

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

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

Diseño de un Equipo de Pruebas para Bombas Centrífugas de  
Flujo Axial

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Julio Andrés Hernández Echeverría

Daniel Marino Jiménez Véliz

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2019

## DEDICATORIA

Daniel:

Este trabajo de titulación va dedicado con profundo cariño a mis padres Luz Marina Veliz Franco y Daniel de Jesús Jiménez Montesdeoca, por su dedicación, apoyo y cuidado durante mi formación personal y académica; a mi hermano Daniel Alejandro Jiménez Véliz, por permitirme convertir en un buen ejemplo a seguir; y a mi tío Julio Santiago Veliz Franco por los consejos y ayuda brindada durante la carrera.

Julio:

Este trabajo de titulación se lo dedico a mi madre: Lucia Josefina Echeverria Guerrero, porque desde muy temprana edad ella me educó y enseñó valores que un buen ser humano debe tener; y A mi Padre: Carlos Julio Hernández Muñoz, porque él me mostró lo que es el verdadero valor de la perseverancia y honradez, además de siempre procurar por mi bienestar.

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradecemos al Taller Industrial de Mantenimiento Naval, TIMN Cia. Ltda. por su constante aporte en nuestro crecimiento profesional y ético; A nuestros tutores y docentes quienes han contribuido con su experiencia y conocimiento en el desarrollo del proyecto; y finalmente, A nuestros familiares y amigos cercanos por brindarnos siempre su apoyo incondicional en todo momento.

## DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Julio Andrés Hernández Echeverría* y *Daniel Marino Jiménez Veliz* damos 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"

  
Julio Hernández

  
Daniel Jiménez

## EVALUADORES



Juan Peralta, PhD.

PROFESOR TUTOR



Emérita Delgado, PhD.

PROFESOR DE LA MATERIA

## RESUMEN

En el Ecuador gran parte de los fabricantes de bombas centrífugas de flujo axial desarrollan estos equipos sin disponer de información técnica respecto al alcance de su funcionamiento. Por esta razón se decide diseñar un banco de pruebas para bombas centrífugas de flujo axial para un fabricante local, TIMN Cia. Ltda. con el fin de determinar las variables: caudal, cabezal, potencia y rendimiento de sus turbomaquinarias. Para este diseño se aplicó la normativa ANSI/HI 2.6-2000, la cual proporciona una idea de los componentes e instrumentación del banco y mediciones requeridas en el ensayo. Además, para la selección de elementos mecánicos se siguieron los procedimientos de los catálogos comerciales. Por otro lado, se usó Autodesk Inventor v2019, para modelar y dimensionar el bastidor con sus componentes mecánicos e hidráulicos. También, se empleó Fritzing y Eplan Electric para desarrollar diagramas electrónicos y eléctricos. Se obtuvo un bastidor en acero ASTM A-36 de dimensiones (3480x1200x1910) [mm]; tuberías, codos de 90 grados, tee, bridas y válvula mariposa en PVC de diámetro 160 [mm]; dos poleas de 4 [in] con una sola ranura y una banda A60; un eje de acero inoxidable AISI 304 de largo 1620 [mm]; una Chumacera FAG F16203; un variador de frecuencia Robincon y un motor eléctrico trifásico de 2800 [RPM] que trabajan a 3 [HP] 220 [Vac]; contactor de 22 [A]; disyuntor de 3 polos 20 [A]; sensor de presión AUTEX de 30 [PSI], sensor por efecto Hall KY-024, sensor infrarrojo FC-03, un vatímetro PZEM-004T.

Finalmente, el banco de bombas cumple con la normativa mencionada; el bastidor no falla según la simulación de elementos finitos; y el costo final es un valor razonable en comparación a otros existentes en el mercado exterior.

**Palabras Clave:** Bombas Axiales, Caudal, Cabezal, Rendimiento.

## **ABSTRACT**

*In Ecuador, most of the manufacturers of axial flow centrifugal pumps develop their equipment without having technical information regarding the scope of their operation. For this reason, it was decided to design a test bench for axial flow centrifugal pumps for a local manufacturer, TIMN Cia. Ltda. In order to determine the variables: flow, head, power and efficiency of its turbomachinery. ANSI / HI 2. 6-2000 standards were applied to this design, which provides an idea of the bench components, instrumentation and measurements required in the test. In addition, the procedures of the commercial catalogs were followed for the selection of mechanical elements. On the other hand, Autodesk Inventor v2019 was used to model the frame with its mechanical and hydraulic components. Also, Fritzing and Eplan Electric were used to develop electronic and electrical diagrams. A frame was obtained in steel ASTM A-36 with dimensions (3480x1200x1910) [mm]; pipes, 90 degree elbows, tee, flanges and butterfly valve with diameter 160 [mm]; two pulleys of 4 [in] with a single groove and a belt A60; a shaft in stainless steel AISI 304 with length 1620 [mm]; one FAG F16203 bearing; one Robincon frequency converter and one 2800 [RPM] three-phase electric motor operating at 3 [HP] 220 [Vac]; 22 [A] contactor; 20 [A] three-pole circuit breaker; 30 [PSI] AUTEX pressure sensor, KY-024 Hall effect sensor, FC-03 infrared sensor, one PZEM-004T wattmeter. Finally, the pump test bench complies with the above-mentioned regulations; the frame does not fail according to results from the finite element analysis; and the final cost is a fair value compared to others existing in the foreign market.*

*Keywords: Axial pumps, flow, Head, Performance.*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIII
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción.....	1
1.1 Definición del Problema.....	1
1.2 Justificación del proyecto.....	1
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo General.....	2
1.3.2 Objetivos Específicos.....	2
1.4 Marco Teórico.....	2
1.4.1 Bombas.....	2
1.4.2 Parámetros Fundamentales De Bombas Hidráulicas Rotodinámicas.....	5
1.4.3 Curvas De Desempeño De Bombas Hidráulicas Rotodinámicas.....	7
1.4.4 Parámetros De Selección De Bombas Hidráulicas Rotodinámicas.....	8
1.4.5 Banco De Pruebas Hidráulicas.....	9
1.4.6 Normativas.....	11
1.4.7 Leyes De Afinidad Para Bombas Hidráulicas Rotodinámicas.....	11
1.4.8 Ensayo.....	12
CAPÍTULO 2.....	13
2. Metodología.....	13

2.1	Alternativas de diseño para el banco de pruebas de bombas axiales.....	14
2.1.1	Alternativas para la configuración hidráulica.....	14
2.1.2	Alternativas para el sistema de variación de velocidad.....	14
2.1.3	Alternativas para la medición de presión .....	16
2.1.4	Alternativas para la medición de caudal .....	17
2.2	Matriz de Decisión .....	19
2.3	Restricciones de diseño .....	22
2.4	Requerimientos de diseño.....	23
2.5	Diseño del banco de bombas axiales .....	23
2.5.1	Modelamiento del impulsor, campana, anillo de desgaste y cuerpo de la bomba.....	23
2.5.2	Determinación de la potencia de freno y velocidad del impulsor .....	23
2.5.3	Selección del motor eléctrico, variador de frecuencia y sistema protección.....	26
2.5.4	Dimensionamiento del eje, chaveta y chavetero.....	26
2.5.5	Selección de la banda y poleas .....	30
2.5.6	Selección de chumacera.....	32
2.5.7	Dimensionamiento y Simulación del bastidor .....	34
CAPÍTULO 3.....		39
3.	Resultados Y ANÁLISIS .....	39
3.1	Resultados del diseño detallado del bastidor para el Equipo .....	39
3.1.1	Selección de la perfilería.....	39
3.1.2	Diseño de junta empernada del bastidor .....	39
3.1.3	Simulación del bastidor.....	40
3.2	Resultados del diseño detallado del eje para la bomba axial .....	42
3.3	Selección de chaveta .....	43
3.4	Selección de accesorios tuberías, codos, tee, válvulas, bridas y acoples.....	43

3.5	Selección de chumacera .....	43
3.6	Selección de bandas y poleas .....	44
3.7	Diagrama Hidráulico del banco .....	45
3.8	Selección de los elementos eléctricos para el sistema de arranque .....	46
3.9	Diagrama eléctrico para el sistema de arranque .....	48
3.10	Selección de transductor de presión .....	49
3.11	Selección del caudalímetro .....	49
3.12	Selección del tacómetro .....	49
3.13	Selección del vatímetro .....	49
3.14	Diagrama electrónico para transductor de presión, caudalímetro, tacómetro y vatímetro. ....	50
3.15	Materiales y costos del proyecto .....	51
CAPÍTULO 4.....		54
4.	Conclusiones Y Recomendaciones .....	54
4.1	Conclusiones .....	55
4.2	Recomendaciones.....	56
Bibliografía.....		58
APÉNDICES.....		60

## **ABREVIATURAS**

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASME	American Society of Mechanical Engineering
ASTM	American Society of Testing Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
DIN	Deutsches Institut für Normung
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalization
ANSI	American National Standards Institute
HI	Hydraulic Institute
NPSH	Carga de Succión Positiva
PME	Punto de Máxima Eficiencia
PLC	Programmable Logic Controller
PVC	Polyvinyl chloride

## SIMBOLOGÍA

m	Metros
in	Pulgadas
mm	Milímetros
HP	Caballos de fuerza
W	Vatios
RPM	Revoluciones por minuto
rad	Radianes
s	Segundos
Kg	Kilogramos
V	Voltios
Vac	Voltios en corriente alterna
Vdc	Voltios en corriente directa
A	Ampere
Hz	Hertz
N	Newton
Pa	Pascales
MPa	Mega-pascales
GPa	Giga-pascales
PSI	Libras por pulgada cuadrada

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Partes de una bomba centrífuga. Fuente: [Fernández Díez, 2016].....	3
Figura 1.2 Bomba de flujo radial. [Elaboración propia] .....	4
Figura 1.3 Bomba de flujo axial en mantenimiento correctivo. [Elaboración propia].....	4
Figura 1.4 Bomba de flujo mixto. Fuente: [Wuhan Spico Machinery & Electronics, 2017] .....	5
Figura 1.5 Curva característica de bomba centrífuga. Fuente: [Cengel, 2006] .....	7
Figura 1.6 Banco de ensayos para bombas centrífugas. [Elaboración propia].....	9
Figura 2.1 Diagrama de flujo acerca de la metodología. [Elaboración propia] .....	13
Figura 2.2 Sistema de poleas múltiples. Fuente: [Creative Commons, 2011] .....	15
Figura 2.3 Polea variable. Fuente: [Éxito poleas fuerza y potencia, 2019] .....	15
Figura 2.4 Variador de frecuencia. Fuente: [Powtech, 2018].....	16
Figura 2.5 Manómetro digital. Fuente: [Grainger S.A., 2019] .....	17
Figura 2.6 Transductor de presión. Fuente: [National Instruments,2018].....	17
Figura 2.7 Tubo Venturi. Fuente: [Emerson, 2013].....	18
Figura 2.8 Caudalímetro de turbina. Fuente: [Marlia Ingenieros, 2018].....	18
Figura 2.9 Placa orificio. Fuente: [Krohne, 2018].....	19
Figura 2.10 Diseño de forma del banco de pruebas. [Elaboración propia] .....	22
Figura 2.11 Bomba Axial 150ZB-4. Fuente: [TRENTY, 2017] .....	25
Figura 2.12 Curva Teórica de la Bomba Axial 150ZB-4. [Elaboración propia].....	25
Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre del eje. [Elaboración propia] .....	27
Figura 2.14 Bandas convencionales. Fuente: [Martin, 2017].....	30
Figura 2.15 Diámetro mínimo recomendado para polea motriz.....	31
Figura 2.16 Aplicaciones de maquinarias y vida de referencia. Fuente: [NTN, 2014] ...	32
Figura 2.17 Modelamiento del Bastidor. [Elaboración propia] .....	37
Figura 2.18 Consideraciones para la simulación del bastidor. [Elaboración propia].....	38
Figura 3.1 Factor de seguridad del bastidor, vista isométrica. [Elaboración propia].....	40
Figura 3.2 Esfuerzo de Von Misses sobre el bastidor, vista isométrica. [Elaboración propia] .....	41
Figura 3.3 Deformación total del bastidor. [Elaboración propia] .....	42
Figura 3.4 Diseño del eje en Autodesk Inventor. [Elaboración propia] .....	43
Figura 3.5 Chumacera F16203 en Autodesk Inventor. [Elaboración propia] .....	44

Figura 3.6 Juego de banda y poleas en Autodesk Inventor. [Elaboración propia] .....	44
Figura 3.7 Polea de 4 [in] proveniente de Maquinarias Henriques. [Elaboración propia] .....	45
Figura 3.8 Diagrama Hidráulico del sistema. [Elaboración propia] .....	45
Figura 3.9 Disyuntor de 3 polos de 20 [A]. Fuente: [Keen Kontrol S.A.S, 2016].....	46
Figura 3.10 Relé Térmico de 22 [A]. Fuente: [Keen Kontrol S.A.S, 2016] .....	47
Figura 3.11 Interruptor de giro trifásico 20 [A]. Fuente: [Keen Kontrol S.A.S, 2016].....	47
Figura 3.12 Diagrama del sistema de arranque del banco de bombas axiales. [Elaboración propia].....	48
Figura 3.13 Diagrama electrónico. [Elaboración propia].....	50
Figura A.1 Ángulos laminados. Fuente: [IPAC,2014] .....	60
Figura A.2 Tubo cuadrado estructural. Fuente: [IPAC, 2014] .....	60
Figura A.3 Canal estructural. Fuente: [IPAC, 2014].....	61
Figura A.4 Plancha negra laminada en caliente. Fuente: [IPAC, 2014].....	61
Figura A.5 Catálogo de chavetas JyM. Fuente: [JyM, 2015] .....	62
Figura A.6 Factor de confiabilidad. Fuente: [NTN, 2014].....	62
Figura A.7 Factor de corrección por características de rodamiento. Fuente: [NTN, 2014] .....	63
Figura A.8 Factor de corrección por condiciones de operación. Fuente: [NTN, 2014] ..	63
Figura A.9 Factor de seguridad estática. Fuente: [NTN, 2014].....	63
Figura A.10 Cable calibre 12. [Elaboración propia] .....	64
Figura A.0.11 Codo PVC 90 grados de 160 [mm]. [Elaboración propia].....	64
Figura A.12 Tubería PVC de 160 [mm]. [Elaboración propia].....	64
Figura A.13 Tee PVC de 160 [mm]. [Elaboración propia].....	65
Figura A.14 Válvula mariposa con bridas PVC de 160 [mm]. [Elaboración propia] .....	65
Figura A.15 Variador de frecuencia Robincon de 3 Hp 220 [V]. [Elaboración propia] ...	66
Figura A.16 Motor jaula de ardilla Trifásico de 3 [Hp] 220 [Vac]. [Elaboración propia] ..	66
Figura A.17 Frame motor jaula de ardilla. [Elaboración propia].....	66
Figura A.18 Chumacera de pared F16203. [Elaboración propia].....	67
Figura A.19 Sensor efecto Hall. [Elaboración propia] .....	67
Figura A.20 1/8NPT rosca acero inoxidable transductor de presión sensor30 PSI para agua. [Elaboración propia].....	67
Figura A.21 Sensor PZEM004T. Fuente: [ZQC Module Store, 2018].....	68

Figura A.22 Placa Arduino Uno. [Elaboración propia] .....	68
Figura A.23 Caja telefónica. [Elaboración propia].....	68
Figura A.24 Luz piloto verde. Fuente: [ESTEC, 2019].....	69
Figura A.25 Luz piloto Roja. Fuente: [ESTEC, 2019] .....	69
Figura A.26 Botón parada de emergencia. Fuente: [Grainger, 2018].....	70
Figura A.27 Selector de dos posiciones. Fuente: [ENERTRONIC, 2019].....	70

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Rangos de velocidad específica según el tipo de bomba rotodinámica. Fuente: [Ratnayaka, Brandt & Johnson, 2019] .....	8
Tabla 1.2 Variables físicas e instrumentos. [Elaboración propia] .....	10
Tabla 2.1 Rango de calificaciones para los criterios de diseño. [Elaboración propia] ...	19
Tabla 2.2 Criterios de diseño, descripciones y ponderaciones. [Elaboración propia] ....	20
Tabla 2.3 Matriz de decisión para las alternativas de diseño. [Elaboración propia].....	21
Tabla 3.1 Costos del sistema mecánico. [Elaboración propia] .....	51
Tabla 3.2 Costos del sistema hidráulico. [Elaboración propia] .....	52
Tabla 3.3 Costos del sistema eléctrico. [Elaboración propia] .....	52
Tabla 3.4 Costos del sistema electrónico. [Elaboración propia] .....	53
Tabla 3.5 Costo total del equipo. [Elaboración propia] .....	53
Tabla B.1 Características del motor eléctrico. Fuente: [TIMN, 2019] .....	71
Tabla B.2 Parámetros de ensayo de la bomba Modelo. [Elaboración propia] .....	71
Tabla B.3 Información técnica de la boba prototipo. Fuente: [TIMN, 2019].....	71
Tabla B.4 Parámetros calculados para el Disyuntor. [Elaboración propia] .....	71
Tabla B.5 Material considerado para el diseño del eje. Fuente: [DIPAC, 2014] .....	71
Tabla B.6 Parámetros calculados para la selección de banda y polea. Fuente: [Martin, 2017] .....	71
Tabla B.7 Parámetros calculados para la selección de chaveta de la polea. [Elaboración propia] .....	72
Tabla B.8 Asunciones para el diseño del eje. [Elaboración propia] .....	72
Tabla B.9 Fuerza cortante, momento flector y torque a lo largo del eje. [Elaboración propia] .....	72
Tabla B.10 Concentradores de esfuerzo teóricos. Fuente: [Richard G, Budynas et al., 2008] .....	72
Tabla B.11 Concentradores de esfuerzo por fatiga calculados. [Elaboración propia]....	72
Tabla B.12 Parámetros considerados para dimensionamiento del eje. [Elaboración propia] .....	73
Tabla B.13 Dimensionamiento del eje. [Elaboración propia] .....	73
Tabla B.14 Características del perno. [Elaboración propia].....	73
Tabla B.15 Características de la junta empernada. [Elaboración propia] .....	73
Tabla B.16 Parámetros calculados para la junta empernada. [Elaboración propia] .....	74

Tabla B.17 Parámetros calculados para la selección de chumacera. [Elaboración propia]  
.....74

## **ÍNDICE DE PLANOS**

PLANO 1 Vista isométrica del ensamble general - Anexo C

PLANO 2 Vistas en sistema europeo - Anexo C

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

En el Ecuador, los sectores industrial, acuícola y agrícola utilizan dentro de su proceso productivo bombas axiales para abastecerse de agua proveniente de brazos de mar cercanos. Debido a la alta demanda de estas bombas, en el mercado local muchas empresas han optado por construirlas. Estas cumplen los requerimientos establecidos por el cliente, sin embargo, son consideradas artesanales por lo que carecen de curvas de operación y esto les resta valor en su comercialización contra empresas que si disponen de esta información técnica. Por ese motivo, la finalidad de este proyecto es entregar la documentación y los recursos necesarios provenientes del diseño de un banco de pruebas para bombas axiales, que permitan su replicabilidad, construcción y experimentación.

### 1.1 Definición del Problema

El Taller Industrial de Mantenimiento Naval, TIMN Cia. Ltda. es una empresa ubicada en la ciudad de Guayaquil, que lleva 11 años en el mercado, ofreciendo bombas axiales. A pesar de que las bombas son fabricadas bajo la aplicación de criterios técnicos y selección de materiales, su línea de producción no dispone de un equipo para realizar ensayos experimentales que permitan cuantificar y contrastar los parámetros de funcionamiento de este producto a diferentes condiciones de operación.

### 1.2 Justificación del proyecto

Los clientes en su búsqueda de obtener bombas axiales de calidad a menudo solicitan a las empresas información técnica de los mismos. No obstante, estas cuentan con información puntual y poco exacta sobre las capacidades de sus equipos, restándole oportunidades de posicionamiento en el mercado local. Es por ello, que la empresa TIMN Cia. Ltda. busca mejorar el rendimiento de sus bombas de flujo axial, con el fin de ser más competitivo y pasar de ser un fabricante artesanal a uno tecnificado, mediante la realización de pruebas de laboratorio.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar un banco de pruebas para el análisis de bombas centrífugas de flujo axial utilizando la norma ANSI/HI 2.6-2000 para la empresa Taller Industrial y Mantenimiento Naval TIMN Cia Ltda.

### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- Identificar el tipo de configuración hidráulica en el banco de pruebas considerando criterios operacionales.
- Elaborar el diseño conceptual y detallado del banco de pruebas empleado software de ingeniería.
- Dimensionar el motor y otros elementos mecánicos elementos perteneciente al banco de pruebas.
- Seleccionar los elementos del banco y de instrumentación necesarios para la adquisición de datos relacionados con torque, velocidad, cabezal y caudal.

## **1.4 Marco Teórico**

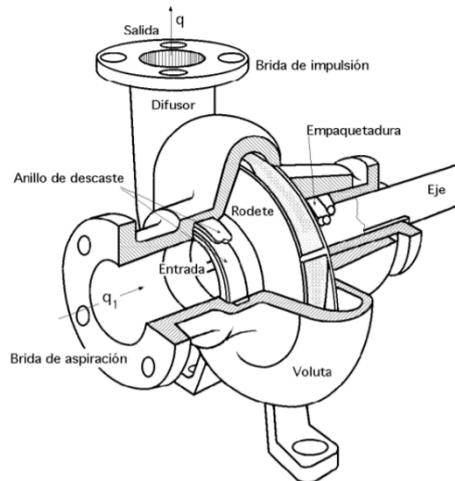
### **1.4.1 Bombas**

Son maquinarias elevan la presión de los fluidos compresibles e incompresibles para trasladar de un punto a otro. Estas se clasifican en bombas de desplazamiento dinámico y rotodinámicas. (YUNUS A. CENGEL & JOHN M. CIMBALA, 2006)

Para efectos de este trabajo, se definen solamente los conceptos relacionados con las bombas rotodinámicas.

### 1.4.1.1 Bombas Rotodinámicas

Este tipo de bombas se caracterizan por añadir energía cinética al fluido utilizando álabes y de esta manera se incrementa la presión. Generalmente, este tipo de bombas se encuentran constituidas por un impulsor, difusor o voluta, carcasa, eje, prensa estopa, bocines, rodamientos, empaques, sellos, elementos de unión, acoples y sistema de transmisión de potencia.



**Figura 1.1 Partes de una bomba centrífuga. Fuente: [Fernández Díez, 2016]**

El impulsor es el encargado de proporcionar la dirección al fluido cuando pasa por los álabes, a continuación, el difusor reduce su velocidad y lo redirige con los álabes fijos. El diseño y geometría de ambos acorde al diseño de estos, las bombas rotodinámicas se subdividen en tres grupos: centrífuga, axial y mixto. (YUNUS A. CENGEL & JOHN M. CIMBALA, 2006)

#### 1.4.1.1.1 Bombas Centrífugas

Se les conoce también como bombas radiales, puesto que el fluido ingresa de manera axial al encontrarse con el impulsor, este sale expulsado perpendicular al eje de rotación. Maneja presiones altas, pero a caudales pequeños. Son utilizadas para abastecer de agua en la red hidráulica de una construcción, sistemas contra incendios, refinería de petróleo, producción de alimentos y bebidas, por sus costos menores y un rendimiento mayor al 80% con un diseño adecuado. (YUNUS A. CENGEL & JOHN M. CIMBALA, 2006)



**Figura 1.2 Bomba de flujo radial. [Elaboración propia]**

#### **1.4.1.1.2 Bombas Axiales**

El fluido ingresa también de manera axial, pero es descargado paralelo al eje. Estas bombas trabajan de manera horizontal, vertical o inclinado, así como sumergidas completa o parcialmente. Maneja grandes caudales, pero a cabezales muy bajos y es por esta razón que son las predilectas por empresas dedicadas a riego, drenajes y bombeo a diferencias de nivel pequeñas.

El funcionamiento de esta clase de bombas axiales se maximiza cuando esta trabaja en vertical con el impulsor sumergido el agua, ya que en horizontal la carga de succión merma la eficiencia, produciendo excesivas pérdidas. (YUNUS A. CENGEL & JOHN M. CIMBALA, 2006)



**Figura 1.3 Bomba de flujo axial en mantenimiento correctivo.**

**[Elaboración propia]**

#### **1.4.1.1.3 Bombas Mixtas**

También conocidas como flujo diagonal o semiaxiales, el fluido ingresa de manera axial y es descargado a cierto ángulo de inclinación. Estas emplean la acción de la fuerza “centrífuga” y el empuje axial, dando como resultado un punto intermedio entre los caudales y cabezales de las bombas radiales y axiales. (FRANK M. WHITE, 1979)



**Figura 1.4 Bomba de flujo mixto.**

**Fuente: [Wuhan Spico Machinery & Electronics, 2017]**

### **1.4.2 Parámetros Fundamentales De Bombas Hidráulicas Rotodinámicas**

Durante la operación de una bomba, esta se encuentra definida con los siguientes parámetros fundamentales:

#### **1.4.2.1 Caudal**

Se conoce también como gasto volumétrico. Es la medida que cuantifica el volumen de un fluido que circula en una sección por segundo. (FRANK M. WHITE, 1979)

#### **1.4.2.2 Cabezal**

Se denomina también como carga hidrostática. Es la medida que cuantifica el cambio de presión en términos de la altura de la columna de un fluido. Este puede ser de dos tipos: estático y dinámico. (FRANK M. WHITE, 1979)

#### **1.4.2.2.1 Cabezal estático**

Es la medida de energía potencial de un líquido en reposo respecto a un nivel de referencia. (American National Standard Institute, 2000)

#### **1.4.2.2.2 Cabezal dinámico**

Es la medida de energía cinética de un líquido en movimiento.(American National Standard Institute, 2000)

#### **1.4.2.3 Potencia de freno**

Es la potencia que se requiere para vencer la carga e inercia de la bomba y fricción ocasionada por ciertos elementos mecánicos. Generalmente esta potencia es suministrada por un motor conectado directamente o un sistema de transmisión por banda, cadena o reductores.(FRANK M. WHITE, 1979)

#### **1.4.2.4 Potencia útil**

Es la potencia que absorbe el fluido del trabajo realizado por la bomba. (American National Standard Institute, 2000)

#### **1.4.2.5 Eficiencia de la bomba**

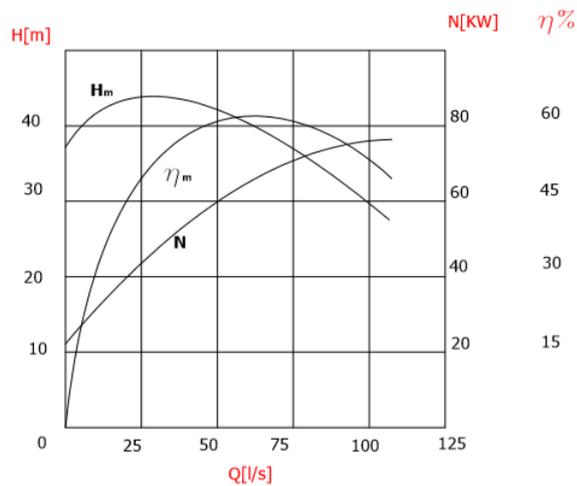
Es relación entre la potencia hidráulica y la potencia de freno. (American National Standard Institute, 2000)

#### **1.4.2.6 Eficiencia del sistema**

Es relación entre la potencia de freno y la potencia eléctrica. Esta considera las pérdidas desde la fuente de alimentación eléctrica hasta la bomba. (American National Standard Institute, 2000)

### 1.4.3 Curvas De Desempeño De Bombas Hidráulicas Rotodinámicas

Las curvas características de una bomba describen gráficamente la relación entre los cabezales que se alcanzan para las respectivas variaciones de caudal. Estas son obtenidas con la realización de ensayos en un banco de pruebas, a velocidad constante, cambios de la apertura de la válvula y variedad de tamaños de impulsor para un mismo modelo. Conocidos los pares de cabezal – caudal, además es posible determinar la potencia útil y por ende la eficiencia de la bomba. Todas estas curvas son vitales para lograr una buena selección de la capacidad de la bomba para un sistema dado. (Ratnayaka, D. D., Brandt, M. J., y Johnson, K. M., 2009)



**Figura 1.5 Curva característica de bomba centrífuga. Fuente: [Cengel, 2006]**

De la curva de rendimiento, se puede identificar el punto de máxima eficiencia (PME), se especifica como aquel punto donde la relación cabezal-caudal en conjunto con la potencia del freno alcanzan su valor máximo. El PME es clave, ya que sirve para realizar una correcta selección de las capacidades de una bomba dentro de un intervalo de confianza.

## 1.4.4 Parámetros De Selección De Bombas Hidráulicas Rotodinámicas

### 1.4.4.1 Carga De Succión Positiva (NPSH)

Se define como la diferencia entre la carga de presión de estancamiento y la carga de presión de vapor del fluido de trabajo. Si la presión decae súbitamente, el fluido cambia de estado líquido a vapor, generando burbujas de vapor que implosionan sobre la superficie de los alabes, desprendiendo material y causando posibles fallas mecánicas. Este fenómeno es conocido como cavitación. (YUNUS A. CENGEL & JOHN M. CIMBALA, 2006)

### 1.4.4.2 Velocidad Específica

La velocidad específica es un parámetro adimensional usado para realizar un pre-selección de un equipo. Se define como el producto de la velocidad de rotación, y la relación no lineal entre el caudal y cabezal, aplicado en el PME. (YUNUS A. CENGEL & JOHN M. CIMBALA, 2006)

**Tabla 1.1 Rangos de velocidad específica según el tipo de bomba rotodinámica.**

**Fuente: [Ratnayaka, Brandt & Johnson, 2019]**

<b>Tipo de bomba</b>	<b>Velocidad específica</b>
Centrífuga	10-90
Mixto	40-160
Axial	150-420

Cabe recalcar que la Tabla 1.1 muestra valor de velocidad específica para una velocidad de rotación en revoluciones por minuto, un caudal en metros cúbicos por segundo, y cabezal en metros de agua.

### 1.4.5 Banco De Pruebas Hidráulicas

El banco de pruebas hidráulicas es un equipo que está compuesto de un control e instrumentación que permite la adquisición y procesamiento de los parámetros de operación de las bombas. Entre los resultados están la validación de los requerimientos de caudal y cabezal solicitados por el cliente, construcción de las curvas características y análisis de consumo de potencia y eficiencia. Esta información sirve para la mejora continua del diseño de los componentes y, por tanto, el incremento del rendimiento.(GUNT Hamburg, 2019)



Figura 1.6 Banco de ensayos para bombas centrífugas. [Elaboración propia]

### 1.4.5.1 Instrumentación

Para determinar la variación de los parámetros hidráulicos durante el funcionamiento del banco de pruebas, es necesario utilizar instrumentos de tipo analógico o digital que se detallan a continuación:

**Tabla 1.2 Variables físicas e instrumentos. [Elaboración propia]**

<b>Variables Físicas</b>	<b>Instrumentos</b>	<b>Principio de funcionamiento</b>
Caudal	Caudalímetro	<ul style="list-style-type: none"><li>• Interrupciones de luz infrarroja.</li><li>• Cambios en la frecuencia causados por el corte del flujo magnético.</li><li>• Caída de presión.</li></ul>
Presión	Manómetros, Barómetros, Tubo U, Transductores	<ul style="list-style-type: none"><li>• Variación en el nivel de columna de fluido,</li><li>• Deformación causada por una fuerza aplicada sobre un elemento flexible o membrana.</li><li>• Señales eléctricas.</li></ul>
Velocidad de rotación	Tacómetros	<ul style="list-style-type: none"><li>• Interrupciones de luz infrarroja.</li><li>• Cambios en la frecuencia causados por el corte del flujo magnético.</li></ul>
Consumo energético	Vatímetros, Amperímetro, Voltímetro	<ul style="list-style-type: none"><li>• Señales eléctricas</li></ul>

Estos permiten cuantificar directamente las variables anteriormente señaladas, y medir de manera indirecta otras como nivel de agua, potencia hidráulica, potencia de freno y eficiencia. (American National Standard Institute, 2000)

La integración de los instrumentos conforma el sistema de control del equipo. Este puede ser manual, semiautomático o automático, dependiendo de su nivel

de autonomía, seguridad, precisión y costo. (American National Standard Institute, 2000)

#### **1.4.6 Normativas**

El Instituto Hidráulico (HI) es el responsable en definir procedimientos certificados para el crecimiento y desarrollo de la industria de manufactura de bombas hidráulicas. En general, para cualquier tipo de bomba se aplican las pruebas hidrostáticas y de comportamiento.

En la primera se verifica que no existen fugas de líquido en uniones o componentes; mientras que en la segunda se detalla la respuesta del equipo para distintos caudales.

Para realizar ensayos en bombas de flujo axial, existen las siguientes normas:

- ANSI/HI 2.6-2000: Ensayos para bombas verticales.
- ANSI/HI 14.6-2016: Ensayos de desempeño para bombas hidráulicas rotodinámicas.

#### **1.4.7 Leyes De Afinidad Para Bombas Hidráulicas Rotodinámicas**

Las leyes de afinidad son expresiones matemáticas que relacionan los parámetros hidráulicos y geometría de la bomba. Se utiliza para encontrar nuevas características de operación, a partir otras ya conocidas, para la misma o diferente escala del impulsor. Esto contribuye en la obtención de información para una familia de bombas. (YUNUS A. CENGEL & JOHN M. CIMBALA, 2006)

Antes de aplicar las leyes de afinidad, deben cumplirse similitudes geométricas, dinámicas y cinéticas entre el prototipo y el modelo de bomba. La similitudes dinámicas y cinéticas son condiciones necesarias, mas no suficientes, debido a que en la práctica se ha demostrado que los efectos viscosos son despreciables cuando existe similitud geométrica y en condiciones de flujo. (Philip J. Pritchard & John C. Leylegian, 2011)

### **1.4.8 Ensayo**

La normativa define las configuraciones para ensamblar el circuito hidráulico, especificaciones de los instrumentos, como es el caso del caudalímetro y los sensores de presión, y recomienda llevar a cabo la experimentación en condiciones ambientales según el lugar. Estos deben estar ubicados según las distancias mínimas aguas arriba y aguas debajo de la succión y descarga.

También señala que, si la bomba axial es de gran tamaño, se pueden aplicar modelos a escala utilizando las leyes de afinidad para bombas rotodinámicas. (American National Standard Institute, 2000)

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

El banco de pruebas para bombas axiales consta de los siguientes partes: sistemas mecánico, hidráulico, eléctrico y electrónico. En atención a la problemática expuesta, el diseño del equipo requirió de la selección de la mejor alternativa para cada uno de sus componentes bajo la referencia de la norma ANSI/HI 2.6-2000.

La metodología de diseño que se aplicó se encuentra esquematizada en la Figura 2.1

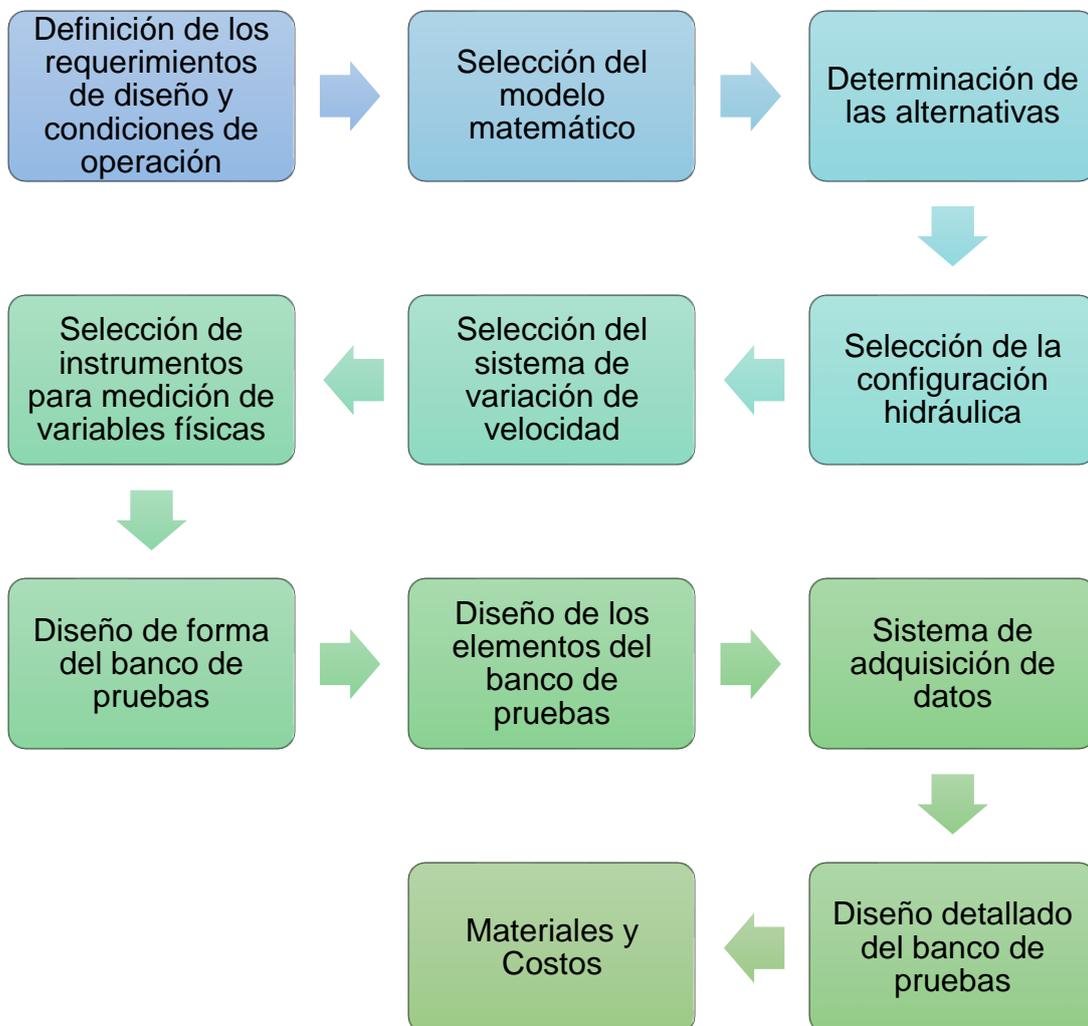


Figura 2.1 Diagrama de flujo acerca de la metodología. [Elaboración propia]

## **2.1 Alternativas de diseño para el banco de pruebas de bombas axiales**

El banco de pruebas está constituido por una piscina, motor, bomba axial e instrumentos de medición de las variables físicas indicadas en el capítulo anterior. Con la finalidad de establecer el comportamiento y rendimiento de estas bombas axiales, se debe seleccionar adecuadamente la configuración hidráulica, sistema de variación de velocidad e instrumentos de medición principalmente de presión y caudal.

### **2.1.1 Alternativas para la configuración hidráulica**

La configuración hidráulica puede realizarse en lazo abierto y lazo cerrado.

#### **2.1.1.1 Lazo abierto**

La piscina es llenada con alimentación externa independiente de la bomba.

#### **2.1.1.2 Lazo Cerrado**

La piscina es llenada por retroalimentación de la misma descarga de la bomba, minimizando pérdidas y presencia de burbujas de aire.

En este sentido, la selección de un modelo depende del alcance de las pruebas a efectuarse, donde la configuración de lazo cerrado además de medir el cabezal y caudal al igual que en lazo abierto, permite obtener el NPSH y rendimiento de la bomba.

### **2.1.2 Alternativas para el sistema de variación de velocidad**

En el ensayo se necesita reducir la velocidad del motor hasta llegar a la velocidad de operación del modelo. Esta última velocidad debido a efectos dinámicos debe ser mayor a velocidad nominal de operación de las bombas axiales. Dicho lo anterior, el banco de pruebas debe contar con un sistema para controlar la velocidad del motor.

Se consideraron las siguientes opciones para la variación:

### 2.1.2.1 Sistema de poleas múltiples

Esta configuración consta un eje conductor y un eje impulsado. El eje conductor porta un juego de poleas de distintos diámetros, colocadas de manera descendente, mientras que el eje conducido porta un juego con el mismo número de poleas, pero ordenadas de forma ascendente. Estas son conectadas por una única banda, la cual es templada dependiendo del caso de transmisión.



**Figura 2.2 Sistema de poleas múltiples. Fuente: [Creative Commons, 2011]**

### 2.1.2.2 Sistema de Poleas variables

Este sistema consta de dos poleas con diámetros primitivos variables y un resorte en cada polea. Es gracias a este resorte que se puede ajustar la separación entre las caras internas de cada polea, con la finalidad de que el diámetro primitivo aumente o disminuya según la necesidad. La correa que se emplea en esta configuración es una banda trapezoidal. El máximo rango de velocidades alcanzable es del 5% de la velocidad nominal.



**Figura 2.3 Polea variable. Fuente: [Éxito poleas fuerza y potencia, 2019]**

### 2.1.2.3 Variador de frecuencia

Este dispositivo que permite cambiar la velocidad nominal de un motor eléctrico mediante la relación constante de voltaje y frecuencia. Consta de 4 circuitos principales: rectificador o conversor, intermedio, inversor y controlador. El rectificador se encarga de convertir la corriente alterna en directa. El circuito intermedio se encarga de suavizar la onda para no producir si sobresaltos. El circuito inversor convierte nuevamente la corriente directa en alterna, produciendo una onda cuasi-senoidal. Finalmente, el circuito controlador es un PLC que muestra la frecuencia deseada. La velocidad nominal puede variar desde 0% hasta 110% de la rapidez.



Figura 2.4 Variador de frecuencia. Fuente: [Powtech, 2018]

### 2.1.3 Alternativas para la medición de presión

En el ensayo uno de los parámetros que se busca determinar es el cabezal total, el cual es calculado a partir de la presión estática, presión dinámica y pérdidas en la tubería. Para la medición de la presión estática, la normativa sugiere en la sección 2.6.9.1.3, la ubicación mínima del instrumento de medición de presión a un equivalente de cinco veces el diámetro a partir de la descarga de la bomba.

Se consideraron dos opciones de instrumentos de medición de presión, que se detallan a continuación:

#### 2.1.3.1 Manómetro Digital

Este dispositivo posee una geometría y principio de funcionamiento similar al manómetro analógico, no obstante, están integrados con un sensor de presión

otorgándoles más precisión. La lectura de los valores es reportada en una pantalla LCD.



**Figura 2.5 Manómetro digital. Fuente: [Grainger S.A., 2019]**

### **2.1.3.2 Transductor de Presión con Salida Voltios**

Este dispositivo realiza la lectura de la presión mediante la deformación de unos extensómetros. Luego esta entrada es convertida en una señal eléctrica analógica y posee un circuito de acondicionamiento de esta, lo que permite una salida de 0 a 5 [Vdc]. Esta salida puede ser integrada un sistema de procesamiento y control.



**Figura 2.6 Transductor de presión. Fuente: [National Instruments,2018]**

### **2.1.4 Alternativas para la medición de caudal**

En el ensayo otros de los parámetros es el caudal, el cual también permite encontrar la presión dinámica. En los bancos de pruebas, este debe ser regulado en función de la abertura de una válvula mariposa. Se consideraron tres opciones de instrumentos de medición de caudal, que se detallan a continuación:

#### 2.1.4.1 Tubo Venturi

Este dispositivo tiene una configuración tipo tobera, a partir de la cual salen dos tubos, uno a la entrada y otro en la reducción de sección. Conocidas las áreas y diferencia de nivel del fluido, se puede determinar el caudal.



Figura 2.7 Tubo Venturi. Fuente: [Emerson, 2013]

#### 2.1.4.2 De turbina con sensor de efecto Hall

Este dispositivo consta de dos rectificadores de flujo y un impulsor con imanes en su exterior que al rotar ocasionan pulsos sobre un sensor de efecto Hall. Conocida el comportamiento de pulsos en un periodo, se determina la velocidad de rotación y por ende el caudal.

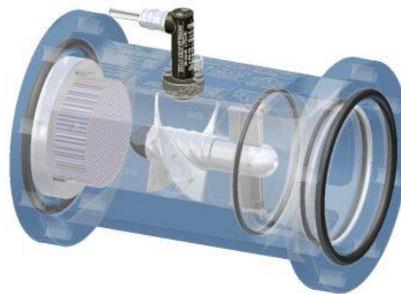


Figura 2.8 Caudalímetro de turbina. Fuente: [Marlia Ingenieros, 2018]

#### 2.1.4.3 Placa Orificio

Este dispositivo presenta un funcionamiento muy similar al Tubo Venturi, sin embargo, esta genera mayores pérdidas ya que la redirección del flujo no es proveniente de la geometría de la tubería.



**Figura 2.9 Placa orificio. Fuente: [Krohne, 2018]**

## **2.2 Matriz de Decisión**

En la configuración hidráulica se selecciona el lazo cerrado puesto que permite trasladar el equipo independiente de que exista una fuente de alimentación y minimiza el gasto innecesario de agua.

Para la selección más apropiada del sistema de variación de velocidad e instrumentos de medición de presión y caudal, se definen los siguientes criterios: Costo, ensamblaje, mantenibilidad, precisión y asequibilidad. Los criterios designados están en función de las necesidades y recursos de la empresa. En la Tabla 2.1 cada criterio se encuentra ponderado acorde a su importancia y en la Tabla 2.2 se procede con la calificación cualitativa y cuantitativa. Los resultados se muestran en la Tabla 2.3.

**Tabla 2.1 Rango de calificaciones para los criterios de diseño. [Elaboración propia]**

<b>Calificación</b>	
<b>Cualitativa</b>	<b>Cuantitativa</b>
Bueno	10
Regular	5
Malo	1

**Tabla 2.2 Criterios de diseño, descripciones y ponderaciones. [Elaboración propia]**

<b>Criterio</b>	<b>Descripción</b>	<b>Ponderación</b>
Costo del equipo	Costos incurridos en la adquisición de componentes e instrumentos para el equipo.	25%
Ensamblaje	Está relacionado con la facilidad de montar, poner en marcha y desmontar el equipo.	15%
Mantenibilidad	Está asociada con la capacidad de poder acceder fácilmente a los componentes para dar un mantenimiento preventivo o correctivo de forma parcial o total del equipo.	15%
Precisión	Se relaciona con la confiabilidad y precisión de los instrumentos.	25%
Asequibilidad	Está referida a la capacidad de encontrar de manera local los repuestos de los componentes del banco de prueba y/o en algunos casos la facilidad de reproducirlos.	20%
	<b>Total</b>	100%

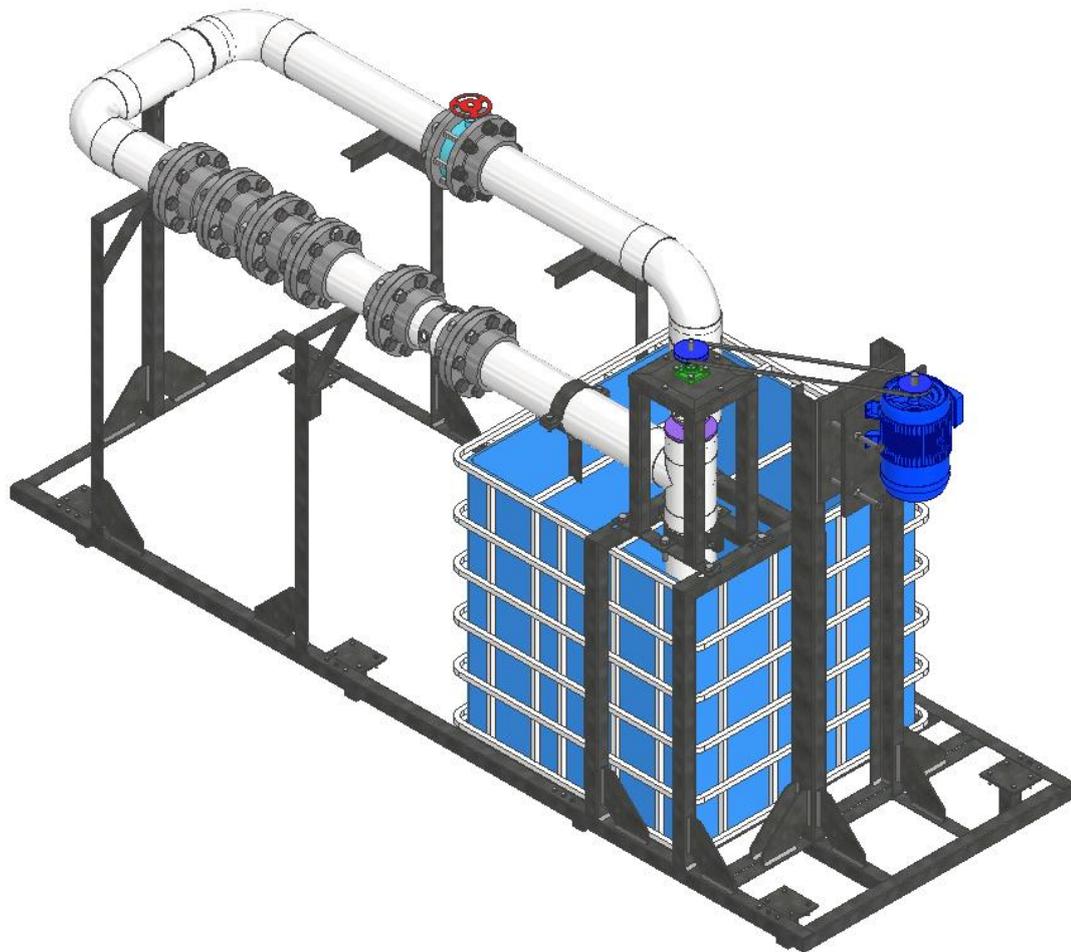
Tabla 2.3 Matriz de decisión para las alternativas de diseño. [Elaboración propia]

Alternativas	Criterios					Puntaje /10
	Costo	Ensamblaje	Mantenibilidad	Precisión	Asequibilidad	
	Ponderaciones					
	25%	15%	15%	25%	20%	
<b>Sistema de Variación de Velocidad</b>						
<i>Poleas Múltiples</i>	6	8	5	6	5	5.95
<i>Poleas variables</i>	4	8	5	6	3	5.01
<i>Variador de frecuencia</i>	4	6	7	7	7	<b>6.1</b>
<b>Instrumentos para Medición de Presión</b>						
<i>Manómetro Digital</i>	5	7	5	8	4	5.85
<i>Transductor de Presión</i>	8	5	7	7	6	<b>6.75</b>
<b>Instrumentos para Medición de Caudal</b>						
<i>Tubo Venturi</i>	4	2	2	3	2	2.75
<i>De turbina con sensor de efecto Hall</i>	6	7	7	5	5	<b>5.85</b>
<i>Placa Orificio</i>	7	5	5	2	5	4.75

Como resultados del análisis de la matriz de decisión, el variador de frecuencia fue elegido para la variación de velocidad; el instrumento de medición de presión seleccionado fue el transductor de presión; y, el instrumento para medición de caudal elegido fue de turbina con sensor de efecto hall.

En cuanto a las variables restantes como la velocidad de rotación y el torque, se optó por el uso de un tacómetro infrarrojo y de un vatímetro, siendo este último un medidor de indirecto de la variable señalada.

Por último, los datos provenientes de estos instrumentos son leídos por una placa Arduino Uno. Esta es seleccionada por su bajo costo y facilidad en la programación



**Figura 2.10 Diseño de forma del banco de pruebas. [Elaboración propia]**

### **2.3 Restricciones de diseño**

Para un diseño de preliminar se basó en la norma ANSI/HI 2.6-2000 e información técnica para instalación de instrumentos de medición.

1. El sistema debe ser un circuito cerrado.
2. La bomba de flujo axial modelo trabaja en posición vertical y parcialmente sumergida.
3. El tamaño del banco no debe exceder los (1500x1500x2000) [mm]. \*Estas dimensiones pueden variar según lo requiera la normativa\*.
4. La empresa proporciona un motor trifásico cuyo frame es M2AA 090 L2 y sus parámetros de funcionamiento son: 220 [Vac], potencia 3 [HP], 2800 [RPM] y factor de servicio 0.8.
5. La instalación del caudalímetro y manómetro debe ser en tramo recto, distanciado al menos cinco veces el diámetro nominal de la tubería agua arriba

y dos veces el diámetro nominal aguas abajo (según las secciones 2.6.9.1.3 y 2.6.9.2 de la norma ANSI/HI 2.6-2000) Además, la tubería debe estar completamente llena.

6. Los instrumentos de medición de caudal y presión deben estar separados al menos una distancia de dos veces diámetro nominal, por mantenimiento de los equipos.

## **2.4 Requerimientos de diseño**

El banco de pruebas debe cumplir con los siguientes requerimientos del cliente:

1. Intercambiabilidad para distintos impulsores y difusores de bombas axiales.
2. Sistema de adquisición de datos automatizado.
3. La movilización del banco debe ser accesible.
4. El equipo debe ser desmontable para facilitar el mantenimiento.

## **2.5 Diseño del banco de bombas axiales**

### **2.5.1 Modelamiento del impulsor, campana, anillo de desgaste y cuerpo de la bomba.**

Se inició con el modelamiento de un prototipo de impulsor axial con 36 [in] de diámetro y se lo redujo a un modelo de impulsor con 5 [in] de diámetro. Luego, con este factor de reducción, se tomaron medidas reales de la campana de succión, anillo de desgaste y resto del cuerpo de la bomba prototipo, con el fin de disminuir el tamaño de las partes y se cumpla la similitud geométrica de la bomba modelo. Se optó por emplear una tubería PVC con 6 [in] de diámetro nominal para el cuerpo de la bomba y aplicar el proceso de manufactura aditiva con tecnología FDM para obtener el impulsor, campana y anillo de desgaste.

### **2.5.2 Determinación de la potencia de freno y velocidad del impulsor**

El prototipo de 36 [in] en su operación habitual a 615 [RPM], requiere del motor una potencia de 300 [HP]. Sin embargo, para definir la velocidad de operación del modelo de 5 [in], se aplicaron las leyes de semejanza para cuando esta bomba consume 1 [HP].

$$\frac{P_{pr}}{P_{mo}} = \left(\frac{\rho_{pr}}{\rho_{mo}}\right) * \left(\frac{\omega_{pr}}{\omega_{mo}}\right)^3 * \left(\frac{D_{pr}}{D_{mo}}\right)^5 \quad (2.1)$$

Donde:

$P_{pr}$ :Potencia del freno del prototipo. [HP]

$P_{mo}$ : Potencia del freno del modelo. [HP]

$\rho_{pr}$ :Densidad del fluido de trabajo del prototipo.  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

$\rho_{mo}$ :Densidad del fluido de trabajo del modelo.  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

$\omega_{pr}$ :Velocidad de rotación del Prototipo. [RPM]

$\omega_{mo}$ :Velocidad de rotación del modelo. [RPM]

$D_{pr}$ :Diámetro de impulsor del prototipo. [in]

$D_{mo}$ :Diametro de impulsor del modelo. [in]

### 2.5.2.1 Curvas de desempeño para el impulsor modelo.

Se empezó con la búsqueda de curvas de desempeño para un impulsor modelo de 5 [in] con la finalidad de poder compararlas con las curvas que se obtendrán en el ensayo, y posteriormente cuantificar y corregir el error proporcionado por el equipo. A continuación, se muestra la curva de desempeño teórica que corresponde al siguiente modelo de bomba perteneciente a la empresa TRENTY, cuyo diámetro es muy similar al de nuestro modelo:



Figura 2.11 Bomba Axial 150ZB-4. Fuente: [TRENTY, 2017]

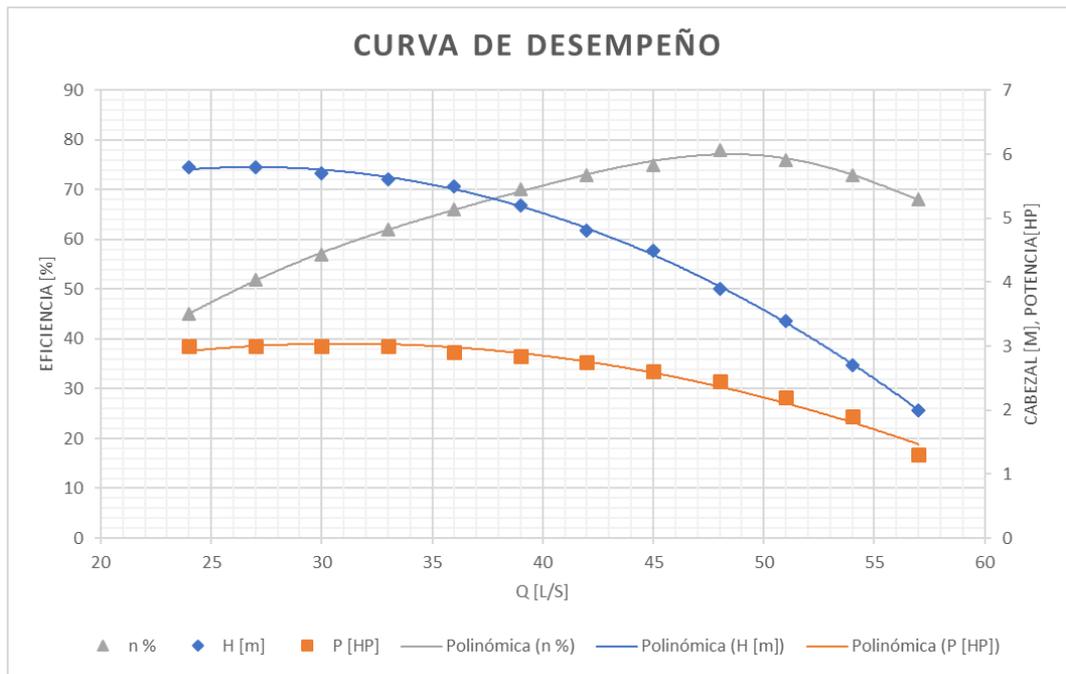


Figura 2.12 Curva Teórica de la Bomba Axial 150ZB-4. [Elaboración propia]

### 2.5.3 Selección del motor eléctrico, variador de frecuencia y sistema protección

El consumo de 1 [HP] para la bomba modelo, fue menor a los 3 [HP] del motor entregado por la empresa. Esto permite trabajar en un amplio rango de velocidades hasta alcanzar la velocidad nominal de 3600 [RPM]. El factor de seguridad para el motor se determinó a partir de la Ecuación 2.2

$$\eta = \frac{\text{Carga del motor}}{\text{Capacidad del motor}} \quad (2.2)$$

Después, fue necesario implementar un sistema de protección para el motor empelando fusibles eléctricos. El número mínimo de fusibles eléctricos se estableció a partir del cálculo de corriente en una configuración estrella.

$$P_e = \sqrt{3} * V_{fase} * I * \cos(\phi) \quad (2.3)$$

Donde:

$P_e$ : Potencia eléctrica del motor. [W]

$V_{fase}$ : Voltaje de fase. [V<sub>ac</sub>]

$I$ : Intensidad de corriente. [A]

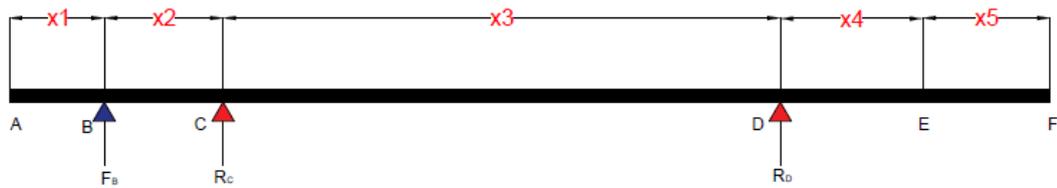
$\cos(\phi)$ : Factor de servicio del motor.

Se despejó la intensidad de corriente y se multiplicó por un factor de seguridad de 1.15. Con esta intensidad de corriente total y la capacidad de los fusibles eléctricos en el mercado local, se escogió la cantidad de fusibles.

### 2.5.4 Dimensionamiento del eje, chaveta y chavetero

#### 2.5.4.1 Diseño de Eje

Se comenzó por un diagrama de cuerpo libre del eje, sobre un solo plano, con fin de determinar las fuerzas externas.



**Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre del eje. [Elaboración propia]**

En la Figura 2.13 se logra apreciar el eje, las distancias y las fuerzas externas aplicadas. Además, muestra las ubicaciones de los elementos mecánicos; en el punto B, C, D y E se asientan una polea, un rodamiento, una estrella, y un impulsor; mientras que los puntos A y F son referencias para mostrar un origen y fin del eje.

A partir de las ecuaciones estáticas de momento, fuerzas externas y asumiendo el sistema de referencias convencional, se calculó cada una de las reacciones.

$$\sum \vec{F} = 0 \quad (2.4)$$

$$\sum M = 0 \quad (2.5)$$

Consecuentemente, se empleó las ecuaciones diferencias de fuerza cortante y momento flector para describir las gráficas.

$$V_2 - V_1 = -A_{carga} \quad (2.6)$$

Donde:

$V_x$ : fuerza cortante en el punto. [N]

$A_{carga}$ : Área de la carga aplicada sobre el cuerpo. [ $m^2$ ]

$$M_2 - M_1 = -A_{cortante} \quad (2.7)$$

Donde:

$M_x$ : fuerza cortante en el punto. [N]

$A_{cortante}$ : Área del cortante aplicado sobre el cuerpo. [ $m^2$ ]

Así mismo, fue necesario conocer cuál es el valor del torque sobre el eje a partir de la ecuación de potencia mecánica.

$$P_m = T * \omega \quad (2.8)$$

Donde:

$P_m$ : Potencia mecánica. [W]

$T$ : Torque. [Nm]

$\omega$ : Velocidad de Rotación.  $\left[\frac{rad}{s}\right]$

Se consideró un diseño por vida infinita, por ende, fue necesario determinar la vida corregida del material, según la ecuación 2.9.

$$S_e = S_e' * C_{tam} * C_{sup} * C_{temp} * C_R * C_{carg} \quad (2.9)$$

Donde:

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga corregido. [MPa]

$S_e'$ : Límite de resistencia a la fatiga sin corregir. [MPa]

$C_{tam}$ : Factor de corrección por tamaño.

$C_{sup}$ : Factor de corrección por superficie.

$C_{temp}$ : Factor de corrección por temperatura.

$C_R$ : Factor de corrección por confiabilidad.

$C_{carg}$ : Factor de corrección por carga.

Para dimensionar los diámetros del eje fue necesario considerar un modelo reversible para el momento y un torque constante. Por ende, la ecuación que se utiliza para este caso es la ecuación de ASME-AISI.

$$d = \left\{ \frac{32 * N_f}{\pi} \left[ \left( \frac{K_f * M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{K_{fms} * T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.10)$$

Donde:

$d$ : Diámetro del eje [m]

$N_f$ : Factor de seguridad en fatiga.

$K_f$ : Concentrador de esfuerzo en fatiga para flexión.

$M_a$ : Momento de amplitud. [Nm]

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga corregido. [MPa]

$K_{fms}$ : Concentrador de esfuerzo en fatiga para cortante.

$T_m$ : Torque medio. [Nm]

$S_y$ : límite de fluencia. [MPa]

#### 2.5.4.2 Diseño de Chaveta

Para el diseño de la chaveta, se consideró el diseño por resistencia a la fluencia. Con el catálogo J y M se seleccionó la base y altura de esta. Sin embargo, para dimensionar el largo, se determinó la fuerza aplicada sobre la chaveta y posterior a ello, un análisis de esfuerzos por cortante y aplastamiento.

$$F = \frac{2 * T}{d} \quad (2.11)$$

Donde:

$F$ : Fuerza cortante. [N]

$T$ : Torque. [Nm]

$d$ : Diámetro del eje. [m]

$$\eta_{torsion} = \frac{0.577 * S_y}{\tau} \quad (2.12)$$

Donde:

$\eta_{torsion}$ : Factor de seguridad en esfuerzo cortante.

$S_y$ : Punto de fluencia del material. [MPa]

$\tau$ : Esfuerzo cortante en torsión. [MPa]

$$\eta_{aplast} = \frac{S_y}{\sigma} \quad (2.13)$$

Donde:

$\eta_{torsion}$ : Factor de seguridad en esfuerzo cortante.

$S_y$ : Punto de fluencia del material. [MPa]

$\sigma$ : Esfuerzo de aplastamiento. [MPa]

### 2.5.5 Selección de la banda y poleas

El motor está equipado con un variador de frecuencia, no obstante, para transmitir la velocidad hacia el eje se utilizan un par de poleas con relación 1:1. La selección de la banda fue realizada con El Gran Catálogo 4000 - Sección D. Como primer paso fue necesario determinar el factor de servicio según la aplicación, para esta situación en específico el factor de servicio más próximo fue para bombas centrífugas con factor de 1.0 (Martin Sprocket & Gear, Inc, 2017). Con este dato se procedió a calcular la potencia de diseño.

$$P_d = F_s * P_m \quad (2.14)$$

Donde:

$P_d$ : Potencia de diseño. [HP]

$F_s$ : Factor de servicio.

$P_m$ : Potencia del motor. [HP]

Luego, se buscó en la figura 2.14 que tipo de banda utilizar según la potencia de diseño y las revoluciones de la unidad motriz.

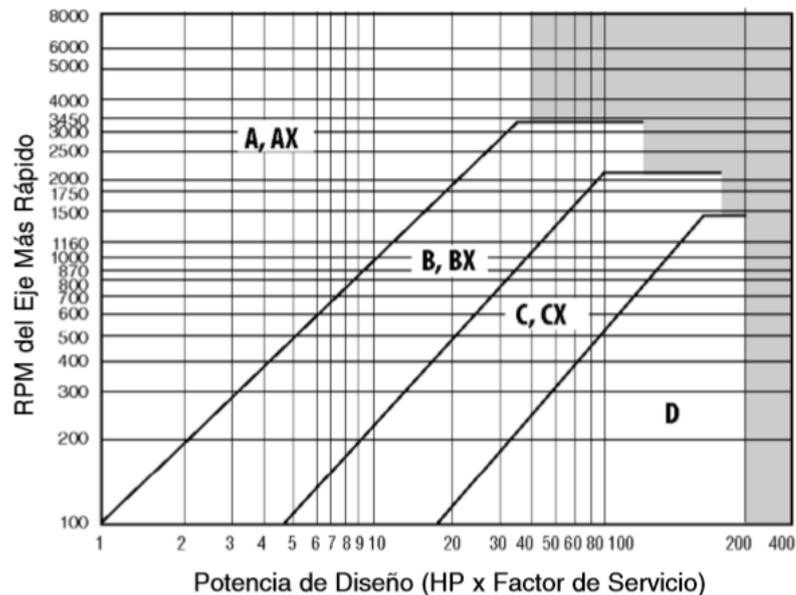


Figura 2.14 Bandas convencionales. Fuente: [Martin, 2017]

Por otra parte, para conocer el mínimo diámetro primitivo de polea se empleó la Figura 2.15 donde se buscó el diámetro en pulgadas según la velocidad y la potencia del motor.

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 2.15 Diámetro mínimo recomendado para polea motriz.

Fuente: [Martin, 2017]

Definida la relación de velocidades y el mínimo diámetro, fue hallado el número de bandas a utilizarse. También se realizó una estimación en cuanto a distancia entre centros, conociendo el factor de corrección por longitud de arco y la potencia permisible por banda según la velocidad y subtipo de banda.

$$\text{Número de Bandas} = \frac{P_d}{\frac{Hp}{\text{banda}} * F_{CLA}} \quad (2.15)$$

Donde:

$P_d$ : Potencia de diseño. [Hp]

$F_{CLA}$ : Factor de corrección por longitud de arco.

## 2.5.6 Selección de chumacera

La selección de la chumacera se empleó la metodología propuesta por el catálogo general de rodamientos NTN (NTN Corporation, 2004), pero debido a que este catálogo solo cuenta con rodamientos, se escogió una chumacera del catálogo FAG (FAG, 2000). El catálogo NTN recomienda como primer paso definir una vida nominal básica en función de la actividad a la cual se someterá el rodamiento. En la figura 2.16 se logra apreciar la vida según la maquinaria.

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) $L_{10^6}$ $\times 10^3 h$				
	~4	4 ~ 12	12 ~ 30	30 ~ 60	60 ~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aplicaciones domésticas</li> <li>• Herramientas de mano eléctricas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Maquinaria agrícola</li> <li>• Equipos de oficina</li> </ul>			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Equipos médicos</li> <li>• Instrumentos de medición</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Motores de acondicionadores de aire residenciales</li> <li>• Equipos de construcc.</li> <li>• Elevadores</li> <li>• Grúas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Grúas (Poleas)</li> </ul>		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Automóviles</li> <li>• Vehículos de dos ruedas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Motores pequeños</li> <li>• Buses/camiones</li> <li>• Transmisiones de engranes en general</li> <li>• Máquinas madereras</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Husillos de máquinas</li> <li>• Motores industriales</li> <li>• Trituradores</li> <li>• Cribas vibratorias</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Transmisiones de engranes principales</li> <li>• Máquinas de caucho/plástico</li> <li>• Rodillos de calandrias</li> <li>• Máquinas de impresión</li> </ul>	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Laminadores</li> <li>• Escaleras eléctricas</li> <li>• Transportadores</li> <li>• Centrifugas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ejes de vehículos ferroviarios</li> <li>• Acondicionadores de aire</li> <li>• Motores grandes</li> <li>• Centrifugas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ejes de locomotoras</li> <li>• Motores de tracción</li> <li>• Elevadores mineros</li> <li>• Volantes a presión</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Máquinas de fabricación de papel</li> <li>• Equipos de propulsión para barcos</li> </ul>
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> <li>• Equipos de abastecimiento de agua</li> <li>• Bombas de drenaje/ventiladores para minería</li> <li>• Equipos para generación de potencia</li> </ul>

Figura 2.16 Aplicaciones de maquinarias y vida de referencia. Fuente: [NTN, 2014]

Después, es necesario corregir esta vida según factores de confiabilidad, características de rodamiento y condiciones de operación. En el apéndice A se pueden encontrar cada uno de los factores.

$$L_{na} = L_{10} * a_1 * a_2 * a_3 \quad (2.16)$$

Donde:

$L_{na}$ : Vida nominal ajustada. [Horas]

$L_{10}$ : Vida nominal básica en  $10^6$  revoluciones. [Horas]

$a_1$ : Factor de corrección por confiabilidad.

$a_2$ : Factor de corrección por características del rodamiento.

$a_3$ : Factor de corrección por condiciones de operación.

Esta vida corregida servirá para determinar la capacidad básica de carga dinámica en función del tipo de rodamiento, número de revoluciones por minuto y la carga dinámica equivalente.

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 * n} * \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^t \quad (2.17)$$

Donde:

$L_{10}$ : Vida nominal básica en  $10^6$  revoluciones. [Horas]

$n$ : revoluciones por minuto. [RPM]

$C_r$ : Capacidad básica de carga dinámica. [N]

$t$ : Exponente según el tipo de rodamiento.

$P_r$ : Carga dinámica equivalente. [N]

Cabe recalcar que la carga dinámica equivalente se determina según las cargas axiales o radiales que afectan al rodamiento. Si la relación entre a carga radial y axial es menor a 0,55, entonces se dice que se empleará un rodamiento axial.

Una vez establecido esto, se calcula la carga dinámica por la ecuación 2.18. Los coeficientes “X” y “Y” se conocen en función de los parámetros del rodamiento escogido. Por ende, el parámetro “fo” se encuentra dependiendo del rodamiento, mientras que el parámetro “e” se lo determina según la ecuación 2.18.

$$P_r = X * F_r + Y * F_a \quad (2.18)$$

Donde:

$P_r$ : Carga dinámica equivalente. [N]

$F_r$ : Carga radial. [N]

$F_a$ : Carga axial. [N]

$X$ : Coeficiente de carga radial.

$Y$ : Coeficiente de carga axial.

$$f_o * \frac{F_a}{C_{or}} \quad (2.19)$$

Donde:

$f_o$ : Parámetro según rodamiento.

$F_a$ : Carga axial. [N]

$C_{or}$ : Capacidad básica de carga estática. [N]

Por otro lado, se compara la capacidad básica calculada con la del catálogo según el diámetro interior del rodamiento. Finalmente, se determina el factor de seguridad estático a través de la carga estática equivalente admisible y la carga equivalente estática. En el apéndice A se muestran cuáles son los mínimos factores seguridad según la aplicación.

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} \quad (2.20)$$

Donde:

$S_o$ : Factor de seguridad.

$C_{or}$ : Capacidad básica de carga estática. [N]

$P_{or}$ : Carga equivalente estática. [N]

## 2.5.7 Dimensionamiento y Simulación del bastidor

### 2.5.7.1 Selección de la perfilería

Con el fin de diseñar un bastidor lo suficientemente rígido, además de ligero se optó por ángulos laminados, tubos estructurales cuadrados, planchas laminada en caliente (ASTM A-36). Por consiguiente, se buscó disponibilidad de los perfiles a nivel local, consultando sobre los productos en empresas tales como IPAC, Geroneto, etc. En el Apéndice A, se aprecian los tipos de perfiles que se mencionaron con anterioridad.

### 2.5.7.2 Diseño de juntas empernadas

Con el propósito validar si la junta empernada resiste el esfuerzo a tensión, es necesario encontrar los respectivos factores de seguridad para su diseño. Para ello, primero se deben calcular la rigidez del perno y de los elementos (Robert L. Norton, 2006).

$$k_b = \frac{A_d * A_t}{A_d * l_t + A_t * l_d} \quad (2.21)$$

Donde:

$k_b$ : Rigidez del perno. [Nm]

$A_d$ : Área del diámetro mayor del perno. [m<sup>2</sup>]

$A_t$ : Área de tensión. [m<sup>2</sup>]

$E$ : Módulo de Young. [GPa]

$l_d$ : Longitud de la parte no roscada. [m]

$l_t$ : Longitud de la parte roscada. [m]

$$K_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 * \ln \left( 5 * \frac{0.5774l + 0.5 * d}{0.5774 * l + 2.5 * d} \right)} \quad (2.22)$$

Donde:

$k_m$ : Rigidez de los elementos. [Nm]

$d$ : Diámetro. [m]

$l$ : Longitud de agarre. [m]

$E$ : Módulo de Young. [GPa]

Después se determinan las fuerzas parciales con la constante de rigidez de la junta.

$$P_b = \frac{k_b * P}{k_b + k_m} = CP \quad (2.23)$$

Donde:

$P_b$ : Parte de P tomada por el perno. [N]

$P$ : Carga externa de tensión. [N]

$C$ : Rigidez de la junta.

$k_b$ : Rigidez del perno. [Nm]

$k_m$ : Rigidez de los elementos. [Nm]

$$P_m = P - P_b = (1 - C) * P \quad (2.24)$$

Donde:

$P_m$ : Parte de P tomada por los elementos. [N]

$P_b$ : Parte de P tomada por perno. [N]

$P$ : Carga externa de tensión. [N]

Luego se calculan las fuerzas resultantes adicionando la precarga que se aplica al perno.

$$F_b = P_b + F_i = C * P + F_i \quad (2.25)$$

Donde:

$F_b$ : Carga resultante en el perno. [N]

$F_i$ : Precarga. [N]

$P_b$ : Parte de P tomada por perno. [N]

P: Carga externa de tensión. [N]

C: Fracción de carga externa P soportada por el perno.

$$F_m = P_m - F_i = (1 - C) * P - F_i \quad F_m < 0 \quad (2.26)$$

Donde:

$F_m$ : Carga resultante en los elementos. [N]

$P_b$ : Parte de P tomada por perno. [N]

$F_i$ : Precarga. [N]

P: Carga externa de tensión. [N]

C: Fracción de carga externa P soportada por el perno.

$1 - C$ : Fracción de carga externa P que soportan los elementos.

Finalmente se definen los factores de seguridad de carga para el perno y el de separación para la junta.

$$n = \frac{S_p * A_t - F_i}{C * P} \quad (2.27)$$

Donde:

n: Factor de seguridad de carga

$S_p$ : Resistencia de prueba

$A_t$ : Área de tensión. [m<sup>2</sup>]

P: Carga externa de tensión. [N]

C: Fracción de carga externa P soportada por el perno.

$$n_0 = \frac{F_i}{P * (1 - C)} \quad (2.28)$$

Donde:

$n_0$ : Factor de seguridad contra separación

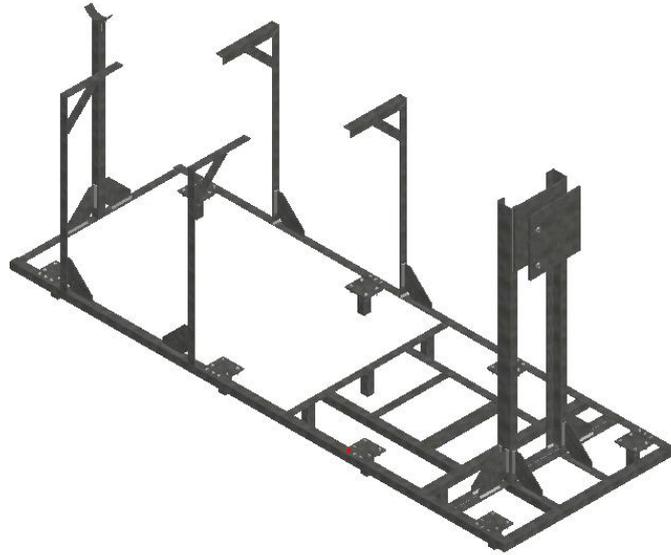
P: Carga externa de tensión. [N]

C: Fracción de carga externa P soportada por el perno.

$F_i$ : Precarga. [N]

### 2.5.7.3 Modelamiento del bastidor

A continuación, se muestra un modelo de bastidor al que va a ser aplicado un análisis de fuerzas por la metodología de elementos finitos.



**Figura 2.17 Modelamiento del Bastidor. [Elaboración propia]**

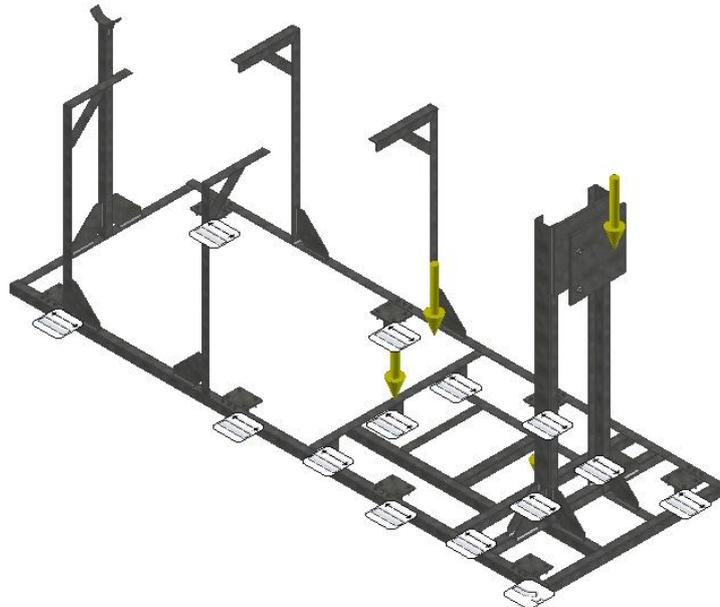
En la figura 2.17 se logra apreciar un bastidor conformado por perfilería tal como son ángulos laminados, tubos cuadrados estructurales, planchas laminadas en caliente, juntas empernadas sobre lo que es el marco y juntas soldadas de tipo filete, para el armado del bastidor con los elementos anteriormente mencionados. Se decidió aplicar un electrodo revestido 6018, con un pie de 10 [mm]. Con estos elementos, el bastidor tiene una masa aproximada de 210.0 [Kg]. Para el temple de la banda, se decidió emplear un sistema tipo bisagra, con el fin de que el juego banda-polea sea templado según la necesidad y seguro.

### 2.5.7.4 Simulación

La simulación fue llevada a cabo dentro del paquete de elementos finitos que contiene el programa “Autodesk Inventor v2019”.

Como un primer paso para la simulación, se aplicaron cuatro cargas sobre el bastidor: dos cargas puntuales que representan el depósito con agua sobre el

marco H; una carga puntual que representa el peso del motor sobre la parte superior; y, finalmente una carga en el centro de masa que representa la fuerza gravitatoria. El depósito fue considerado completamente lleno en un volumen de 1 [m<sup>3</sup>], y la masa de agua de 1000 [Kg] fue multiplicada por un factor de 1,5, debido a elementos adicionales.



**Figura 2.18 Consideraciones para la simulación del bastidor.**

**[Elaboración propia]**

La figura 2.18, muestra el bastidor con sus respectivas restricciones y cargas a aplicadas. En la parte inferior se aprecian 14 restricciones, de dos clases fijas y sin fricción. Solo se asignó una fija para la pata posterior del bastidor, mientras que las demás patas fueron representadas como apoyos simples.

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

En este capítulo se muestran los diseños detallados del bastidor y del eje de transmisión de potencia, incluyendo la selección de los distintos elementos mecánicos, componentes eléctricos y electrónicos. Además, se detallan los diagramas hidráulicos, eléctricos y electrónicos para el banco de pruebas. Finalmente, se describen los materiales necesarios y costo estimado para el desarrollo del proyecto.

### 3.1 Resultados del diseño detallado del bastidor para el Equipo

#### 3.1.1 Selección de la perfilería

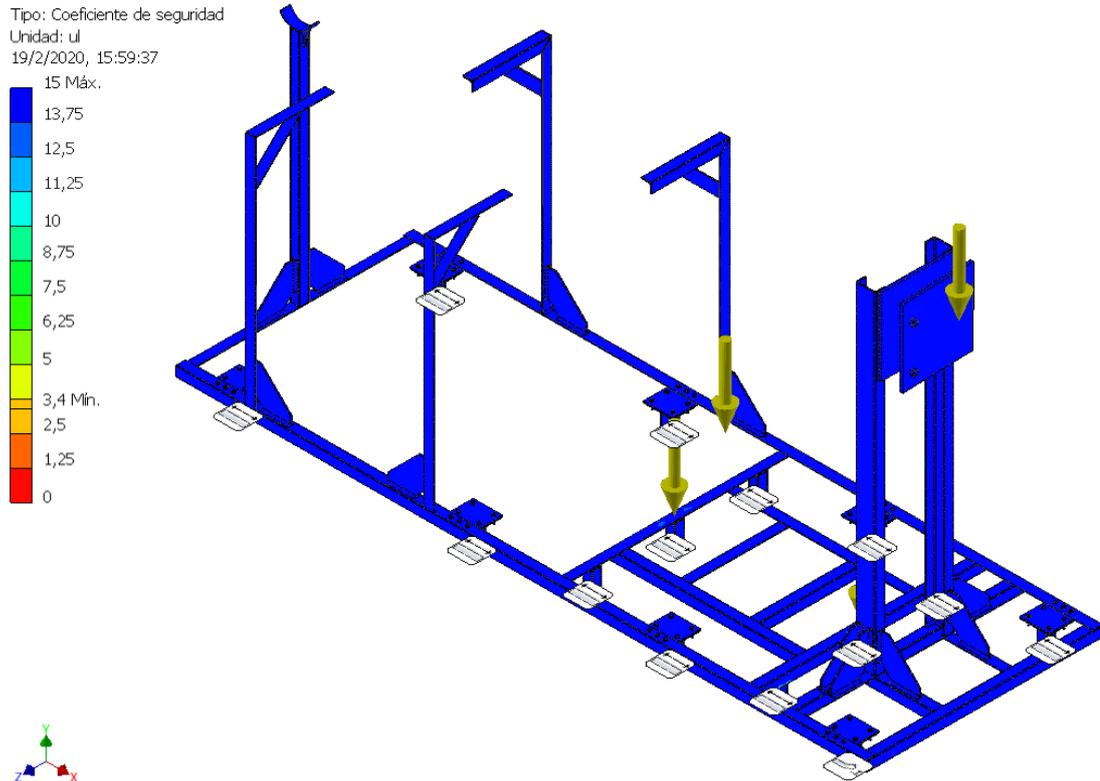
El bastidor para el banco de pruebas de bombas axiales fue diseñado empleando ángulos laminados de (50x50x6) [mm], plancha negra de 6 mm, canales estructurales (100x50x6) [mm] y finalmente tubo cuadrado estructural de (50x50x3) [mm]. De igual manera, se comprobó que la plancha de 15 [mm] donde se apoya el motor y las orejas con espesor de 24 [mm], no fallan.

#### 3.1.2 Diseño de junta empernada del bastidor

En el presente diseño se considera a la junta empernada ubicada debajo del depósito de agua como elemento crítico de análisis derivado a ser un punto de acumulación de fuerzas, por tal razón, quedó compuesta por dos placas de acero de 6 mm de espesor, tres pernos de cabeza hexagonal con métrica M8x45 de clase 10.9 en acero negro totalmente roscados con sus respectivas tuercas y arandelas planas. Los factores de seguridad estimados de carga de 3,6 y de separación 1,2; lo que permite afirmar que el perno seleccionado no fluye, ni los elementos tienden a abrirse.

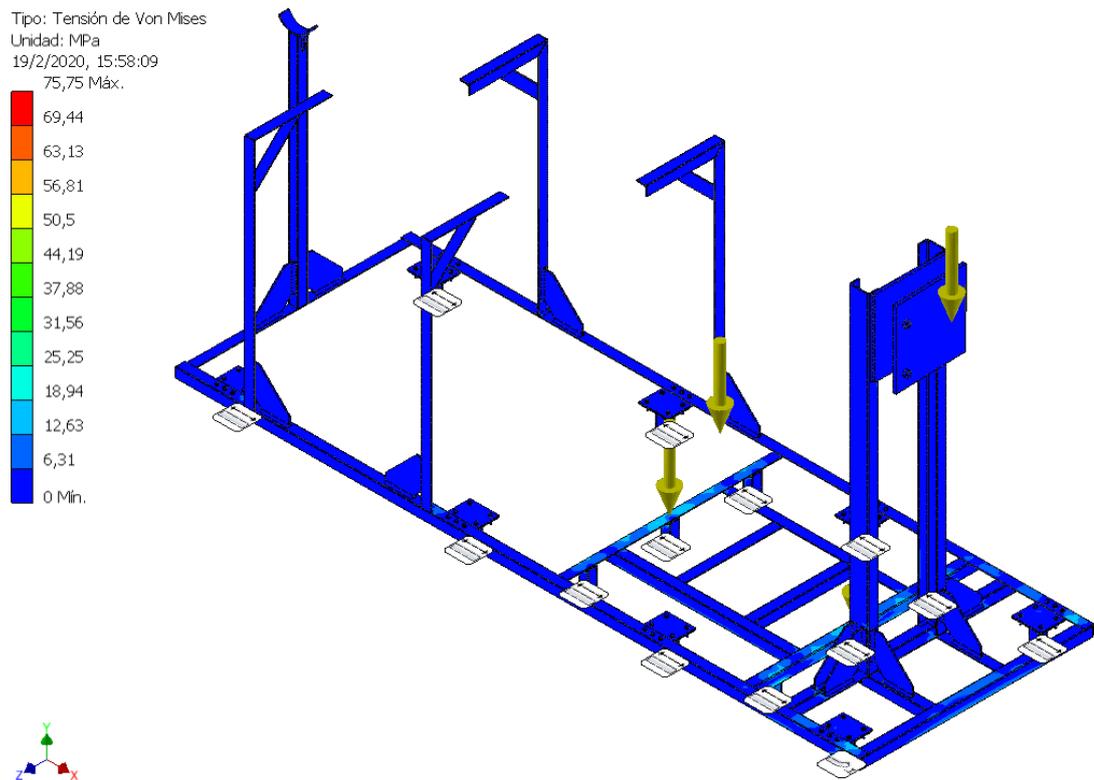
### 3.1.3 Simulación del bastidor

La simulación del bastidor para el banco de pruebas fue realizada considerando la metodología de análisis de elementos finitos empleando el programa “Autodesk Inventor v2019”. Por medio de la simulación realizada se obtuvieron los siguientes resultados para el factor de seguridad, esfuerzos de Von Mises y deformación:



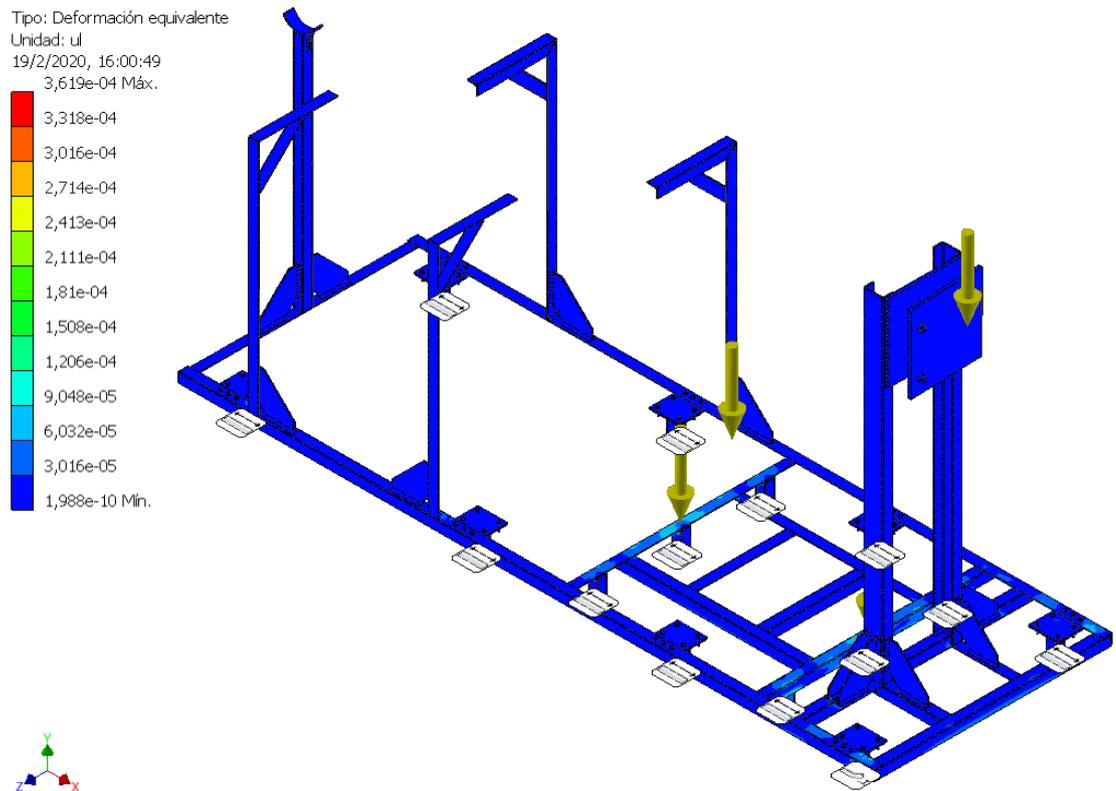
**Figura 3.1** Factor de seguridad del bastidor, vista isométrica. [Elaboración propia]

En la figura 3.1, se observa que el factor de seguridad oscila entre 14 y 15 para la mayor parte de la estructura del bastidor; sin embargo, en las barras transversales donde se apoya el depósito de agua, se obtuvo un factor de seguridad de 3,4. En general, estos valores permiten asegurar que la perfilería seleccionada es la adecuada para las cargas definidas.



**Figura 3.2 Esfuerzo de Von Misses sobre el bastidor, vista isométrica.**  
**[Elaboración propia]**

En la figura 3.2, se observa que el esfuerzo de Von Misses tiene un valor máximo de 75,75 [MPa] y se encuentra aplicado sobre las barras transversales que soportan el peso del depósito de agua.



**Figura 3.3 Deformación total del bastidor. [Elaboración propia]**

En la figura 3.3, se observa que las deformaciones elásticas del bastidor son menores a 0,5 [mm], lo cual garantiza su rigidez con las cargas aplicadas.

### **3.2 Resultados del diseño detallado del eje para la bomba axial**

El eje de transmisión en AISI 304, se diseñó considerando cambios de sección a lo largo de su longitud total de 1660 [mm], derivado a los diferentes diámetros de los elementos a acoplar. En consecuencia, para el montaje de la polea, se definió el tramo AB con un diámetro de 17,0 [mm]; el asentamiento del eje hasta la mesa, el tramo BC con un diámetro de 18,5 [mm], la prensa estopa hasta la salida del difusor, el tramo CE con un diámetro de 17,0 [mm] y en adelante hasta la campana de succión, el tramo EF con un diámetro de 15,0 [mm]. El factor de seguridad a la fatiga fue de 3 para el cálculo de los diámetros.

---

**Figura 3.4 Diseño del eje en Autodesk Inventor. [Elaboración propia]**

### **3.3 Selección de chaveta**

La chaveta de la polea fue diseñada con una sección cuadrada de (6x6) [mm] acorde al catálogo J y M para un diámetro de 17 [mm,] y su longitud es de 30 [mm] proporcional al tramo AB del eje en donde se encuentra el chavetero. Los factores de seguridad por cortante y aplastamiento son 25,4 y 22,1; lo que permite afirmar que no fallará este elemento durante la transmisión de potencia.

### **3.4 Selección de accesorios tuberías, codos, tee, válvulas, bridas y acoples.**

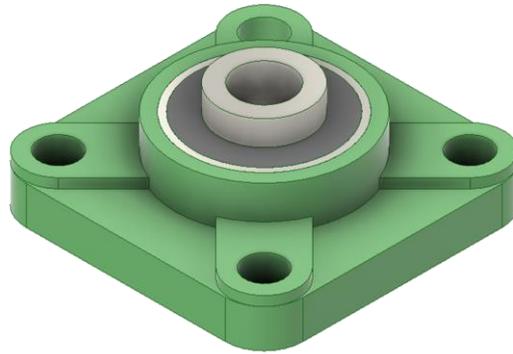
La bomba modelo y la red de tuberías se diseñaron considerando tubos y accesorios de PVC con diámetro nominal de 160 [mm], que cumplan con la normativa de calidad INEN 1373. Entre ellos se encuentran una unión, una tee con doble campana, tres codos de 90 grados con una campana, y para empatar tramos de tubería se emplearon 13 bridas cuyas dimensiones se encuentran indicadas en la norma DIN 8063.

Con el fin, que el caudal pueda ser regulado uniformemente, se seleccionó una válvula mariposa en PVC con volante y caja de engranes.

En el Apéndice A, se puede apreciar cada uno de los elementos seleccionados.

### **3.5 Selección de chumacera**

La selección de la chumacera fue realizada con el catálogo FAG, donde se considera el diámetro interior del rodamiento para un tramo del eje de 17 [mm]. Se determinó que es suficiente emplear una chumacera de pared F16203 para la carga radial y axial presentes en el eje, según lo indica la relación calculada de 5,1, la cual es mayor a 0,55 proporcionada por el catálogo (Ver Tabla B.17). Así mismo, se obtuvo un factor de seguridad de 30; por lo tanto, cumple con la capacidad de carga solicitada.

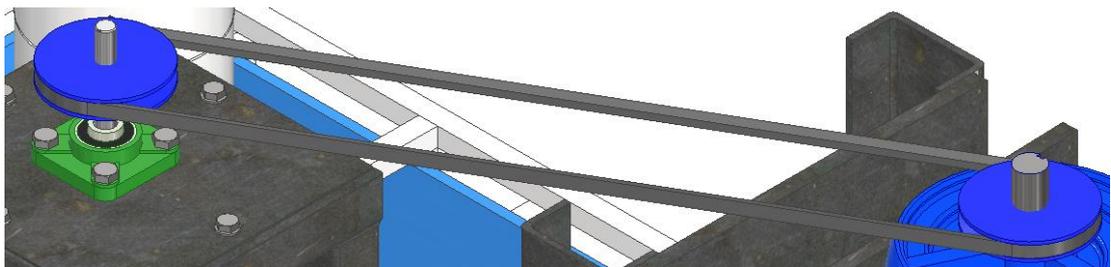


**Figura 3.5 Chumacera F16203 en Autodesk Inventor. [Elaboración propia]**

### **3.6 Selección de bandas y poleas**

Las poleas dimensionadas presentan un primitivo mínimo de 3 [in] y una velocidad 2800 [RPM], No obstante, en el mercado local no se encuentran poleas con las dimensiones citadas, por lo cual se decidió utilizar la polea con el diámetro más cercano al valor teórico, siendo esta la de 4 [in].

A partir de la metodología presentada en el catálogo de Martin para la potencia de diseño, se determinó que es necesaria una sola banda trapezoidal Tipo A 60.



**Figura 3.6 Juego de banda y poleas en Autodesk Inventor. [Elaboración propia]**

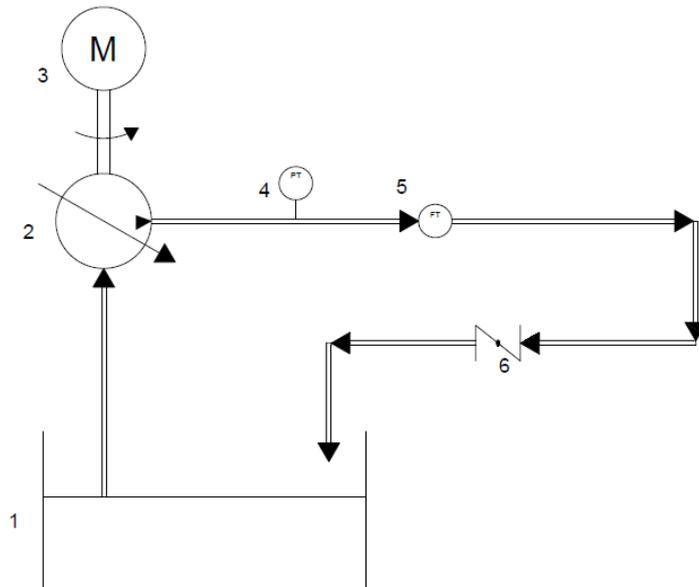


**Figura 3.7 Polea de 4 [in] proveniente de Maquinarias Henriques.**

**[Elaboración propia]**

### **3.7 Diagrama Hidráulico del banco**

El banco de bombas posee un transductor de presión y uno de flujo, distanciados al menos cinco veces el diámetro desde la descarga de la tubería hasta el primer sensor y dos veces diámetro entre ellos, respectivamente. También se incorporó una válvula mariposa en el retorno con el propósito de controlar el paso del agua.



**Figura 3.8 Diagrama Hidráulico del sistema. [Elaboración propia]**

Donde:

- 1: Tanque o depósito de agua.
- 2: Bomba axial modelo.
- 3: Motor trifásico de 3 [HP].
- 4: Transductor de presión.
- 5: Caudalímetro
- 6: Válvula mariposa de PVC.

Tal como se aprecia en la Figura 3.8 el sistema basa su diseño en un circuito cerrado, de tal manera que sea lo más compacto posible y minimice el desperdicio de agua. Por otra parte, el motor trifásico entrega potencia a la bomba según la necesidad del sistema.

### **3.8 Selección de los elementos eléctricos para el sistema de arranque**

El banco de bombas axiales es accionado por un motor trifásico de 220 [Vac] a 3 [HP]. Para proteger al usuario y al equipo durante su operación, se optó por incorporar un disyuntor, un contactor y un botón de parada de emergencia. Además, a partir de los cálculos eléctricos los requerimientos mínimos del sistema fueron un voltaje de línea de 220 [Vac] y una corriente de 20 [A]. Es por esto, que el sistema de arranque se ensambla considerando un disyuntor de tres polos para 20 [A], relé térmico de 22 [A], selector de dos posiciones, un botón de parada de emergencia, un interruptor de giro trifásico 20 [A] y cable calibre 12 flexible.



**Figura 3.9 Disyuntor de 3 polos de 20 [A]. Fuente: [Keen Kontrol S.A.S, 2016]**



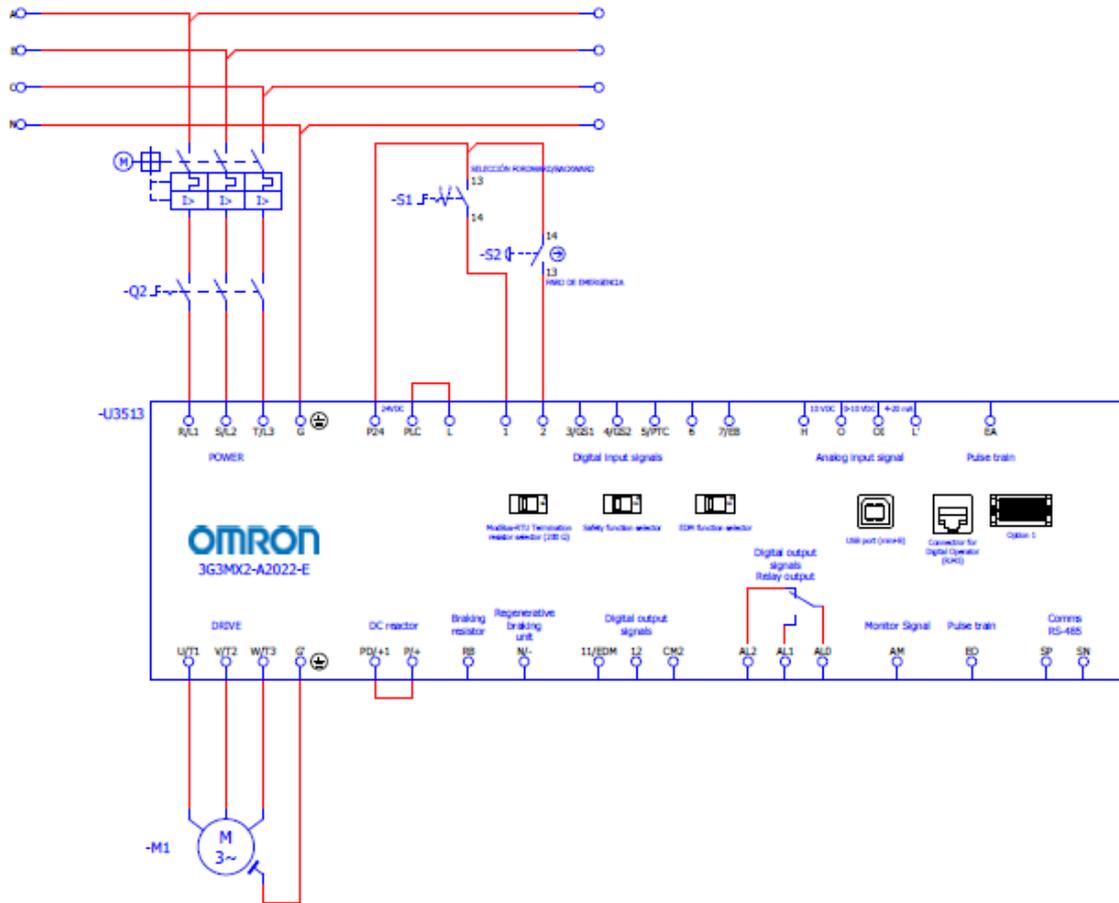
**Figura 3.10 Relé Térmico de 22 [A]. Fuente: [Keen Kontrol S.A.S, 2016]**



**Figura 3.11 Interruptor de giro trifásico 20 [A]. Fuente: [Keen Kontrol S.A.S, 2016]**

### 3.9 Diagrama eléctrico para el sistema de arranque

A continuación, se detalla el diagrama eléctrico para el sistema de arranque.



**Figura 3.12 Diagrama del sistema de arranque del banco de bombas axiales.**  
[Elaboración propia]

En la figura 3.12, se observa que el sistema eléctrico fue diseñado para que se energice mediante dos etapas. La primera, está conformada con un relé térmico 22 [A], disyuntor de tres polos 20 [A] y un interruptor de giro 20 [A]; mientras que la segunda se encuentra un selector de dos posiciones. Cuando el interruptor y el selector cierran el circuito, lo energizan y empieza el arranque del variador de frecuencia. Se incorporó un botón de parada de emergencia.

### **3.10 Selección de transductor de presión**

El transductor de presión que se seleccionó es marca AUTEX de 30 [PSI]. El mismo que tiene salida de voltaje lineal de 0,5 a 4,5 [Vdc], y es directamente proporcional a la presión censada. Está fabricado de acero inoxidable 304 y 316L y tiene un puerto de sensor con rosca NPT 1/8.

### **3.11 Selección del caudalímetro**

El caudalímetro que se seleccionó es de efecto hall, que se basa por el cambio de flujo magnético, y en un periodo de tiempo dado, permitiendo conocer la velocidad de rotación del impulsor.

El sensor KY-024 es un módulo lineal alimentado por un voltaje de 3,3 a 5 [Vdc] que cumple dos funciones: la analógica encargada de registrar la intensidad de campo magnético y la digital utilizada como interruptor en presencia del cambio del campo magnético (JOY-IT, 2017).

### **3.12 Selección del tacómetro**

El tacómetro emplea un encoder incremental que transforma la rotación del eje del motor en pulsos digitales. Este encoder incremental está formado por un disco óptico y un sensor infrarrojo FC-03.

El sensor infrarrojo FC-03 está integrado con un foto emisor y foto receptor que es alimentado con un voltaje de 3,3 a 5 [Vdc]. Con el fin de mejorar la medición de la velocidad del motor, fue necesario diseñar un disco óptico con cuatro ranuras para incrementar las interrupciones en el trayecto de la luz infrarroja.

### **3.13 Selección del vatímetro**

El vatímetro seleccionado fue el PZEM-004T, integrado con una pinza amperimétrica. Este determina el consumo de potencia, corriente y voltaje para equipos eléctricos. El rango medición este equipo es de 10 a 22000 [W], 80 a 260 [Vac], frecuencia de 45 a 65 [Hz] y soporta una corriente máxima de 100 [A] (InnovatorsGuru, 2012).

### 3.14 Diagrama electrónico para transductor de presión, caudalímetro, tacómetro y vatímetro.

A continuación, se detalla el diagrama electrónico para la adquisición de datos de los instrumentos.

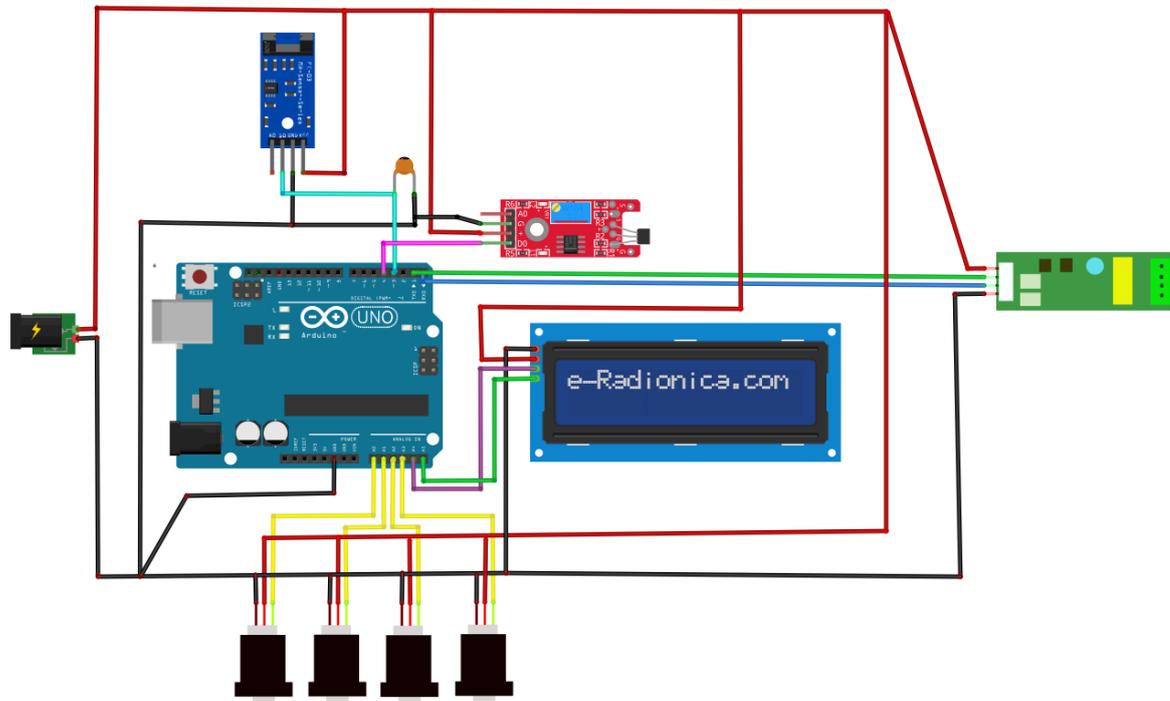


Figura 3.13 Diagrama electrónico. [Elaboración propia]

En la figura 3.13 se observan todos los sensores que se conectaron en paralelo a una fuente de 5 [Vdc]. La placa Arduino Uno registra las lecturas del sensor infrarrojo FC-03 y efecto hall KY-024 en sus puertos digitales, mientras que las lecturas de los transductores de presión AUTEX de 30 [PSI] en sus puertos analógicos. También se decide utilizar una comunicación serial entre el vatímetro PZEM-004T con el Arduino para obtener las lecturas de consumo de potencia. Se implementó una pantalla LCD 16x2 con módulo I2C para presentar los datos medidos por los instrumentos.

### 3.15 Materiales y costos del proyecto

En este proyecto se realizó la cotización de los materiales y mano de obra calificada necesarios para su construcción, considerando que los componentes del diseño estén disponibles en el Ecuador. La construcción del equipo está definida en cuatro sistemas: mecánico, hidráulico, eléctrico y electrónico. Por otro lado, el costo de la mano de obra fue obtenido en función del costo de los materiales y porcentajes establecidos por la empresa.

A continuación, se presenta un listado detallado de todos los elementos y sus costos por cada sistema.

**Tabla 3.1 Costos del sistema mecánico. [Elaboración propia]**

N°	Descripción	Cant.	Valor unit.	Valor total
1	Ángulo Laminado en caliente de (50x50x6) mm	4	\$32,00	\$143,36
2	Tubo estructural cuadrado (50x50x3) mm	1	\$27,60	\$30,91
3	Canal estructural (100x50x6) [mm]	1	\$35,00	\$39,20
4	Polea trapezoidal A 4 in de una ranura	2	\$13,08	\$29,30
5	Banda trapezoidal A60	1	\$4,70	\$5,26
6	Rodamiento 6200ZZ (caucho)	2	\$2,19	\$4,91
7	Plancha de empaque 3mm	1	\$15,92	\$15,92
8	Eje 304 Diam 3/4 in	1	\$21,89	\$24,52
9	Eje 304 Diam 5/8 in	1	\$2,50	\$2,80
10	Chumacera F16203	1	\$22,20	\$24,86
11	Garrucha 5 in, 125 Kg	8	\$10,98	\$98,40
12	Perno negro liso cabeza hexagonal M8 x45 clase 10.9	56	\$0,13	\$8,15
13	Arandela plana M8	112	\$0,02	\$2,51
14	Tuerca M8	56	\$0,04	\$2,51
15	Perno negro cabeza hexagonal M10x45 clase 10.9	8	\$0,40	\$3,58
16	Arandela plana M10	16	\$0,03	\$0,54
17	Tuerca métrica M10	8	\$0,04	\$0,36
18	Perno negro cabeza hexagonal M18x60 clase 10.9	11	\$1,47	\$18,11
19	Arandela plana M18	22	\$0,07	\$1,72
20	Tuerca M18	11	\$0,30	\$3,70
21	Perno negro cabeza hexagonal M12x80 clase 10.9	8	\$0,50	\$4,48
22	Arandela plana M12	16	\$0,04	\$0,72
23	Tuerca M12	8	\$0,09	\$0,76

24	Perno negro cabeza hexagonal M24x80 clase 10.9	56	\$2,00	\$125,44
25	Arandela plana M24	112	\$0,08	\$10,04
26	Tuerca M24	56	\$0,45	\$28,22
27	Eje Nylon 40mm	1	\$25,50	\$28,56
28	Plancha negra 6 mm	1	\$108,93	\$122,00
29	Plancha negra 2 mm	1	\$35,71	\$40,00
			<b>Materiales</b>	\$820,84
			<b>Mano de obra</b>	\$985,01
			<b>Total</b>	\$1,805,85

**Tabla 3.2 Costos del sistema hidráulico. [Elaboración propia]**

N°	Descripción	Cant.	Valor unit.	Valor total
1	Piscina cuadrada (1000 x 1000 x 1000) [mm]	1	\$85,00	\$95,20
2	Tubería de 160 mm	2	\$21,12	\$47,31
3	Válvula mariposa 160mm PVC volante con brida	1	\$151,79	\$170,00
4	Brida PVC tubería 160 mm DIN 8063	13	\$8,84	\$128,70
5	Codo (160x90) [mm] E/C	3	\$8,46	\$28,43
6	Unión 160 mm	1	\$4,93	\$5,52
7	TEE 160mm C/C	1	\$13,68	\$15,32
8	Otros accesorios	-	\$80,00	\$89,60
			<b>Materiales</b>	\$580,08
			<b>Mano de obra</b>	\$58,01
			<b>Total</b>	\$638,09

**Tabla 3.3 Costos del sistema eléctrico. [Elaboración propia]**

N°	Descripción	Cant,	Valor unit,	Valor total
1	Disyuntor 3 polos 20 [A]	1	\$30,89	\$34,60
2	Caja telefónica	1	\$21,43	\$24,00
3	Cable calibre 12 AWG	10 m	\$4,10	\$4,59
4	Variador de frecuencia 3 [HP], 220 [Vac] trifásica marca Robincon	1	\$250,00	\$280,00
5	Motor AC trifásico 3 [HP] 220 [Vac]	1	\$210,00	\$235,20
6	Relé térmico 22 [A]	1	\$20,00	\$22,40
7	Selector de 2 posiciones	2	\$2,50	\$5,60
8	Luz piloto	2	\$1,50	\$3,36
9	Botón de patada de emergencia	1	\$5,00	\$5,60
10	Riel para caja telefónica	2 m	\$2,50	\$5,60
			<b>Materiales</b>	\$620,95
			<b>Mano de obra</b>	\$310,48
			<b>Total</b>	\$931,43

**Tabla 3.4 Costos del sistema electrónico. [Elaboración propia]**

<b>N°</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cant,</b>	<b>Valor unit,</b>	<b>Valor total</b>
1	Arduino Uno	1	\$10,50	\$11,76
2	Sensor efecto Hall KY-024	1	\$10,00	\$11,20
3	Sensor infrarrojo FC-03	1	\$10,00	\$11,20
4	Vatímetro PZEM-004T	1	\$15,00	\$16,80
5	Transductor de presión AUTEX	4	\$20,00	\$89,60
			<b>Materiales</b>	\$140,56
			<b>Mano de obra</b>	\$70,28
			<b>Total</b>	\$210,84

**Tabla 3.5 Costo total del equipo. [Elaboración propia]**

<b>Descripción</b>	<b>Precio</b>
Sistema Mecánico	\$1,805,85
Sistema Hidráulico	\$638,09
Sistema Eléctrico	\$931,43
Sistema Electrónico	\$210,84
<b>Costo Total Del Equipo</b>	<b>\$3.586,20</b>

El costo total para la fabricación del equipo oscila alrededor de \$3586,20

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Es importante señalar que este trabajo requirió de investigación en el área de fluidos, debido que existe muy poca información respecto a la aplicación y alcance de las leyes de afinidad aplicadas a bombas hidráulicas de tipo axial. Con esta información se establecieron las condiciones del ensayo y a dimensionar el sistema hidráulico con la normativa ANSI/HI 2.6-2000. Posterior a ello, las siguientes actividades se centraron en la selección de los componentes mecánicos, eléctricos y electrónicos que constituyen el banco de pruebas.

El bastidor y otros elementos mecánicos seleccionados soportan las cargas del motor y el fluido presentes durante el ensayo. Por otro lado, fue necesario incrementar la longitud del bastidor de 1500 [mm] a 3480 [mm] para cumplir con las distancias indicadas en la normativa para colocar los instrumentos de medición. No obstante, se obtuvo una estructura ligera de masa 210.0 [Kg] en comparación con la masa del agua presente en el depósito de 1000.0 [Kg]. En cuanto al material y costo, se optó por escoger en la mayoría acero al carbono ASTM A36; mientras que, las partes en contacto directo con el agua se escogió acero inoxidable AISI 304.

Contrastando el proyecto con el banco de pruebas que ofrece la empresa Gunt Hamburg modelo HM 365.45, se puede observar que la configuración hidráulica y la instrumentación seleccionada son muy similares. Por otro lado, este proyecto cuenta con un mayor volumen de depósito de agua, y permite la intercambiabilidad no solo del modelo del impulsor, sino también del difusor. A nivel local estos equipos no se fabrican ni se comercializan, por lo que acorde a la cotización realizada en el Capítulo 3, Sección 3.15 resultaría atractivo invertir por una solución de este tipo con la finalidad de mejorar el rendimiento de las bombas axiales, y por ende su valor en el mercado.

## 4.1 Conclusiones

El diseño hidráulico del banco de pruebas cumple con los lineamientos establecidos en la normativa ANSI/HI 2.6-2000, Secciones 2.6.9.1.3 y 2.6.9.2 para la instalación de los instrumentos de medición de presión y caudal. Además, la configuración hidráulica de lazo cerrado asegura que el nivel del agua en la piscina sea el adecuado para la realización de las pruebas y las tuberías se encuentren llenas según lo indica la normativa. Por otra parte, los accesorios de PVC para presión seleccionados en catálogos cumplen con la normativa INEN 1373.

El diseño detallado del banco de pruebas fue realizado mediante el análisis de las alternativas para los componentes más críticos (tales como la instrumentación y sistema de variación de velocidad), considerando costo, ensamblaje, mantenibilidad, asequibilidad y precisión. En el proceso de diseño también se optó la selección de materiales disponibles a nivel local y se comprobó con los respectivos factores de seguridad que su resistencia es mayor a los esfuerzos aplicados.

El motor AC trifásico de frame M2AA 090 L2, entregado por la empresa es el adecuado para evaluar junto con un variador de frecuencia hasta el 400% de la velocidad nominal de la bomba modelo y adaptar su potencia a los requerimientos de carga del sistema. Además, estos equipos junto con el operario se encuentran protegidos contra picos de tensión.

Los elementos mecánicos del equipo cumplen con los requerimientos de cargas presentes en el banco de pruebas; y su selección y/o dimensionamiento fue realizado mediante la aplicación de los procedimientos indicados en los catálogos comerciales anteriormente citados.

Los instrumentos seleccionados son compatibles con la tarjeta Arduino Uno, lo cual permite procesar los datos con mayor facilidad y que estos sean presentados al usuario.

El banco de pruebas tiene un costo de fabricación total de \$3.586,20 considerando los costos de mano de obra y materiales.

## **4.2 Recomendaciones**

Se sugieren los siguientes aspectos para el uso del banco de pruebas:

- Evitar fugas entre accesorios, para ello se recomienda colocar empaques hidráulicos y anillos de caucho.
- Verificar las lecturas de los instrumentos de medición seleccionados con otros que se encuentran calibrados.
- Observar que el depósito de agua esté completamente lleno para encender el variador de frecuencia y motor.
- Comparar y contrastar la curva de rendimiento obtenida del banco de pruebas con la curva de rendimiento dada por el fabricante.

Se sugieren los siguientes aspectos para mejorar el diseño del banco de pruebas:

- Desarrollar de una interfaz de trabajo que permita construir las gráficas de rendimiento a partir de la adquisición de datos de los instrumentos de medición.
- Incrementar la cantidad de sensores de presión para tener una lectura de mayor precisión de esta variable.
- Colocar sensores de presión a la entrada de la bomba y a la salida del difusor para poder analizar la influencia de este componente sobre la eficiencia de la bomba.
- Realizar ensayos experimentales que determinen las eficiencias eléctricas y/o mecánicas del equipo, para considerarlas en los cálculos.

- Analizar si es factible adquirir un torquímetro dinámico para la medición directa de esta variable sobre el eje y no en la bomba.
- Reducir las vibraciones empleando materiales aislantes como caucho, dado que podrían introducir ruido en las lecturas de los sensores que trabajan con voltaje. En caso de no poder minimizarlas, se sugiere usar filtros.
- Usar sello mecánico como reemplazo de la prensa estopa para reducir la fricción y pérdidas de potencia en el motor.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1]. American National Standard Institute. (2000). ANSI/HI 2.6-2000—American National Standard for Vertical Pump Tests. Hydraulic Institute.
- [2]. FAG. (2000). Rodamientos FAG, rodamientos de bolas , rodamientos de rodillos, soportes, accesorios.
- [3]. FRANK M. WHITE. (1979). MECÁNICA DE FLUIDOS (1ra ed.). McGraw-Hill Interamericana.
- [4]. GUNT Hamburg. (2019a). GUNT-FEMLine Curso sobre bombas de agua 1a parte bombas rotodinámicas.  
[https://www.gunt.de/images/download/course\\_water-pumps-1\\_FEMline\\_spanish.pdf](https://www.gunt.de/images/download/course_water-pumps-1_FEMline_spanish.pdf)
- [5]. GUNT Hamburg. (2019b). HM 365.45 Bomba axial. Maquina Fluidomecánica.  
<https://www.gunt.de/es/productos/maquinas-fluidomecanicas/turbomaquinas/bombas-axiales/bomba-axial/070.36545/hm365-45/glct-1:pa-150:ca-759:pr-881>
- [6]. InnovatorsGuru. (2012). PZEM-004T. <https://www.innovatorsguru.com/ac-digital-multifunction-meter-using-pzem-004t/>
- [7]. JOY-IT. (2017). KY-024 Linear magnetic Hall Sensor.  
<https://datasheetspdf.com/pdf-file/1402035/Joy-IT/KY-024/1>
- [8]. Martin Sprocket & Gear, Inc. (2017). El Gran Catálogo 4000.
- [9]. NTN Corporation. (2004). Rodamientos de bola y rodillos.
- [10]. Philip J. Pritchard, & John C. Leylegian. (2011). Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics (8th ed.). John Wiley & Sons, Inc.

- [11]. Richard G. Budynas, J. Keith Nisbelt, & Miguel Ángel Ríos Sánchez. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. (Octava, Vol. 1). McGraw-Hill Interamericana.
- [12]. Robert L. Norton. (2006). Machine Design An Integrated Approach (Third, Vol. 1). Pearson.
- [13]. YUNUS A. CENGEL, & JOHN M. CIMBALA. (2006). MECÁNICA DE FLUIDOS FUANDAMENTOS Y APLICACIONES (1ra ed.). McGraw-Hill Interamericana.
- [14]. Ratnayaka, D, D,, Brandt, M, J,, & Johnson, K, M, (2009), Pumping; Electrical Plant; Control and Instrumentation, Water Supply, 631–670, doi:10,1016/b978-0-7506-6843-9,00025-1.

## APÉNDICES

### Apéndice A – Figuras

#### Productos Laminados Ángulo

Dimensiones		Espesor	Peso
H	B	e	P
mm	mm	mm	kg/6m
20	20	2,00	3,81
20	20	3,00	5,23
25	25	2,00	4,52
25	25	3,00	6,74
25	25	4,00	9,20
30	30	3,00	8,24
30	30	4,00	10,61
40	40	3,00	11,11
40	40	4,00	14,53
40	40	6,00	21,12
50	50	3,00	13,99
50	50	4,00	18,36
50	50	5,00	22,62
50	50	6,00	26,86

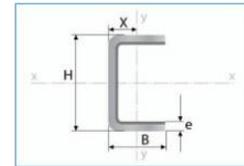
**Figura A.1 Ángulos laminados. Fuente: [IPAC,2014]**

#### Tubería Estructural Cuadrada

Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas		
				Eje x-x = y-y		
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
50	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	3,74	2,93	14,15	5,66	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,96	6,78	1,92
	3,00	5,41	4,25	19,50	7,80	1,90
	4,00	6,95	5,45	23,84	9,54	1,85

**Figura A.2 Tubo cuadrado estructural. Fuente: [IPAC, 2014]**

# Perfiles Estructurales Canales



Designaciones	Espesor	Peso	Área	Propiedades Estáticas										
				Eje x-x					Eje y-y					Distancia de eje menor y-y a la superficie exterior
				Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro	Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro					
H	B	e	P	P	A	I	W	i	I	W	i	X		
mm	mm	mm	kg/m	kg/cm	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm		
50	25	1,50	1,12	6,72	1,43	5,53	2,21	1,97	0,88	0,49	0,79	0,69		
		1,80	1,33	7,98	1,69	6,47	2,59	1,95	1,03	0,58	0,78	0,71		
		2,00	1,47	8,80	1,87	7,07	2,83	1,94	1,13	0,63	0,78	0,72		
		3,00	2,12	12,74	2,70	9,70	3,88	1,89	1,57	0,91	0,76	0,77		
80	40	1,50	1,83	10,98	2,33	23,74	5,93	3,19	3,75	1,28	1,27	1,07		
		1,80	2,18	13,06	2,77	28,05	7,01	3,18	4,44	1,52	1,27	1,08		
		2,00	2,41	14,45	3,07	30,84	7,71	3,17	4,89	1,68	1,26	1,09		
		2,50	2,98	17,87	3,79	37,55	9,39	3,15	5,97	2,07	1,25	1,12		
		3,00	3,54	21,21	4,50	43,88	10,97	3,12	7,01	2,45	1,25	1,14		
		4,00	4,61	27,67	5,87	55,41	13,85	3,07	8,92	3,17	1,23	1,19		
100	50	1,50	2,30	13,78	2,93	47,08	9,42	4,01	7,42	2,02	1,59	1,32		
		1,80	2,74	16,45	3,49	55,80	11,16	4,00	8,81	2,40	1,59	1,33		
		2,00	3,04	18,22	3,87	61,50	12,30	3,99	9,72	2,66	1,58	1,34		
		2,50	3,76	22,58	4,79	75,29	15,06	3,96	11,93	3,28	1,58	1,37		
		3,00	4,48	26,87	5,70	88,47	17,69	3,94	14,07	3,89	1,57	1,39		
		4,00	5,87	35,20	7,47	113,04	22,61	3,89	18,08	5,07	1,56	1,44		
120	60	1,50	2,77	16,61	3,53	62,19	13,70	4,83	12,93	2,92	1,92	1,57		
		2,00	3,66	21,99	4,67	107,73	17,96	4,80	16,99	3,85	1,91	1,59		
		2,50	4,55	27,29	5,79	132,37	22,06	4,78	20,93	4,77	1,90	1,62		
		3,00	5,42	32,52	6,90	156,12	26,02	4,76	24,75	5,67	1,89	1,64		
		4,00	7,12	42,74	9,07	200,99	33,50	4,71	32,02	7,42	1,88	1,69		
		5,00	8,77	52,65	11,18	242,43	40,40	4,66	38,81	9,09	1,86	1,73		
125	50	1,50	2,59	15,55	3,30	78,78	12,61	4,89	7,93	2,08	1,55	1,18		
		1,80	3,10	18,57	3,94	93,54	14,97	4,87	9,42	2,47	1,55	1,19		
		2,00	3,43	20,58	4,37	103,19	16,51	4,86	10,40	2,74	1,54	1,20		
		2,50	4,25	25,53	5,42	126,69	20,27	4,83	12,78	3,38	1,54	1,22		
		3,00	5,07	30,40	6,45	149,29	23,89	4,81	15,08	4,02	1,53	1,24		
		4,00	6,65	39,91	8,47	191,86	30,70	4,76	19,43	5,24	1,51	1,29		
150	50	1,50	2,89	17,31	3,68	120,81	16,11	5,73	8,34	2,12	1,51	1,07		
		2,00	3,82	22,93	4,87	158,54	21,14	5,71	10,94	2,80	1,50	1,09		
		2,50	4,74	28,47	6,04	195,03	26,00	5,68	13,46	3,46	1,49	1,11		
		3,00	5,66	33,93	7,20	230,29	30,70	5,65	15,89	4,11	1,48	1,13		
		4,00	7,44	44,62	9,47	297,17	39,62	5,60	20,49	5,36	1,47	1,17		
		5,00	9,17	55,00	11,68	359,29	47,91	5,55	24,76	6,55	1,46	1,22		
160	60	1,50	10,85	65,08	13,82	416,76	55,57	5,49	28,70	7,68	1,44	1,26		
		2,00	4,29	25,78	5,47	209,82	28,23	6,19	18,51	4,00	1,84	1,37		
		2,50	5,33	32,00	6,79	258,55	32,32	6,17	22,82	4,96	1,83	1,40		
		3,00	6,36	38,17	8,10	305,83	38,23	6,14	27,01	5,89	1,83	1,42		
		4,00	8,38	50,27	10,67	396,08	49,51	6,09	35,02	7,72	1,81	1,46		
		5,00	10,34	62,07	13,18	480,68	60,08	6,04	42,54	9,47	1,80	1,51		
200	50	1,50	12,26	73,55	15,62	559,74	69,97	5,99	49,59	11,55	1,78	1,55		
		2,00	4,61	27,64	5,87	316,47	31,65	7,34	11,75	2,88	1,42	0,92		
		2,50	5,73	34,36	7,29	390,36	39,04	7,32	14,46	3,56	1,41	0,94		
		3,00	6,83	41,00	8,70	462,19	46,22	7,29	17,08	4,23	1,40	0,96		
		4,00	9,01	54,04	11,47	599,77	59,98	7,23	22,06	5,52	1,39	1,00		
		5,00	11,13	66,78	14,18	729,33	72,93	7,17	26,69	6,75	1,37	1,05		

X = Distancia entre el eje menor y-y a la superficie exterior del perfil

Figura A.3 Canal estructural. Fuente: [IPAC, 2014]

## Plancha Laminada en Caliente (Estándar)

Ancho	Largo	Espesor	Peso Aprox.
mm	mm	mm	kg.
1220	2440	1,50	35,05
1220	2440	2,00	46,74
1220	2440	3,00	70,10
1220	2440	4,00	93,47
1220	2440	5,00	116,84
1220	2440	6,00	140,21
1220	2440	8,00	186,94
1220	2440	9,00	210,31
1220	2440	10,00	233,68
1220	2440	12,00	280,41

### Aplicaciones

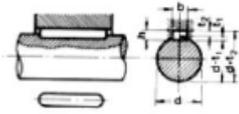
- Conformación de estructuras en general con elementos de alma llena (tejes).
- Fabricación de tanques.
- Estructuras de puentes.
- Estructuras de barcos.
- Camisas de pilotes.
- Encofrados.
- Placas.
- Contención de tierra.
- Plataformas.
- Calderos.
- Tubería de grandes diámetros.

Figura A.4 Plancha negra laminada en caliente. Fuente: [IPAC, 2014]

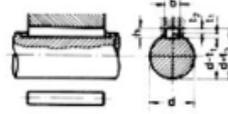


# DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS

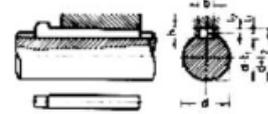
Según DIN – 6885/1 – 6886 - 6887



Chaveta paralela  
S/DIN-6885/1



Chaveta de cuña  
S/DIN-6886



Chaveta de cuña con cabeza  
S/DIN-6887

Ø Eje d (mm) desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		t <sub>1</sub> m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol. H-7 m/m
		d + t <sub>2</sub> m/m	Tol. Admisible (en altura) m/m	d + t <sub>2</sub> m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5		10-18	+0,018 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	d+3,4	d+2,8	4,7					
38-44	12x8	d+3,2		d+2,6		4,9		30-50	+0,025 0

Figura A.5 Catálogo de chavetas JyM. Fuente: [JyM, 2015]

Confiabilidad %	$L_n$	Factor de confiabilidad $a_1$
90	$L_{10}$	1.00
95	$L_5$	0.62
96	$L_4$	0.53
97	$L_3$	0.44
98	$L_2$	0.33
99	$L_1$	0.21

Figura A.6 Factor de confiabilidad. Fuente: [NTN, 2014]

Símbolo	Temp máxima de operación (C°)	Factor de característica $a_2$
TS2	160	1.00
TS3	200	0.73
TS4	250	0.48

Figura A.7 Factor de corrección por características de rodamiento. Fuente: [NTN, 2014]

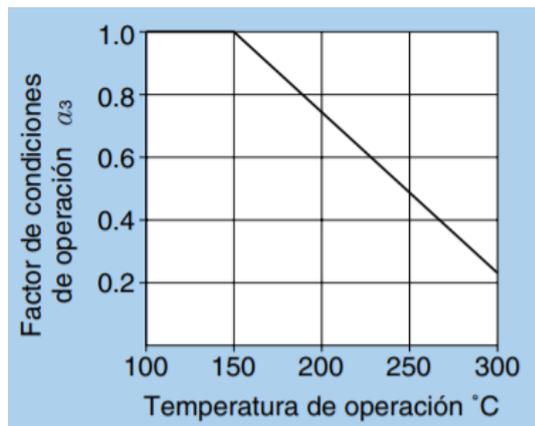
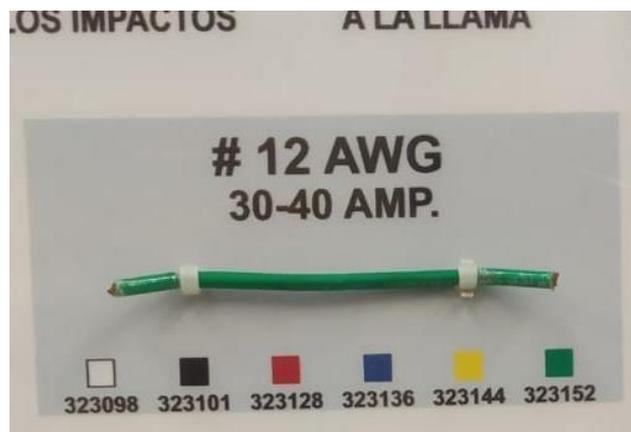


Figura A.8 Factor de corrección por condiciones de operación. Fuente: [NTN, 2014]

Condiciones de operación	Rodtos. de bolas	Rotos. de rodillos
Requerimiento de alta precisión rotacional	2	3
Requerimiento de precisión rotacional normal (Aplicación universal)	1	1.5
Permite ligero deterioro de la precisión rotacional (Baja velocidad, altas cargas, etc.)	0.5	1

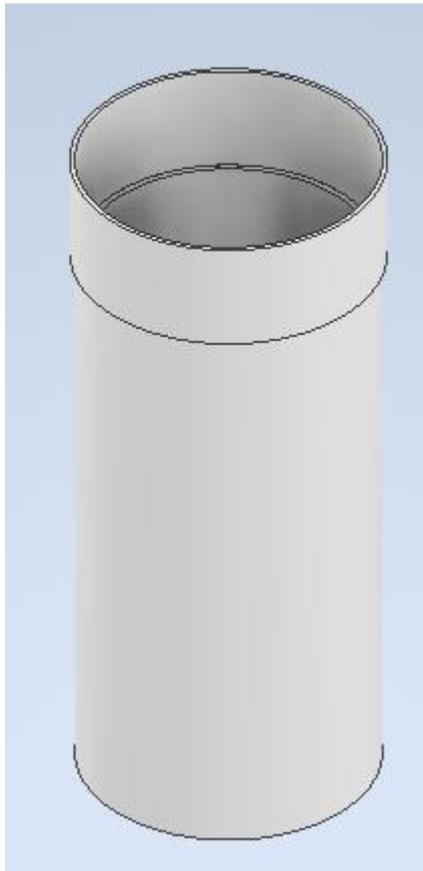
Figura A.9 Factor de seguridad estática. Fuente: [NTN, 2014]



**Figura A.10 Cable calibre 12. [Elaboración propia]**



**Figura A.0.11 Codo PVC 90 grados de 160 [mm]. [Elaboración propia]**



**Figura A.12 Tubería PVC de 160 [mm]. [Elaboración propia]**



**Figura A.13 Tee PVC de 160 [mm]. [Elaboración propia]**



**Figura A.14 Válvula mariposa con bridas PVC de 160 [mm]. [Elaboración propia]**



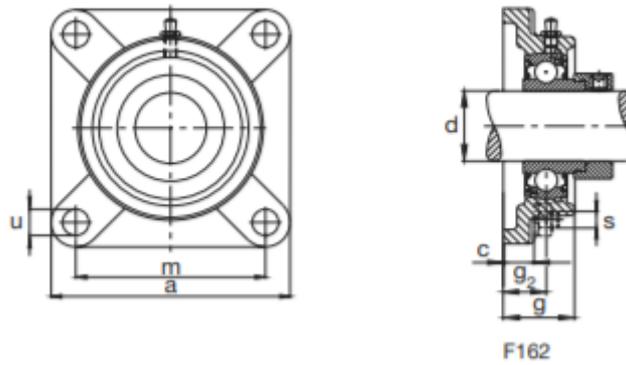
Figura A.15 Variador de frecuencia Robincon de 3 Hp 220 [V]. [Elaboración propia]



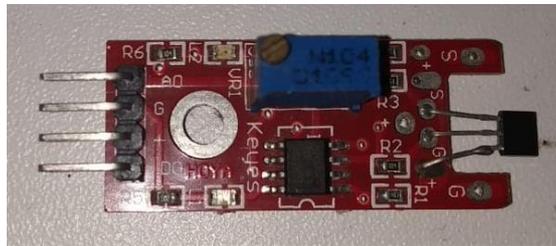
Figura A.16 Motor jaula de ardilla Trifásico de 3 [Hp] 220 [Vac]. [Elaboración propia]

ABB Motors		CE			
3-Motor M2AA 090 L-2		CL.F	IP 55		
5M09L02AS17901					
Nº. 3GE090509P0542010					
V	Hz	r/min	kW	A	Cos.φ
380-420 Y	50	2880	2,20	4,60	0,87
220-240 D	50	2880	2,20	8,00	0,87
440-480 Y	60	3470	2,50	4,60	0,86
250-280 D	60	3470	2,50	8,00	0,86
6205-2RS1/C3		6204-2RS1/C3		18,00 Kg	

Figura A.17 Frame motor jaula de ardilla. [Elaboración propia]



**Figura A.18 Chumacera de pared F16203. [Elaboración propia]**



**Figura A.19 Sensor efecto Hall. [Elaboración propia]**



**Figura A.20 1/8NPT rosca acero inoxidable transductor de presión sensor30 PSI para agua. [Elaboración propia]**



Figura A.21 Sensor PZEM004T. Fuente: [ZQC Module Store, 2018]



Figura A.22 Placa Arduino Uno. [Elaboración propia]



Figura A.23 Caja telefónica. [Elaboración propia]



**Figura A.24 Luz piloto verde. Fuente: [ESTEC, 2019]**



**Figura A.25 Luz piloto Roja. Fuente: [ESTEC, 2019]**



Figura A.26 Botón parada de emergencia. Fuente: [Grainger, 2018]



Figura A.27 Selector de dos posiciones. Fuente: [ENERTRONIC, 2019]

## APÉNDICE B - Tablas de resultados

Tabla B.1 Características del motor eléctrico. Fuente: [TIMN, 2019]

Potencia del motor, $P$ [HP]	3
Velocidad del motor, $\omega$ [RPM]	2800

Tabla B.2 Parámetros de ensayo de la bomba Modelo. [Elaboración propia]

Bomba Modelo – Ensayo	
Potencia ensayo $P_{mo}$ [HP]	1,04
Velocidad ensayo $\omega_{mo}$ [RPM]	2500
Diámetro impulsor de ensayo $D_{mo}$ [in]	5

Tabla B.3 Información técnica de la boba prototipo. Fuente: [TIMN, 2019]

Diámetro nominal de la bomba $D_{pr}$ [in]	36
Caudal nominal de la bomba $Q_{pr}$ [ $\frac{m^3}{s}$ ]	3
Potencia del motor $P_{pr}$ [HP]	300
Velocidad de la bomba $\omega_{pr}$ [RPM]	615

Tabla B.4 Parámetros calculados para el Disyuntor. [Elaboración propia]

Potencia eléctrica, $P_e$ [HP]	3
Voltaje de fase, $V_{fase}$ [Vac]	110
Factor de servicio del motor, $\cos(\phi)$	0,8
Intensidad de corriente calculada, $I$ [A]	16,9

Tabla B.5 Material considerado para el diseño del eje. Fuente: [DIPAC, 2014]

Acero AISI 304 (DIPAC), 3/4"	$S_y$ [Mpa]	220
	$S_{ut}$ [Mpa]	520

Tabla B.6 Parámetros calculados para la selección de banda y polea. Fuente: [Martin, 2017]

Factor de servicio	1
Potencia de diseño [HP]	3
Relación de poleas	1:1
Tipo de polea	A
Diámetro de polea [in]	4
hp por banda, 3500 [RPM]	5,22
Factor de corrección longitud de arco	0,97
Número de bandas	1
Distancia entre centros [in]	24,4

Tabla B.7 Parámetros calculados para la selección de chaveta de la polea. [Elaboración propia]

Base, $b$ [mm]	6
Altura, $h$ [mm]	6
Longitud, $L$ [mm]	30
Fuerza cortante, $F$ [N]	897,96
Factor de seguridad cortante, $\eta_{torsion}$	25,4
Esfuerzo aplastamiento, [Mpa]	9,98
Factor de seguridad Aplastamiento, $\eta_{Aplasm}$	22,1

Tabla B.8 Asunciones para el diseño del eje. [Elaboración propia]

Consideraciones	
Potencia del motor [HP]	3
Velocidad del motor [RPM]	2800
Fuerza total Polea- $F_b$ [RPM]	150,25

Tabla B.9 Fuerza cortante, momento flector y torque a lo largo del eje. [Elaboración propia]

Elemento	Posición	Distancia, $X$ [mm]	Distancia, $X$ [m]	Fuerzas externas [N]	Fuerza cortante, $V$ [N]	Momento flector, $M$ [Nm]	Torque, $T$ [Nm]
Origen	A	0	0	0	0	0	0
Polea	B	30	0,03	150,25	-150,25	0,00	7,63
Chumacera	C	50	0,05	-152,56	2,32	3,00	7,63
Estrella	D	1348	1,348	2,32	0,00	0,00	7,63
Impulsor	E	1400	1,4	0	0	0,00	7,63
Fin	F	1620	1,62	0	0	0,00	0

Tabla B.10 Concentradores de esfuerzo teóricos. Fuente: [Richard G, Budynas et al., 2008]

Chaveta	$K_t = K_{ts}$	4
Hombro	$K_t$	3,5
	$K_{ts}$	2

Tabla B.11 Concentradores de esfuerzo por fatiga calculados. [Elaboración propia]

Chaveta	$K_f = K_{fs} = K_t = K_{fm}$	2,61
Hombro	$K_f = K_{fm}$	2,51
	$K_{fs} = K_{fms}$	1,60

Tabla B.12 Parámetros considerados para dimensionamiento del eje. [Elaboración propia]

Factores de corrección	$C_{carg}$	1
	$C_{tam}$	1
	$C_{temp}$	1
	$C_{sup}$	0,78
	$C_{R-99,9}$	0,75
Límite de resistencia a la fatiga, $S_e$ [Mpa]		260,0
Límite de resistencia a la fatiga corregido, $S_e$ [Mpa]		152,71
Factor de seguridad, $N_f$		3,80

Tabla B.13 Dimensionamiento del eje. [Elaboración propia]

		Sugerido
Tramo AB, $D_{AB}$ [mm]	16,9	17,0
Tramo BC, $D_{BC}$ [mm]	18,0	18,5
Tramo CE, $D_{CE}$ [mm]	12,5	17,0
Tramo EF, $D_{EF}$ [mm]	14,5	15,0

Tabla B.14 Características del perno. [Elaboración propia]

Clase	10,9
Diámetro, $d$ [mm]	8
Precarga, $F_i$ [N]	24402
Longitud roscada, $L_t$ [mm]	45
Longitud sin roscada, $L_d$ [mm]	0
Longitud total, $L$ [mm]	45
Área diámetro menor, $A_d$ [mm <sup>2</sup> ]	50,27
Área a tensión, $A_t$ [mm <sup>2</sup> ]	39,2
Módulo de Young, $E_{perno}$ [Pa]	2E+11
Resistencia de prueba, $S_p$ [Pa]	830000000
Fuerza de prueba, $F_p$ [N]	32536
Constante rigidez del perno, $k_b$ [Nm]	174222222

Tabla B.15 Características de la junta empernada. [Elaboración propia]

Espesor placa [mm]	6
Espesor Arandela [mm]	2
Espesor Tuerca [mm]	5
Longitud de agarre [mm]	23
Módulo de Young, $E_{placa}$ [Pa]	2E+11

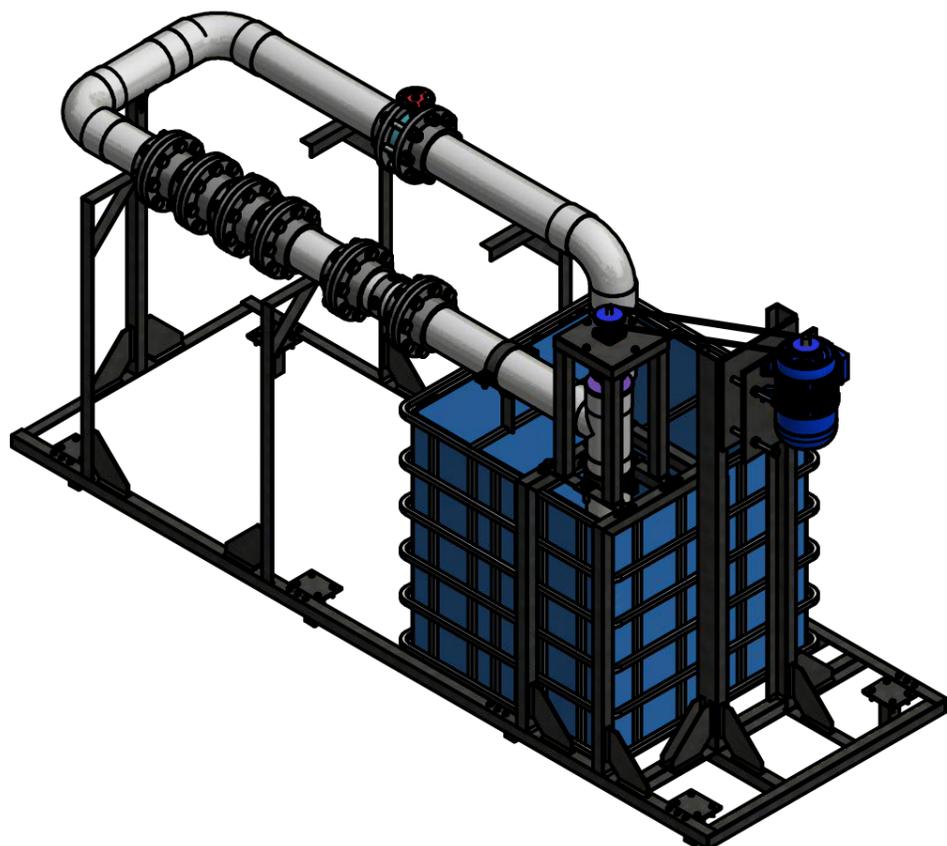
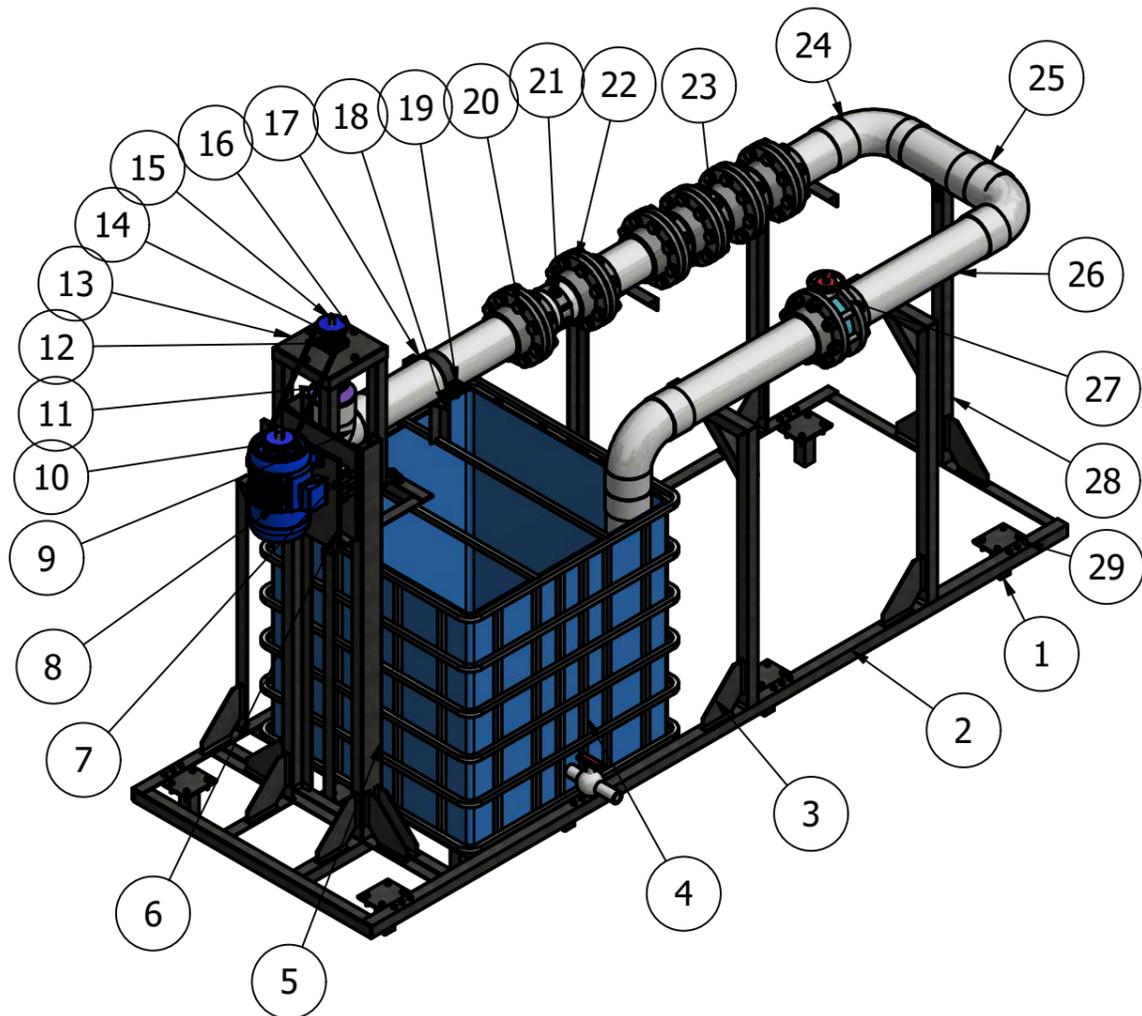
Tabla B.16 Parámetros calculados para la junta empernada. [Elaboración propia]

Constante rigidez de los elementos, $k_m$ [Nm]	1521078375
Número de Pernos	3
Área de garrucha [ $m^2$ ]	16361,0
Fuerza de tensión, [N]	1080,0
Carga de Tensión, [Pa]	66010,6
Carga por perno, [Pa]	22003,5
Constante rigidez de la junta, $C$	0,1
Carga tomada por el perno, $P_b$ [N]	2261,3
Carga tomada por la junta, $P_m$ [N]	19742,3
Carga resultante del perno, $F_b$ [N]	26663,3
Carga resultante de los elementos, $F_m$ [N]	-4659,7
Factor de carga, $n$	3,6
Factor contra separación, $n_o$	1,2

Tabla B.17 Parámetros calculados para la selección de chumacera. [Elaboración propia]

Código rodamiento	6203
Diámetro exterior, $D$ [mm]	40,0
Diámetro interior rodamiento, $d$ [mm]	17,0
Revoluciones por minutos, $n$ [RPM]	2800
Carga radial, $F_r$ [N]	152,6
Carga axial, $F_a$ [N]	30,0
Relación entre radial y axial, $\frac{F_r}{F_a}$	5,1
Exponente según tipo de rodamiento, $t$	3,0
Coefficiente $f_o$	12,8
Capacidad básica de carga dinámica por catálogo, $C_r$ [N]	9600,0
Capacidad básica de carga estática por catálogo, $C_{or}$ [N]	4600,0
$f_o * \frac{F_a}{C_{or}}$	0,1
Coefficiente $e$	0,2
Relación entre carga axial y radial, $\frac{F_a}{F_r}$	0,2
Coefficiente X	0,6
Coefficiente Y	2,3
Carga dinámica equivalente por carga radial, $P_r$ [N]	154,4
Vida nominal básica calculada, $L_{10}$ [Horas]	1429751
Vida nominal básica calculada y corregida, $L_{na}$ [Horas]	886445
Carga equivalente estática, $P_{or}$ [N]	152,6
Factor de seguridad, $S_o$	30,2

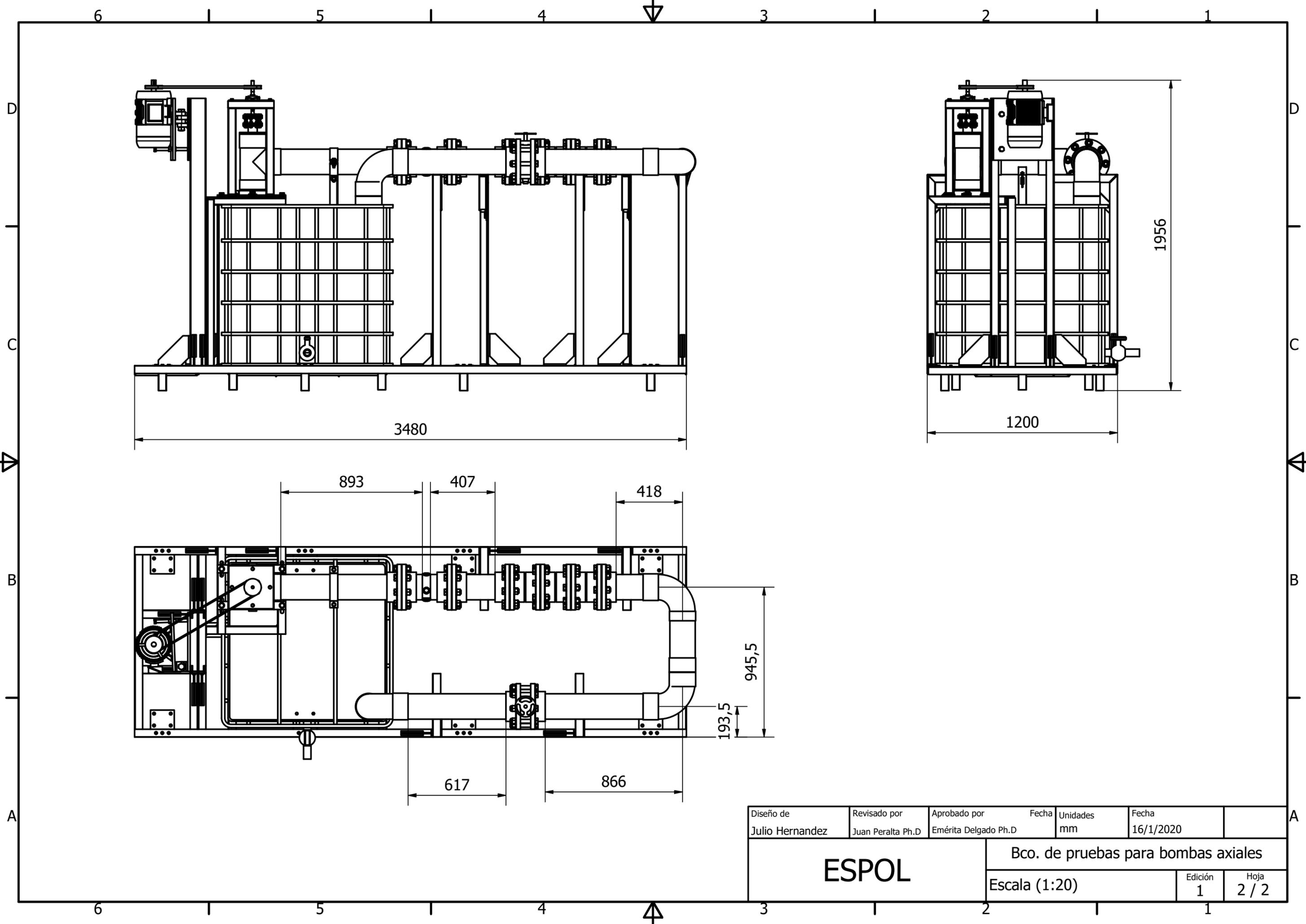
## **APÉNDICE C – Planos Generales**



Lista de componenetes

N. Pieza	CTDAD	Descripción	Long. Total
1	8	Garruchas 5 in , 125 kg con freno	-
2	-	Ángulo laminado en caliente 50x50x6 mm	19312,0 mm
3	12	Cartela	-
4	1	Tanque para agua de 1 m3	-
5	-	Canal estructural en hierro negro 100x50x6	3380,0 mm
6	1	Plancha negra 15 mm	-
7	1	Perno negro cabeza hexagonal M24x120 clase 10.9	-
8	1	Motor de 3 Hp 220 V	-
9	1	Tee PVC de 160 mm con doble campana	-
10	1	Polea 4in 1 ranura manzana sólida/ Banda A68	-
11	1	Sistema prensa estopa	-
12	1	Chumacera de pared F16203	-
13	1	Plancha negra 2 mm	-
14	4	Perno negro cabeza hexagonal M12x35 clase 10.9	-
15	1	Eje Acero inoxidable 304	1660,0 mm
16	4	Perno negro cabeza hexagonal M10x80 clase 10.9	-
17	4	Abrazadera para tubería de 160 mm	-
18	11	Perno negro cabeza hexagonal M18x60 clase 10.9	-
19	4	Perno negro cabeza hexagonal M12x80 clase 10.9	-
20	56	Perno negro cabeza hexagonal M24x80 clase 10.9	-
21	1	Transmisor de presión	-
22	13	Brida PVC de 160 mm DIN 8063	-
23	1	Transmisor de flujo con efecto hall.	-
24	3	Codo PVC de 90 grados con una sola campana.	-
25	1	Unión PVC de 160 mm	-
26	-	Tubería PVC de 160 mm	-
27	1	Válvula Mariposa de 160mm con brida PVC	-
28	-	Tubo cuadrado estructural 50x50x3 mm	2120,0 mm
29	56	Perno negro cabeza hexagonal M8x80 clase 10.9	-

Diseño de Julio Hernandez	Revisado por Juan Peralta Ph.D	Aprobado por Emérita Delgado Ph.D	Fecha 16/1/2020	Unidades mm	Fecha 16/1/2020
<b>ESPOL</b>			Bco. de pruebas para bombas axiales		
			Escala (1:20)		Edición 1



Diseño de Julio Hernandez	Revisado por Juan Peralta Ph.D	Aprobado por Emérita Delgado Ph.D	Fecha 16/1/2020	Unidades mm	Fecha 16/1/2020	
<b>ESPOL</b>			Bco. de pruebas para bombas axiales			
			Escala (1:20)		Edición 1	Hoja 2 / 2