

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE MECÁNICA

PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS CON TURBINA KAPLAN PARA EL LABORATORIO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA".

AUTOR: Pierre Iván Salazar Vera

TUTOR: Ing. Gonzalo Eduardo López Villacis, Mg.

AMBATO – ECUADOR

Febrero - 2025

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de Tutor del Proyecto Técnico, previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, con el tema: **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS CON TURBINA KAPLAN PARA EL LABORATORIO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA"**, elaborado por el estudiante **Pierre Iván Salazar Vera**, portador de la cédula de ciudadanía C.I. 1805064969, estudiante de la Carrera de Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

- Que el presente Proyecto Técnico es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes.
- Está concluido en su totalidad.

Ambato, febrero 2025



.....

Ing. Gonzalo Eduardo López Villacís, Mg.

TUTOR

AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, **Pierre Iván Salazar Vera**, con C.I. 1805064969, declaro que todas las actividades y contenidos expuestos en el presente Proyecto Técnico con el tema: **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS CON TURBINA KAPLAN PARA EL LABORATORIO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA."**, así como también las ideas de diseño, parámetros, criterios, análisis, gráficas, conclusiones y recomendaciones son de mi exclusiva responsabilidad como autor del proyecto técnico, a excepción de las referencias bibliográficas citadas en el mismo.

Ambato, febrero 2025

.....

Pierre Iván Salazar Vera

C.I. 1805064969

AUTOR

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta, y procesos de investigación, según las normas de la Institución.

Cedo los derechos en línea patrimoniales de mi Proyecto Técnico, con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, febrero 2025

.....

Pierre Iván Salazar Vera

C.I. 1805064969

AUTOR

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto Técnico, realizado por el estudiante Pierre Iván Salazar Vera de la Carrera de Mecánica bajo el tema: **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS CON TURBINA KAPLAN PARA EL LABORATORIO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA".**

Ambato, febrero 2025

Por constancia firma:

.....	.....
Ing. Santiago Paúl Cabrera Anda, Mg.	**Ing. Vanessa Fernanda Morales Rovalino, MSc.**
MIEMBRO CALIFICADOR	**MIEMBRO CALIFICADOR**

DEDICATORIA

Primeramente, el presente trabajo va dedicado hacia Dios por brindarme la oportunidad y la sabiduría para lograr cada uno de mis objetivos como estudiante y como persona.

A mi padre Iván que ha sido un pilar fundamental en todo este proceso, su apoyo, su paciencia, sus consejos y ganas de verme triunfar han catapultado cada uno de mis logros hacia donde se encuentran ahora.

A mi madre que desde el cielo me ha brindado fuerzas y sabiduría para no rendirme en momentos difíciles.

A mis abuelitos que han ido viendo cada parte del proceso y al igual que yo se han emocionado con cada logro completado.

A mi hermana, mis sobrinos y mi cuñado que han sabido apoyarme de igual manera en todo este proceso.

A mi pareja que con su apoyo moral me ha ayudado a superar las adversidades.

Gracias.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a la Universidad Técnica de Ambato, en especial a la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica por haberme permitido cursar mis estudios dentro de la misma.

A mi familia ya que sin su apoyo no hubiera podido haber llegado hasta donde estoy ahora, sus consejos, su cariño y sus ganas de verme triunfar han sido parte sustancial para lograrlo.

A los docentes de la facultad que han sabido impartir sabiduría y despejar dudas durante todo este tiempo que permanecí en sus aulas.

Al Ing. Gonzalo López, por su guía durante el proceso de tutorías en la realización del proyecto técnico.

Al Ing. Edwin Villacís que me abrió las puertas de su hogar y de su empresa; me supo guiar y apoyar de todas las maneras posibles para la culminación exitosa del proyecto.

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

APROBACIÓN DEL TUTOR ii
AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN iii
DERECHOS DE AUTOR iv
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO v
DEDICATORIA vi
AGRADECIMIENTO vii
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS viii
ÍNDICE DE TABLAS xi
ÍNDICE DE FIGURAS xii
RESUMEN EJECUTIVO xv
ABSTRACT xvi
CAPÍTULO I 1
MARCO TEÓRICO 1
1.1 Antecedentes investigativos 1
1.1.1 Turbomáquinas 1
1.1.2 Turbinas Hidráulicas 2
1.1.3 Turbina Kaplan 3
1.1.4 Características de las turbinas Kaplan 4
1.1.5 Parámetros de funcionamiento de las turbinas hidráulicas – Kaplan 5
1.1.6 Partes que conforman las turbinas Kaplan 8
1.1.7 Bombas Hidráulicas 11
1.1.8 Importancia del banco de pruebas 24
1.1.9 Optimización del banco de pruebas 24
1.1.10 Pérdidas de carga 25

1.2 Objetivos 28
1.2.1 Objetivo general 28
1.2.2 Objetivos específicos 28
CAPÍTULO II 29
METODOLOGÍA 29
2.1 Materiales 30
2.1.1 Descripción de materiales y equipos 30
2.1.2 Materiales para el sistema mecánico 30
2.1.3 Equipos para el sistema mecánico 34
2.1.4 Materiales para el sistema eléctrico 35
2.1.5 Equipos para el sistema eléctrico 37
2.1.6 Estructura 38
2.2 Métodos 39
2.2.1 Descripción de la metodología 40
2.2.2 Análisis del prototipo 43
2.2.3 Parámetros de diseño 44
2.2.3.1 Cálculos empleados 44
2.2.3.2 Codo 45° 58
2.2.3.3 Yee 58
2.2.3.4 Tapón 58
2.2.3.5 Junta universal 58
2.2.3.6 Codo 90° 58
2.2.3.7 Juntas de la turbina 59
2.2.3.8 Álabes de la turbina 59
2.2.3.9 Rotor de la turbina 60
2.2.3.10 Aspas de la turbina 60
2.2.3.11 Estructura 60

2.2.4 Proceso de construcción del proyecto técnico 61
2.2.5 Funcionamiento del proyecto técnico 61
2.2.6 Simulaciones 61
CAPÍTULO III 70
RESULTADOS Y DISCUSIÓN 70
3.1 Análisis y discusión de resultados 70
3.1.1 Evaluación del funcionamiento de la máquina 70
3.1.1.1 Funcionamiento de la sección mecánica 70
3.1.1.2 Funcionamiento de la sección hidráulica 71
3.1.1.3 Funcionamiento de la sección eléctrica y electrónica 71
3.1.2 Costos 72
CAPÍTULO IV 75
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 75
4.1 Conclusiones 75
4.2 Recomendaciones 75
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS 76
ANEXOS 79
ANEXO 1 79
ANEXO 2 83

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Comparación entre bombas Volumétricas y Rotodinámicas 13
Tabla 2. Valores aproximados para distintos tipos de bombas 16
Tabla 3. Tipos de bombas volumétricas de desplazamiento positivo 17
Tabla 4. Rugosidad absoluta en tuberías 26
Tabla 5. Propiedades mecánicas Acero Inoxidable AISI 304. 30
Tabla 6. Composición química del acero Inoxidable AISI 304. 30
Tabla 7. Propiedades del PVC 33
Tabla 8. Propiedades de los distintos materiales para impresión 3D 33
Tabla 9. Materiales utilizados para el sistema mecánico. 34
Tabla 10. Equipos para el sistema eléctrico. 37
Tabla 11. Propiedades mecánicas del Acero Negro. 38
Tabla 12. Composición Química Acero Negro 38
Tabla 13. Tamaños preferidos y números de Renard (serie R) 51
Tabla 14. Propiedades de ciertos materiales 53
Tabla 15. Tabla para el dato de Sut 54
Tabla 16. Comparación de resultados entre los calculados y los simulados. 62
Tabla 17. Rendimiento de las hélices de la turbina. 62
Tabla 18. Tabla de costos. 72
Tabla 19. Instructivo de uso del banco de pruebas. 73

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Turbinas Kaplan 4

Figura 2. Norma internacional para determinar la altura neta en ensayos de turbinas hidroeléctricas de reacción con eje horizontal 7

Figura 3. Partes de una turbina de hélice; 1. Cubierta espiral, 2. Repartidor, 3. Rodete, 4. Tubo de succión 9

Figura 4. Cubierta espiral 9

Figura 5. Distribuidor Fink; (a) disposición cerrada; (b) disposición abierta 10

Figura 6. Rotor tipo hélice 11

Figura 7. Tubo de succión de la turbina 11

Figura 8. Bomba periférica (izq), bomba de eyectores (centro), bomba de empuje ascendente (der) 14

Figura 9. Bomba de ariete (izq) tornillo de Arquímedes entubado (der) 15

Figura 10. Diagrama funcional de una bomba centrífuga de tres etapas y doble aspiración (izq) y otra con seis rodetes en serie (der). Ambas con equilibrio del empuje axial 16

Figura 11. Curva característica de una bomba 20

Figura 12. Curvas características de operación del sistema 21

Figura 13. Curvas características de bombas volumétricas. La curva p=p(q) se desplaza en sentido horizontal. Las curvas de n=n(p) de la derecha se han representado para n=1.500 rpm. Las curvas de M=M(p) son líneas rectas 21

Figura 14. Ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia adelante, radiales y hacia atrás. Y triángulos de velocidad a la salida 23

Figura 15. Pérdidas hidráulicas en turbinas de reacción 25

Figura 16. Rugosidad generada dentro de la pared de un tubo (exagerada) 26

Figura 17. Diagrama de pérdida de presiones en las turbinas de reacción 27

Figura 18. Placa de Arduino..... 36

Figura 19. Pantalla LCD para Arduino. 36

Figura 20. Ángulo "L" Laminado 39

Figura 21. Diseño a escala real del Banco de Pruebas. 44

Figura 22. Curva de rendimiento de una bomba centrífuga. (Carga total vs Capacidad)..... 55

Figura 23. Juntas de acople para el corredor de la turbina. 59

Figura 24. Álabes directrices de la turbina..... 60

Figura 25. Esquema de la estructura. 61

Figura 26. Tabla de resultados arrojados por la simulación. 62

Figura 27. Simulación de presión del fluido con bomba de 3/4HP -120 l/min. 63

Figura 28. Simulación de la velocidad del fluido con bomba de 3/4HP – 120 l/min. 63

Figura 29. Condiciones iniciales de los álabes directrices. 64

Figura 30. Deformación total. 64

Figura 31. Deformación en X. 65

Figura 32. Deformación en Y. 65

Figura 33. Deformación en Z. 65

Figura 34. Esfuerzo ejercido. 66

Figura 35. Factor de seguridad. 66

Figura 36. Condiciones iniciales de la hélice de la turbina. 67

Figura 37. Deformación total. 67

Figura 38. Deformación en X. 68

Figura 39. Deformación en Y. 68

Figura 40. Deformación en Z. 68

Figura 41. Esfuerzo ejercido. 69

Figura 42. Factor de seguridad. 69

RESUMEN EJECUTIVO

El proyecto de diseño, construcción e implementación de un banco de pruebas para el análisis de eficiencia de turbinas hidráulicas Kaplan a pequeña escala surge de la necesidad de aprovechar los recursos hídricos subutilizados en ciertas zonas de la provincia. Este banco de pruebas se ubicará en el laboratorio de la facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, permitiendo a los estudiantes comprender el funcionamiento de las turbinas Kaplan y su potencial para generar energía eléctrica a partir de recursos hídricos.

Durante el proceso de construcción del banco de pruebas, surgieron desafíos significativos como fugas en el sistema y fricciones excesivas entre el eje de medición de torque y la turbina. Para abordar estas irregularidades, se instalaron llaves de paso adicionales. Una de estas llaves controla el caudal a la salida de la bomba, permitiendo ajustes experimentales precisos. La segunda llave de paso regula la presión dentro del circuito antes de que el agua recircule al tanque, monitorizada por un manómetro de glicerina para medir presiones entre 0.5 y 2 PSI. Los dinamómetros médicos colocados estratégicamente en el extremo del eje proporcionaron mediciones precisas de torque, revelando valores entre 0.5 y 1.5 Nm, validando así la eficacia del diseño mecánico.

Tras superar las irregularidades y optimizar los componentes, el banco de pruebas fue operado satisfactoriamente en pruebas de funcionamiento, cumpliendo con los objetivos establecidos al proporcionar mediciones efectivas de caudal, presión y torque. Este proyecto representa un avance significativo hacia el uso de energías renovables, aprovechando de manera eficiente los recursos hídricos locales para fines educativos y de investigación en ingeniería.

Palabras Clave: turbina kaplan, banco de pruebas, energía mecánica, hidráulica, cavitación, impresión 3D.

ABSTRACT

The project for the design, construction and implementation of a test bench for the analysis of the efficiency of small-scale Kaplan hydraulic turbines arises from the need to take advantage of underutilized water resources in certain areas of the province. This test bench will be in the laboratory of the Civil and Mechanical Engineering faculty, allowing students to understand the operation of Kaplan turbines and their potential to generate electricity from water resources.

During the process of building the test stand, significant challenges arose such as leaks in the system and excessive friction between the torque measurement shaft and the turbine. To address these irregularities, additional stopcocks were installed. One of these stopcocks controls the flow rate at the pump outlet, allowing precise experimental adjustments. The second stopcock regulates the pressure within the circuit before the water recirculates to the tank, monitored by a glycerin manometer to measure pressures between 0.5 and 2 PSI. Medical dynamometers strategically placed at the end of the shaft provided accurate torque measurements, revealing values between 0.5 and 1.5 Nm, validating the effectiveness of the mechanical design.

After overcoming irregularities and optimizing the components, the test bench was successfully operated in function tests, meeting the established objectives by providing effective flow, pressure and torque measurements. This project represents a significant advance towards the use of renewable energies, making efficient use of local water resources for educational and engineering research purposes.

Keywords: kaplan turbine, test bench, mechanical energy, hydraulics, cavitation, 3D printing.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 Antecedentes investigativos

Dentro de los antecedentes investigativos se darán a conocer la historia, el origen, la eficiencia y demás cualidades respecto a las turbomáquinas que en si cuentan con turbinas y plantas generadoras de energía eléctrica, esto con la finalidad de entender de mejor manera lo que se expondrá más adelante.

1.1.1 Turbomáquinas

Según la información obtenida en [1] las turbomáquinas son dispositivos que presentan el flujo continuo de un fluido a través de una o más filas de aspas rotativas. La energía, en forma de trabajo, se extrae del fluido o se le transfiere mediante la acción dinámica de las aspas. Cuando la energía se extrae del fluido expandiéndolo a una presión más baja, los dispositivos se denominan turbinas (de vapor, gas o hidráulicas). Por otro lado, si la energía se transfiere al fluido aumentando su presión, se clasifican como bombas, compresores o ventiladores. Los álabes estacionarios dirigen el flujo del fluido antes y/o después de las filas de aspas rotativas.

El manual [1] también menciona que las turbomáquinas pueden ser clasificadas ampliamente según la dirección del flujo de fluido a través de ellas. En las máquinas de flujo radial, el flujo generalmente se dirige hacia el radio mayor en el caso de bombas, compresores o ventiladores, y radialmente hacia adentro en el caso de turbinas. En cambio, en las máquinas de flujo axial, el flujo es principalmente paralelo al eje de rotación de la máquina, lo que hace que los radios nominales de entrada y salida del fluido en cada etapa de la turbina sean aproximadamente iguales.

La ecuación de Euler para turbomáquinas relaciona la transferencia de trabajo entre el fluido y la máquina con los cambios en la velocidad del fluido al salir de la etapa en comparación con su entrada. En las máquinas de flujo radial, el trabajo transferido se determina por variaciones en el ángulo de velocidad y en el radio. Por otro lado, en las máquinas axiales, el trabajo transferido se determina principalmente por cambios en el ángulo de velocidad. La potencia transferida (es decir, la energía) es el resultado del

torque ejercido por las aspas rotativas sobre el fluido (o viceversa) multiplicado por la velocidad angular del rotor en radianes por segundo.

1.1.2 Turbinas Hidráulicas

Las turbinas hidráulicas han sido de gran ayuda en lo que a generación de energía eléctrica refiere, según la información dada en [2] una máquina hidráulica es un dispositivo el cual será capaz de transformar la energía hidráulica en energía mecánica, esto con la finalidad de obtener energía eléctrica mediante el torque generado por la energía mecánica obtenida. Estas máquinas se pueden clasificar en motrices (turbinas) o a su vez en generatrices (bombas), esto provoca una modificación total de la energía que las atraviesa.

Se menciona en [2] que dentro del estudio de turbomáquinas hidráulicas son nulos o no tomados en cuenta los efectos de tipo térmico, sin embargo, habrán ocasiones en las que los estudios termodinámicos deberán hacerse presentes dentro del análisis de las turbomáquinas; de igual manera se señala [2] que todos los fenómenos que están siendo objeto de estudio se los hará dentro de un régimen permanente, es decir, estarán caracterizados tanto por la velocidad de rotación de la máquina y un caudal constantes.[2]

Dentro del sistema de una maquina hidráulica y su funcionamiento [2] nos indica que, el agua realiza un intercambio de energía al pasar por un dispositivo mecánico de revolución, mismo qué gira sobre su eje de simetría; este mecanismo se conforma de una o varias ruedas a las cuales se las denomina rodetes o rotores y en su estructura llevarán consigo álabes, cabe recalcar que estos álabes tendrán la distancia suficiente como para formar canales por los cuales circulará el agua. Además, nos dice [2] que existen métodos los cuales fueron utilizados para el estudio y estos se clasifican en: analítico, experimental y el análisis dimensional.

- **Método analítico:** Está basado mediante el movimiento del fluido a través de los álabes que conforman la turbina. Esto tiene concordancia según principios técnicos de la Mecánica de Fluidos.
- **Método experimental:** Tiene sus fundamentos en la Hidráulica y la experimentación con la misma.

- **Análisis dimensional:** Según nos dice [2] ofrece grupos de relaciones entre las variables que intervendrán en el proceso, asimismo, confirma los coeficientes con los cuales las turbomáquinas entrarán en funcionamiento, cabe recalcar que los números adimensionales también entran en este apartado, debido a que estos, nos proporcionan información sobre la influencia de las propiedades que cada fluido posee mediante el movimiento que tienen a través de los componentes que conforman la turbina.

1.1.3 Turbina Kaplan

La turbina Kaplan es un tipo de turbina hélice con álabes que son ajustables, su nombre rinde homenaje a su creador, el ingeniero Viktor Kaplan, quien fue profesor en la Universidad Técnica de Brno, situada en Checoslovaquia, mejor conocida en estos días como República Checa. Kaplan desarrolló un método para ajustar el ángulo de los álabes en respuesta a ciertos cambios de potencia generados, permitiendo de esta manera que la turbina se adapte a las variaciones del flujo de agua. Este diseño versátil tiene varias geometrías para ser fabricado, ya sea con ejes horizontales, inclinados o verticales.

El objetivo primordial del ingeniero Kaplan al inventar sus turbinas era mejorar la eficiencia de las ya existentes turbinas Francis. Su innovación surgió del deseo de optimizar el uso de la energía de los ríos con cabeceras más pequeñas en donde los caudales variarían de manera significativa. Según la investigación realizada por Martin Pólak [3] las turbinas Francis no eran las más adecuadas para estas condiciones en los ríos motivo por el cual Kaplan y su equipo a diseñar nuevas turbina, a pesar de que las primeras pruebas de laboratorio fueron desalentadoras al no mostrar una eficiencia ideal.

El enfoque de Kaplan en aumentar la eficiencia de las turbinas Francis incluyó ideas revolucionarias, tales como, desarrollar impulsores que fueran capaces de operar a mayor velocidad y así adaptarse a las bajas alturas y caudales cambiantes de ciertos lechos o ríos. Durante la investigación, surgieron problemas como la pérdida hidráulica debido a la apertura gradual de los álabes. Para solucionar esto, se implementaron dos secciones en el perfil de flujo del impulsor: una que contaba con flujo axial y otra que contaba con flujo radial, permitiendo que el líquido fluya de manera libre sin afectar de esta manera al impulsor. Los resultados favorables de

laboratorio llevaron a Kaplan a considerar eliminar completamente la sección radial para así rediseñar el impulsor, minimizando así las pérdidas por fricción. Pólak destaca que los avances de Kaplan en las pruebas de laboratorio y la mejora significativa del diseño catapultaron a las turbinas Kaplan muy en la cúspide de la industria energética. Estas turbinas tuvieron una mejora considerable en muchos aspectos para la producción de energía eléctrica. En la Figura 1. Se pueden observar dos tipos de turbinas Kaplan. Gracias a estos avances tecnológicos, se han aprovechado diversos recursos que antes no fueron tomados en cuenta para la generación de energía eléctrica.

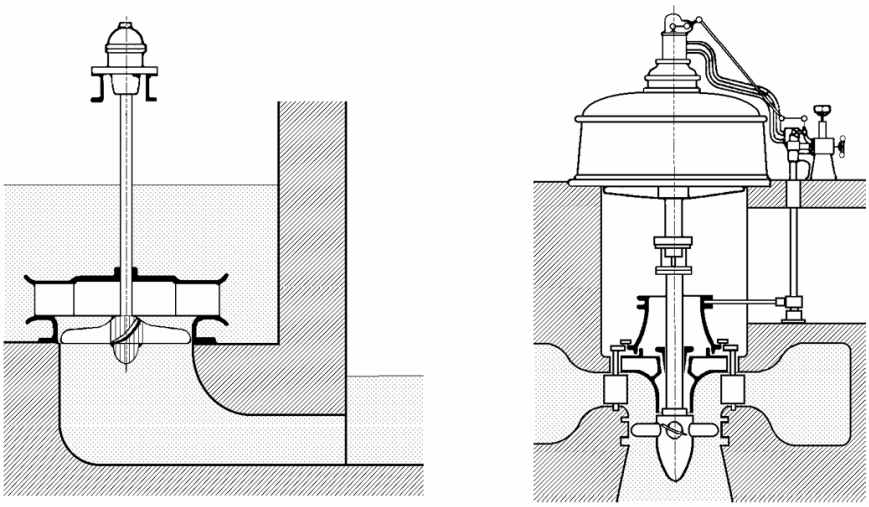


Figura 1. Turbinas Kaplan [2].

En el proyecto [4] se realiza una comparativa entre las turbinas Francis y Kaplan, estas tienen una similitud en repartidor tipo Fink, no obstante, esta variante incluye una cubierta en espiral, de sección rectangular o circular, asimismo, consta de un conducto de succión. Es importante destacar que la turbina tipo Kaplan ofrece una mayor variedad de configuraciones posibles, al igual que la turbina de hélice que posee las palas o álabes de rotor fijos; cuando estas son ajustables, se obtienen las turbinas Kaplan, las cuales operan en una sola dirección de rotación y se conocen como turbinas no reversibles.

1.1.4 Características de las turbinas Kaplan

- Las turbinas Kaplan tiene varias configuraciones, se pueden maquinar ya sea con un eje horizontal, inclinado o eje vertical.
- Los rendimientos de las turbinas Kaplan pueden llegar hasta un 90% de eficiencia.

- La dirección de sus álabes cumple una función importante, puesto a que la orientación permite a la turbina adaptarse a los caudales variables, haciendo que la turbina pueda trabajar de manera eficiente y rendimientos altos.
- Las turbinas Kaplan cuentan con álabes orientables y fijos, permitiendo de esta manera que sean muy prácticas al momento de situarlas dentro de un espacio geográfico determinado debido a las varias configuraciones ya antes mencionadas.

1.1.5 Parámetros de funcionamiento de las turbinas hidráulicas – Kaplan

Son considerados como parámetros de funcionamiento de las turbinas hidráulicas a aquellos que proporcionarán las cualidades mecánicas y las características que las distinguen, asimismo, estos parámetros han servido de manera crucial para la realización del diseño verificativo de la turbina Francis. [5]

A continuación, se proporcionará de manera más detallada cada uno de los parámetros de funcionamiento:

Velocidad específica, N_s. Viene dada por el número de revoluciones (rpm) que produce una turbina, asimismo [5] esta entregará una potencia de 1hp siendo instalada en un salto unitario de altura. Este parámetro es utilizado para seleccionar una turbina adecuada, siempre y cuando se tenga conocimiento de un caudal y una altura. Se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$N_s = \frac{N}{H}\sqrt{\frac{P_a}{\sqrt{H}}} = \frac{N\sqrt{P_a}}{H^{5/4}} \tag{1}$$

Donde:

$N_s =$ Velocidad en rpm

$N =$ Velocidad angular

$P_a =$ Potencia de la turbina en Caballos de Vapor

$H =$ Altura en m

Número de revoluciones, n (rpm). Dícese en [5] cuando un rotor constituye su integridad por cada par de polos *p*, con *n* rpm, cada bobina del estator estará cortada por 60 veces los flujos magnéticos dentro de los polos ubicados al norte y al sur,

obteniendo así $p.n/60$, teniendo así un voltaje que se lo distinguirá por la siguiente fórmula:

$$F = p\frac{n}{60} \tag{2}$$

Aquí podemos despejar el número de revoluciones necesarias ya que en nuestra ubicación geográfica manejamos una frecuencia de 60 Hz, y esto estará relacionado directamente con la cantidad de polos que el generador encargado de la generación de energía eléctrica posea, obteniendo así:

$$n = F\frac{60}{p} = 60\frac{60}{p} = \frac{3600}{p} \tag{3}$$

Caudal de agua disponible, $\boldsymbol{Q}$ ($\boldsymbol{m^3/s}$). Debido a que los caudales manejados dentro de esta investigación serán dados en un ambiente controlado, mediante el uso de un banco de pruebas, el caudal obtendrá sus datos de manera mediante la experimentación y este se verá medido mediante el uso de instrumentos adecuados.

$$Q = C_q \cdot A_0 \cdot \sqrt{2gh_v} \tag{4}$$

$$Q = \frac{P_a}{\rho \cdot g \cdot H} \tag{5}$$

Donde:

$h_v =$ Altura diferencial (mca)

$A_0 =$ Área del orificio (m^2)

$C_q =$ Coeficiente de gasto

$A_d =$ Área de la tubería de descarga (m^2)

$m =$ Relación de áreas

Altura neta, H (m). La altura va a estar a configuración de la eficiencia y el aprovechamiento que se le quiera dar a la turbina en su totalidad. Tal y como se puede observar en la Figura 2. Se detallan los datos para determinar la altura neta de las turbinas. Según [6] vendrá definida por la suma de los incrementos tanto de altura que incorpora la turbina en forma de presión. Viene dada por la siguiente fórmula:

$$H = \frac{P_E - P_S}{\gamma} + \frac{V_E^2 - V_S^2}{2g} + Z_E - Z_S \quad (6)$$

Donde:

$P_E =$ Presión de entrada a la turbina

$P_S =$ Presión de salida de la turbina

$V_E =$ Velocidad de entrada

$V_S =$ Velocidad de salida

$Z_E - Z_S =$ Desnivel del líquido que existirá entre la entrada y la salida

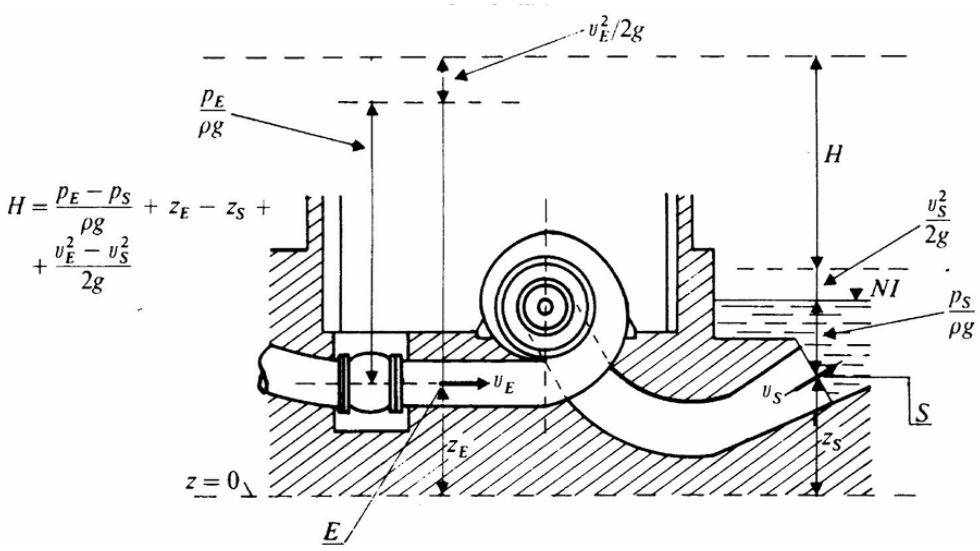


Figura 2. Norma internacional para determinar la altura neta en ensayos de turbinas hidroeléctricas de reacción con eje horizontal [6].

Potencias

Potencia de accionamiento, P_a (W). Es aquella potencia resultante por el desgaste del fluido contra las barreras de la bomba. [7] Viene dada por la siguiente fórmula:

$$P_a = F \cdot d \cdot n \quad (7)$$

Donde:

$P_a =$ Potencia de accionamiento

$F =$ Fuerza medida por la celda de carga (kg)

$N =$ Número de revoluciones (rpm)

$d =$ Brazo del motor

Potencia Útil, P_u (W). Posee varios nombres, entre ellos figuran: potencia al frenado, potencia en el eje o potencia restituida. [6] Es aquella potencia la cual será obtenida en el eje que va anclado rotor o de la turbina. Viene dada mediante la siguiente fórmula:

$$P_u = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_m}{75} \tag{8}$$

Donde:

$P_u =$ Potencia útil

$Q =$ Caudal real (m^3/s)

$\gamma =$ Peso específico (kg/m^3)

$H_m =$ Cabeza nanométrica (mca)

Rendimiento

Rendimiento o eficiencia total, η_{total}. Es aquella que considera todas las pérdidas dadas en la turbina.[6] Se la expresa mediante la siguiente fórmula:

$$\eta_{total}(\%) = \frac{P_u}{P_a} \cdot 100 \tag{9}$$

1.1.6 Partes que conforman las turbinas Kaplan

En la Figura 3. Se pueden apreciar de mejor manera cada una de las partes que conforman una turbina de hélice, desde la cubierta hasta el tubo de aspiración o succión.

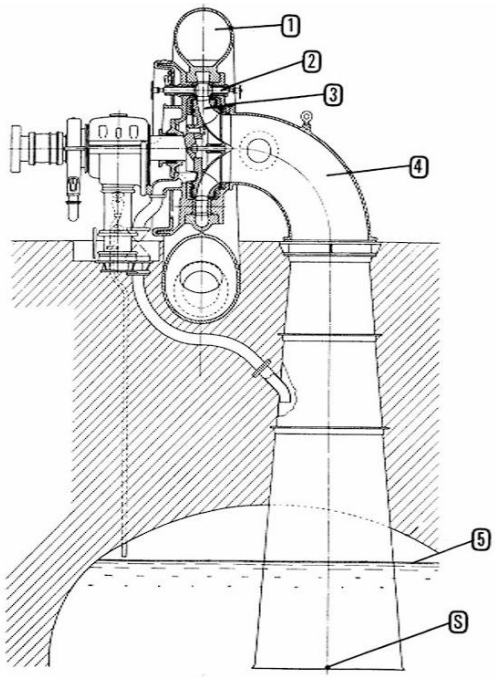


Figura 3. Partes de una turbina de hélice; 1. Cubierta espiral, 2. Repartidor, 3. Rodete, 4. Tubo de succión [6].

Carcasa o caja espiral. Este elemento se encuentra en todas las turbinas hidráulicas.

Dadas las dimensiones, tal y como se observa en la Figura 4. esta será construida ya sea de acero fundido, placa remachada y hormigón armado. [6]

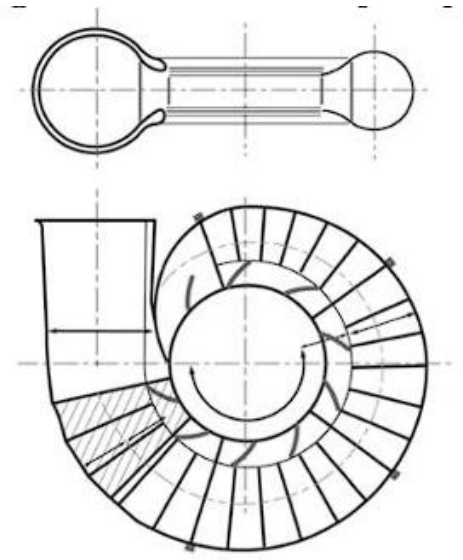


Figura 4. Cubierta espiral [8].

Distribuidor. Según () en su investigación, la cubierta espiral y el repartidor dirigen el agua hacia el rodete con pérdidas mínimas, esto provoca que se transforme parte de la energía ejercida por la presión en energía cinética. El repartidor Fink es el más común en las turbinas de reacción y consta en su estructura de álabes que son regulables en su totalidad mismos qué sirven para que el caudal sea reducido y así ingrese cuando la carga de la turbina se ve disminuida. Dentro de la integridad física del distribuidor Fink podemos decir que consta con dos bielas o brazos robustos, mismos qué, se moverán por uno o varios servomotores de aceite los que hacen girar al anillo al extremo de las bielas, esto provoca que giren unos fijos los cuales pivotan alrededor a un eje. En la Figuar 5. Se aprecia al distribuidor Fink tanto en sus disposiciones abierta como cerrada.

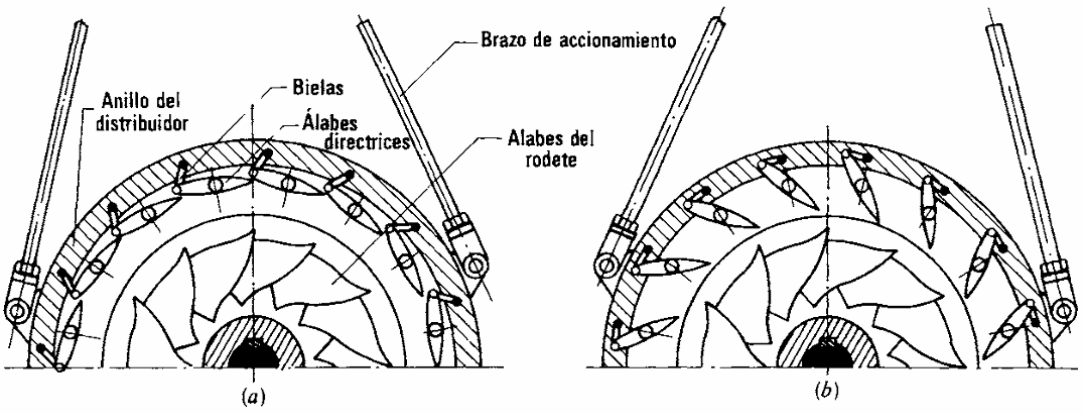


Figura 5. Distribuidor Fink; (a) disposición cerrada; (b) disposición abierta [6].

Rotor. Según [5] [8] el rotor o rodete viene a considerarse como el principal componente de una turbina debido a que en él es donde se verá reflejada la conversión de la energía hidráulica que proporcionará el fluido a energía mecánica. [8] nos dice que el rotor o rodete está conformado por un cubo firme, asimismo, aquí se ubicarán los álabes empotrados con una geometría de palas los cuales en su conjunto darán la apariencia de la hélice de un barco, en esta configuración cabe recalcar qué las palas estarán distribuidas de dos a cuatro cuando los saltos de agua sean a una altura pequeña y de cinco a nuevo cuando estos saltos de agua sean mayores, tal y como se puede apreciar en la Figura 6.

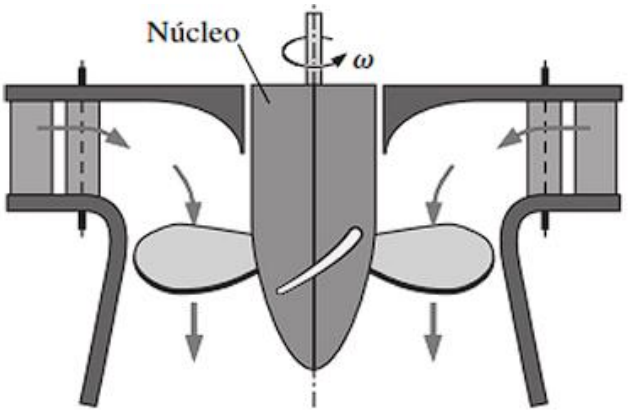


Figura 6. Rotor tipo hélice [5].

Tubo de succión. También es considerado como órgano de drenaje, sin embargo, se le atribuye el nombre de sección tubular de succión debido a que crea una succión a la salida del rotor. En la Figura 7. Se aprecia su geometría en diferentes ángulos.

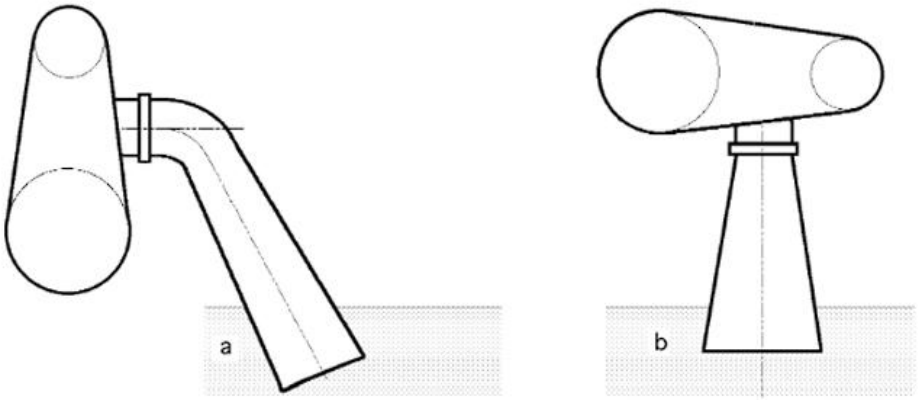


Figura 7. Tubo de succión de la turbina [5].

1.1.7 Bombas Hidráulicas

Las bombas hidráulicas tienden a clasificarse según el sentido de transmisión de la energía entre el fluido y la máquina [9]. Estas pueden ser rotodinámicas o turbomáquinas, donde la transferencia de energía se realiza mediante el intercambio de cantidad de movimiento, como en ciertas bombas que cuentan con desplazamiento positivo o volumétricas. Aquí, la energía potencial se verá efectivamente intercambiada.

La finalidad de una bomba va a ser la de transferir energía a un fluido para así contemplar su transporte dentro de un circuito. Esto implica que se genere un aumento de presión que se situará a la salida de la bomba, esto es relevante y directamente

proporcional con el caudal el cual está siendo transportado, se lo demuestra mediante una curva característica.

Esta curva característica va a ser propiciada por cada fabricante puesto a que es propia de cada bomba, a más de esto, dependerá netamente del principio y funcionamiento que se le vaya a dar a la misma, a su vez, su tamaño, velocidad de accionamiento, potencia y demás características van a ser tomadas en cuenta para la respectiva selección.

En su investigación [9] menciona que las bombas hidráulicas más comunes vienen a ser las rotodinámicas o conocidas también como turbomáquinas, así como también las que cuentan con un desplazamiento positivo o mejor conocidas como volumétricas.

Bomba rotodinámica. Como se habló anteriormente es aquella máquina que proporciona energía al fluido mediante su paso por los rodetes y según la dirección del flujo, estas serán centrífugas, axiales y con un flujo combinado.

Bomba volumétrica. Estas, por lo contrario, llevan el fluido en segmentos individuales provocando que a su vez no tengan una interacción entre sí. Menciona también [9] que estas bombas tendrán consecuencias evidentes tales como:

- Interrumpir la vena fluida, esto provoca que la ecuación de la energía sea aplicable siempre y cuando exista un promedio temporal con sus términos.
- Favorecer el manejo de líquidos viscosos bajo condiciones de presión elevada [9] provocando así que el caudal que fluye por la bomba sea independiente de cierta manera de la presión cuando se alcance un cierto número de revoluciones. Esta consecuencia deduce que las bombas volumétricas sean las indicadas para ciertos sistemas que transmitan energía y a su vez dosifiquen ciertos fluidos, de la misma manera son las más aptas para los sectores de la industria debido a un sinnúmero de aplicaciones.

En la Tabla 1, se presentan unas características que cada una de estas bombas poseen:

Tabla 1. Comparación entre bombas Volumétricas y Rotodinámicas [9].

Bombas Volumétricas 	**Bombas Rotodinámicas** 
La transferencia de energía se da por el desplazamiento del fluido dentro de la máquina, este desplazamiento por lo general va acompañado por una compresión, dentro o fuera de la máquina.	La potencia hidráulica que se transmite va a ser el resultado de la varianza del momento cinético que experimentará el fluido tras su paso por el rotor.
El fluido pasa por la bomba, en forma de paquetes.	Los agujeros tanto de entrada como de salida están entrelazados por un canal abierto, haciendo que el fluido recircule dentro de la bomba, esto permite que el fluido pueda ir a corriente inversa.
No pueden trabajar en contra de una válvula de impulsión cerrada, para que esto ocurra se necesitará una válvula de seguridad, misma qué, limitará la presión máxima	Pueden operar con válvula de descarga cerrada debido a que la presión máxima está regulada por ciertos principios fundamentales de operación.
El caudal circundante impulsor de la bomba es independiente a la presión de trabajo, esto debido a los limitantes de potencia que cada fabricante utiliza.	El caudal dependerá de la presión de trabajo. Cerrando la válvula de impulsión, la presión aumentará, esto provocará que el caudal efectivo se anule, por ende, el líquido recirculará dentro de la máquina.
El caudal es pulsante, esto provoca importantes picos de presión.	El caudal es continuo, si existe un pico de presión puede ser a causa de oscilaciones o golpe de ariete.
Son auto aspirantes	Capacidad de aspiración limitada

En [9] La bomba mostrada en la Figura 8. también conocida como bomba de canal lateral o a su vez bomba regenerativa se refiere a un tipo de bomba rotodinámica la cual está pensada para suministrar caudales pequeños a alta presión (300 bar). Estas bombas dentro de su configuración dispondrán en su interior uno o dos rotores en serie, que tendrán forma de disco y abiertos los cuales tendrán paletas (p) y estarán insertadas en forma de estrella. Una característica que hay que tomar en cuenta es que el fluido no atravesará todo el rotor a través del canal entre los álabes, en esta bomba circulará mediante un canal lateral (c) el cual estará mecanizado dentro de la propia cubierta de la bomba. El efecto provocado por la bomba centrífuga hace que el fluido se vea encerrado en los alrededores del rotor forzando de esta manera se vea obligado a cursar por el canal lateral mientras su sección disminuirá de manera progresiva hasta un punto en el cual llegue a ser nula. Llegados a este punto [9] la presión del fluido aumentará, ocasionando que solo pueda retroceder hacia los radios mínimos dentro de la celda

situada entre sus álabes, posterior a esto, el líquido escarpará nuevamente hacia el canal, en este punto participará en un cambio de movimiento con el fluido que acabó de ser aspirado por la bomba (a). Se da como resultado un aumento considerable en la presión del canal ubicado a un lado de toda la bomba, esto provoca varias corrientes de circulación tanto en el canal como en los álabes de esta. El principio de esta bomba es que estas sean autoaspirantes natas, pero la diferencia entre el resto de las bombas rotodinámicas es que su rendimiento se verá afectado alrededor de un 50% debido a la cantidad excesiva de recirculaciones, mismas que, provocan pérdidas por choques en su interior.

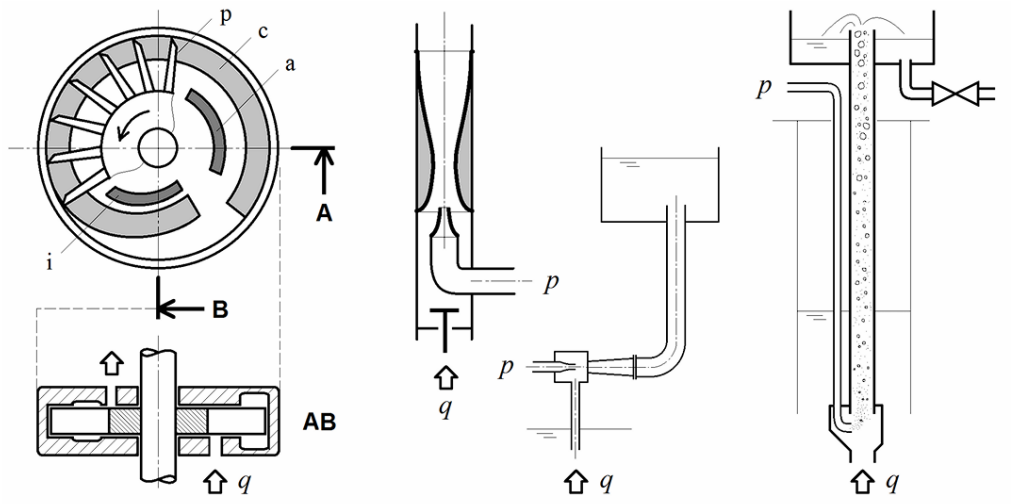


Figura 8. Bomba periférica (izq), bomba de eyectores (centro), bomba de empuje ascendente (der) [9].

Bomba de ariete

Esta bomba es aquella que no necesitará ningún tipo de fuente de energía, esto quiere decir [9] que no va a necesitar o ya sea de un motor o de un fluido auxiliar. La manera en la que esta bomba aprovecha su energía es mediante el empuje de una corriente de agua lo cual creará un golpe de ariete que se verá controlado, a más de esto, su sobrepresión se verá retenida dentro de un calderín (c). Esta bomba dentro de su funcionamiento incorporará válvulas de descarga y de retención (vd) y (vr) respectivamente, lo cual producirá una dinámica de apertura y cierre la cual estará ligada con los caudales que se deseen administrar. No obstante, este tipo de bomba debe tener acceso a una corriente libre de agua, misma qué, posea un desnivel de alrededor de un metro para que pueda transcurrir por el interior de esta. El golpe de

ariete se va a producir cuando la corriente alcance un valor establecido con anterioridad y será regulable mediante las válvulas de evacuación. Aquí, la presión adicional resultante provocará la apertura de la válvula de retención, permitiendo de esta manera que el fluido ingrese al interior del calderín. Al momento de producirse una disminución en la presión, la válvula de retención se cerrará, aislando al flujo principal, y al detenerse, la válvula de evacuación se activará automáticamente por su propio peso o mediante un resorte, iniciando un nuevo ciclo.

Tornillo de Arquímedes

Según [9], la importancia del tornillo de Arquímedes dentro de sus aplicaciones dentro de la industria se da por el transporte de líquidos que a su vez constan con partículas en suspensión. Su principio de funcionamiento se describe en la expulsión de agua a través de su rosca al girar, generando así un caudal proporcional al área entre las roscas, el paso y la velocidad de rotación. Se destaca su eficiencia en cargas parciales y su capacidad para operar a bajas velocidades. Asimismo, una de sus principales ventajas, viene dada en la capacidad para transportar líquidos contaminados, tales como aguas residuales, y cuando el diseño del canal inferior ceda el paso de partículas de mayor tamaño que puedan obstruirlo. Estas bombas de igual manera son utilizadas para el desplazamiento de objetos sólidos tales como cereales y demás. En la Figura 9. Se pueden apreciar la bomba de ariete y el tornillo de Arquímedes respectivamente.

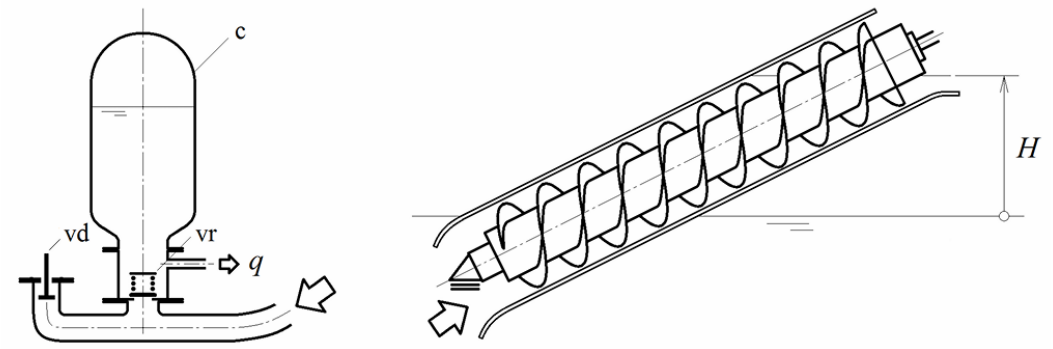


Figura 9. Bomba de ariete (izq.) tornillo de Arquímedes entubado (der.) [9].

En la Tabla 2, se pueden apreciar los valores aproximados de la velocidad específica, la velocidad en revoluciones por minuto (rpm) de otra bomba en términos geométricos similares, y el número específico de revoluciones el cual irá en función de la potencia.

Tabla 2. Valores aproximados para distintos tipos de bombas [9].

Tipo de bomba	**Ω**	η_q	η_s
Bombas centrífugas o radiales	0,2 ÷ 2,0	10 ÷ 100	40 ÷ 400
Bombas de flujo mixto	1,2 ÷ 4,0	60 ÷ 200	250 ÷ 750
Bombas axiales	3,0 ÷ 6,0	150 ÷ 300	600 ÷ 1.200

A continuación, en la Figura 10. Se puede apreciar un diagrama funcional de dos bombas centrífugas de empuje axial.

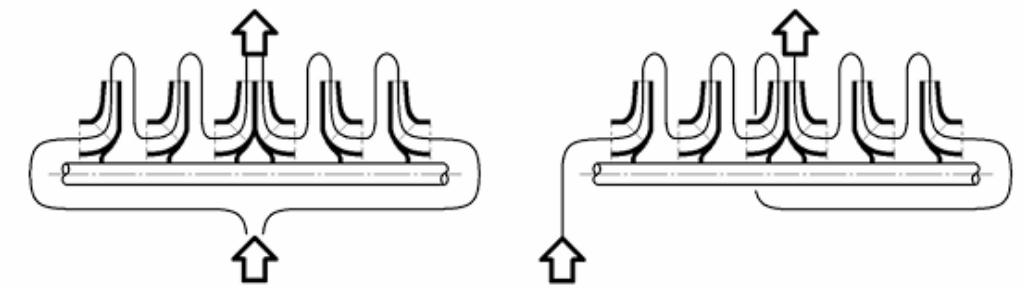


Figura 10. Diagrama funcional de una bomba centrífuga de tres etapas y doble aspiración (izq.) y otra con seis rodetes en serie (der.). Ambas con equilibrio del empuje axial [9].

Bombas de desplazamiento positivo

Dícese en [9] una bomba hidráulica es considerada de desplazamiento positivo cuando mueve una cantidad fija de fluido por cada vuelta del componente motor. El flujo total promedio generado resulta de este proceso continuo de desplazamiento, que a su vez combina el volumen desplazado y las rpm del motor. En condiciones normales de operación, este flujo será constante, a menos que existan fugas de fluido, sin depender significativamente de la presión de trabajo, salvo que la bomba tenga dispositivos de regulación o la potencia del motor se vea excedida.

Este tipo de bombas son adecuadas para aplicaciones que requieren presiones altas y bajos caudales, siendo así utilizadas en diversas industrias para dosificación, elevación, tracción u otras aplicaciones móviles debido a su alta relación (potencia-peso). También [9] menciona que, a diferencia de las bombas rotodinámicas, estas son menos sensibles a la viscosidad que posea el fluido y algunos modelos operan de manera eficaz a bajas velocidades en diferentes condiciones.

Cuando se habla de una bomba volumétrica, el fluido es succionado por depresión que se crea dentro de la línea de succión debido al movimiento interno del sistema. Según

[9] este sistema, que puede consistir en engranajes, paletas o pistones, transporta el fluido desde que entra hasta que sale salida de la bomba. La presión en la salida se genera al introducir un fluido incomprensible en un dispositivo con capacidad limitada, propagándose para así realizar un trabajo útil.

La Tabla 3, proporciona información de los diferentes tipos de bombas volumétricas, según [9] en su investigación.

Tabla 3. Tipos de bombas volumétricas de desplazamiento positivo [9].

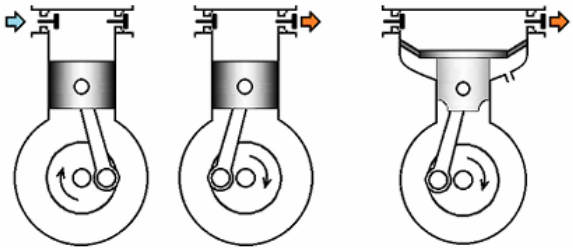
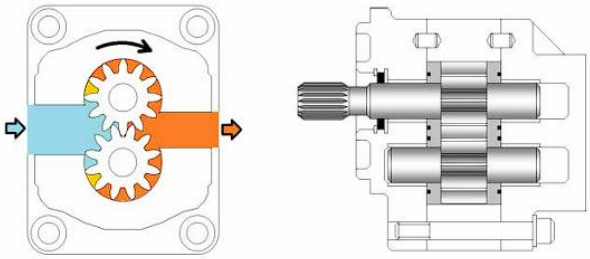
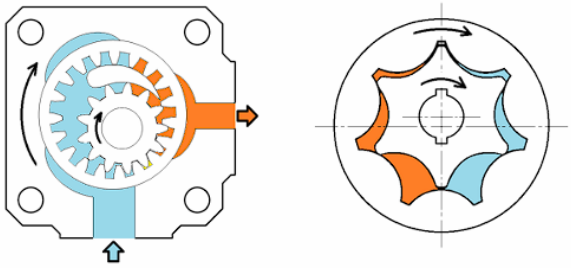
Bombas de desplazamiento positivo	**Características**
	Las bombas oscilantes poseen émbolos (der.) o membranas. Estas membranas pueden tener una geometría anular, asimismo, las válvulas son de lengüeta (estas son recomendadas para bajas presiones).
	Esta es una bomba de engranes externos. En la ilustración se puede apreciar el perfil que posee placas laterales y juntas estáticas mismas que se resaltan en color gris y negro respectivamente. Estas bombas son reducidas, ligeras y a su vez económicas, disponen de una amplia gama de velocidades y son resistentes a la contaminación. Un punto negativo es que son ruidosas.
	Bombas con engranajes internos. Georotor (der.) media luna (izq.). Estas bombas tienen una capacidad específica y permiten múltiples montajes. En comparación con los engranajes externos, son considerablemente más eficientes. Sin embargo, también son más susceptibles a la contaminación. Estas bombas utilizan un solo eje en su funcionamiento.

Tabla 3. Tipos de bombas volumétricas de desplazamiento positivo [9]. (Continuación)

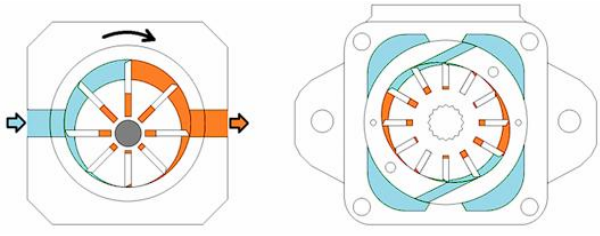
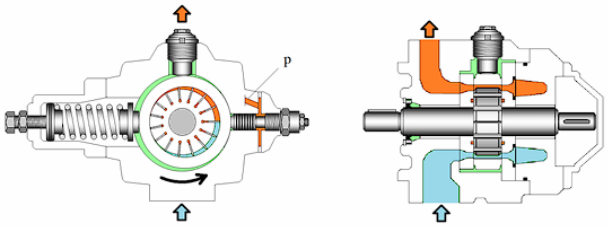
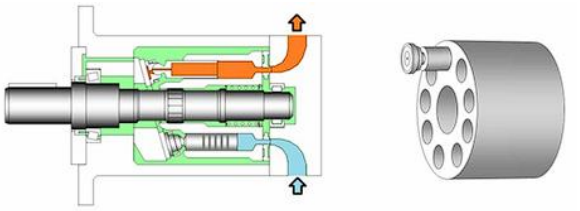
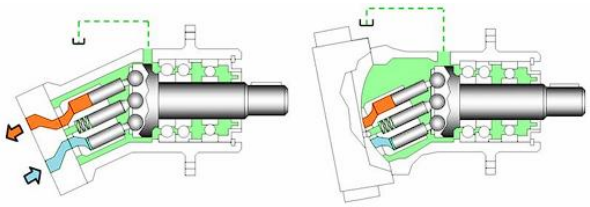
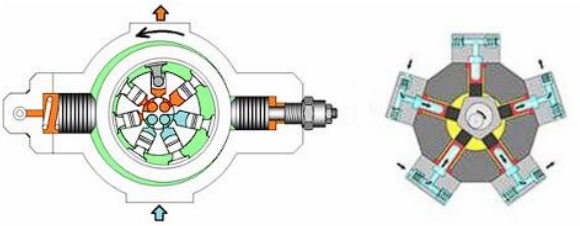
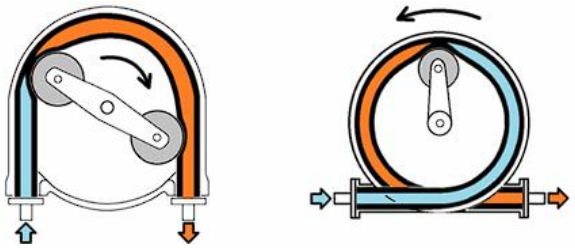
	Bomba de paletas deslizantes simples (izq.); Bomba de doble succión (der.). Debido a que su par de cámaras de bombeo están separadas 180°, ya no hay tensiones que puedan transferirse lateralmente al eje de la bomba y a los cojinetes.
	Se trata de una bomba de aspas con capacidad volumétrica ajustable. El dispositivo de control de la excentricidad puede ser ya sea mecánico o a su vez hidráulico. En la bomba representada, el flujo se reduce cuando la presión de salida alcanza la configuración predeterminada del resorte ubicado a la izquierda.
	Se describe una bomba de pistones en línea con un cilindro de 9 pistones a la derecha. Estas bombas tienen un alto rendimiento y tienen la capacidad de ser reversibles, pudiendo bombear flujo en ambas direcciones.
	Bombas de pistones con eje inclinado, con capacidad constante a la izquierda y variable a la derecha. Estas bombas son compactas, de alto rendimiento y no cuenta con un eje pasante.
	Bomba de pistones radiales con capacidad variable a la izquierda. Estas bombas tienen un ancho más reducido en comparación con otras de caudal idéntico, lo que supone un beneficio para su instalación. A más de esto, se permiten montajes múltiples.

Tabla 3. Tipos de bombas volumétricas de desplazamiento positivo [9].
(Continuación)

	Bombas peristálticas con uno o un par de rodillos. En la bomba representada a la izquierda, un brazo del par de rodillos comprime la manguera en sentido horario, desplazando así el fluido desde la succión hacia la descarga.

Capacidad volumétrica y caudal instantáneo

La capacidad de volumen [9] conocida como desplazamiento de una bomba de desplazamiento positivo C_v, representa el volumen de fluido que transcurre a través de la bomba teóricamente dotaría por rpm en condiciones idóneas. En la práctica, el volumen real impulsado es ligeramente menor y prácticamente no se ve afectado por la presión de trabajo, gracias a avances en la construcción de estas máquinas que han reducido significativamente las fugas.

El caudal que maneja la bomba maneja viene correlacionada a condiciones de vacío, por ejemplo, cuando esta opera con ausencia de presión o fugas (incluyendo así las fugas que existan por algún desplazamiento y estarán relacionadas con el flujo adherido de Couette), podemos utilizar la siguiente expresión:

$$q_0 = C_v n \tag{10}$$

Donde las unidades serán congruentes entre sí.

El flujo de agua expulsado por una bomba de desplazamiento positivo varía con el tiempo debido a la acción de bombeo causada por la contribución de cada una de sus partes impulsoras. Dichas variaciones son atenuadas en cierta medida por el sistema de instalación, pero es importante reducirlas al mínimo posible, ya que podrían provocarse fluctuaciones de presión y vibraciones no deseadas.

Curva característica y rendimientos

Como nos dice [10] la representación gráfica de desempeño de una bomba Figura 11. exhibe la correlación entre la cantidad de líquido bombeado y la energía transferida a la altura dinámica. Es predecible que a medida que aumenta el flujo de agua de la

bomba, disminuye la energía transferida. Esta representación gráfica se aplica a una velocidad específica del motor aplicado y un cierto diámetro determinado del rotor. Para distintas velocidades y diámetros, es posible derivar a raíz de las leyes aplicables.

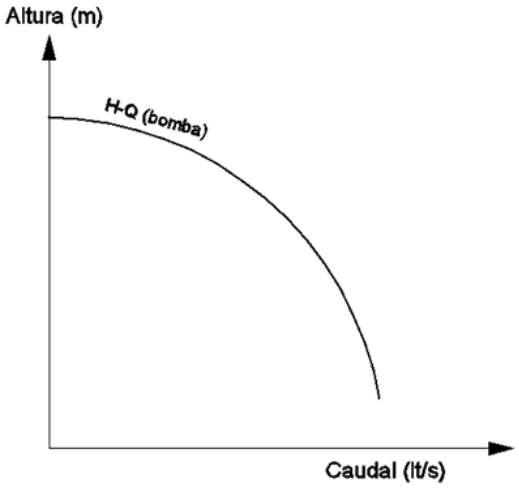


Figura 11. Curva característica de una bomba [10].

Las curvas características pueden presentar diferentes inclinaciones. Una curva plana sugiere que, al modificar la altura dinámica, la variación en el caudal es considerable, mientras que, en una curva inclinada, esta variación es menos pronunciada. Según [10], cuando las bombas se utilizan en serie, el caudal se mantendrá constante, pero la altura dinámica del sistema aumenta. Por otro lado, al operar las bombas en paralelo, se mantendrá la misma altura dinámica y a su vez el flujo de agua del sistema incrementará.

Curva de operación del sistema

Es aquella que ilustra la energía requerida para superar la altura estática y a su vez las pérdidas de energía que se generan en la estación de bombeo a distintos niveles de flujo. En la Figura 12. Se puede apreciar la curva característica del sistema. A medida que el flujo aumenta, las pérdidas dadas por fricción y a su vez por accesorios también se incrementan. Esta información se obtiene al calcular las pérdidas de carga ocasionadas en las tuberías de absorción como en las de descarga, considerando sus accesorios respectivos y variando el flujo de agua dado en el diseño.

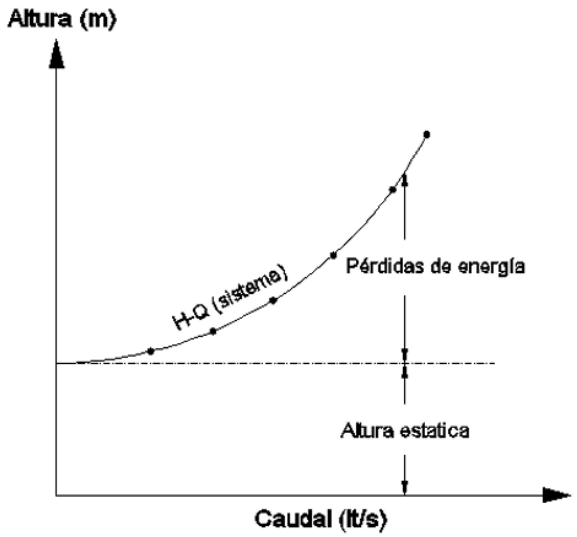


Figura 12. Curvas características de operación del sistema [10].

Rendimientos

El desempeño de una bomba de desplazamiento volumétrica se puede analizar mediante curvas características. La representación más usual muestra la diferencia de presión entre las conexiones de entrada y salida (e-s) en relación con el flujo de agua impulsado en un punto de operación específico, como se puede observar en la Figura 13. Esta característica puede complementarse con curvas de rendimiento volumétrico o con la potencia necesaria para el accionamiento, así como con el torque consumido.

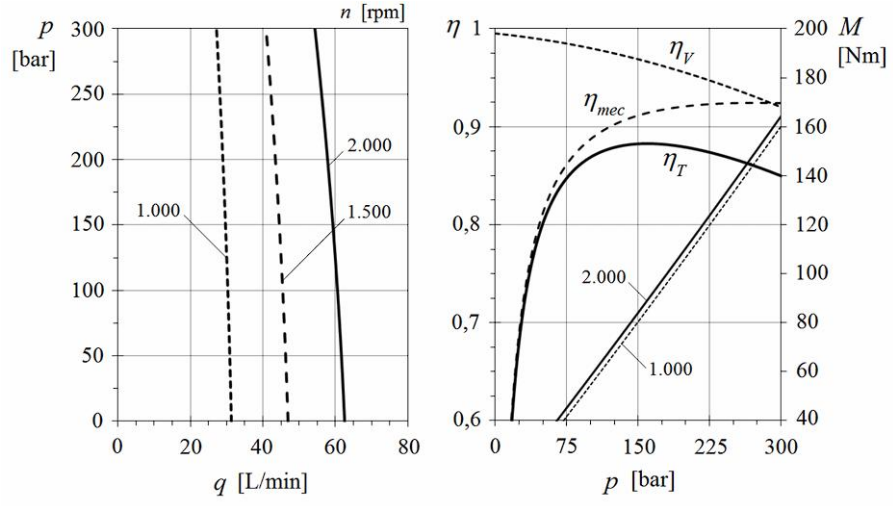


Figura 13. Curvas características de bombas volumétricas. La curva p=p(q) se desplaza en sentido horizontal. Las curvas de n=n(p) de la derecha se han representado para n=1.500 rpm. Las curvas de M=M(p) son líneas rectas [9].

El rendimiento total de una bomba volumétrica se evaluará a partir de la siguiente expresión:

$$\eta_T = \frac{(p_s - p_e)q}{M\omega} \tag{11}$$

Donde:

$p_s =$ Presión de impulsión [Pa]

$p_e =$ Presión de aspiración [Pa]

$q =$ Caudal volumétrico impulsado [m^3/s]

$M =$ Par de accionamiento [Nm]

$\omega =$ Velocidad de accionamiento mecánico [rad/s]

Los rendimientos volumétricos y mecánico se obtendrán de la expresión (11) mediante la siguiente operación. Así, con C_V en $[m^3/rad]$, al ser:

$$\eta_T = \frac{(p_s - p_e)}{M}\frac{q}{\omega C_V} \tag{12}$$

Los rendimientos mecánico y volumétrico vendrían a ser:

Rendimiento mecánico

$$\eta_{mec} = C_V \frac{(p_s - p_e)}{M} \tag{13}$$

Rendimiento volumétrico

$$\eta_V = \frac{1}{C_V}\frac{q}{\omega} \tag{14}$$

Tipos de ventiladores

Según la información presentada en [9], los ventiladores se pueden clasificar en radiales, semiaxiales y axiales, según la trayectoria del fluido, y se pueden utilizar como extractores, tubulares e impulsores, entre otros. Los coeficientes de presión ψ y flujo de agua φ de estos ventiladores varían entre 0.4 y 1 y entre 0.05 y 0.2 respectivamente. El rendimiento óptimo se logra cuando ψ es menor a 0.5, mientras que el menor nivel de ruido se obtiene cuando ψ es aproximadamente igual a 1. Como se puede apreciar en la Figura 14. estos ventiladores presentan tres tipos básicos de rodetes: álabes curvados hacia adelante, álabes rectos y álabes inclinados/curvados

hacia atrás, cada uno con diferentes combinaciones (ψ, φ) dependiendo del ángulo β_2 y del grado de reacción deseado, σ.

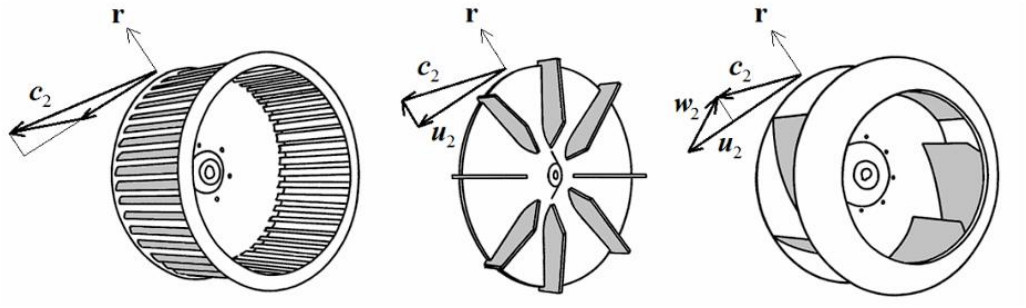


Figura 14. Ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia adelante, radiales y hacia atrás. Y triángulos de velocidad a la salida [9].

Cavitación en bombas

Según [9] y su investigación, se dice que la cavitación ocurre en cuanto la presión estática en alguna parte del fluido líquido ya sea en reposo o en movimiento, desciende a un nivel cercano a la presión de desbordamiento a la temperatura de trabajo. Puede ocurrir en componentes hidráulicos estáticos como ranuras, tubos de Venturi, válvulas, así como en máquinas hidráulicas tales como; bombas, hélices y turbinas. Es importante diferenciar entre la formación de cavitación, que implica la creación de burbujas de vapor o gas en una ubicación específica, y los efectos resultantes, conocidos también como cavitación, que pueden manifestarse en áreas donde la presión promedio es alta y generalmente aguas abajo donde se presume y se originaron las burbujas.

Así también nos comenta [9] que usualmente, la cavitación avanza en dos etapas que se relacionan entre sí, estas son: la fase gaseosa y la de vapor. La cavitación gaseosa es más lenta que la cavitación de vapor, debido a que implica la creación de cavidades con forma de burbuja (de gas) en áreas de debilidad del líquido, como burbujas pequeñas existentes, impurezas o pequeñas grietas en el material circundante. En este tipo de cavitación, las burbujas se originan por difusión sin necesidad de alcanzar la presión de saturación ni experimentar un cambio de fase. Si la presión sigue disminuyendo y llega al límite de saturación, e incluso lo supera en ocasiones, se producirá una explosión de vapor, misma que dará lugar a la cavitación vaporosa.

El tamaño de las cavidades inicialmente puede variar desde unas décimas de micra hasta algunos milímetros, tal y como está expuesto en [9] el crecimiento depende de diversas variables, pudiendo ser más o menos rápido. La reducción de la presión alrededor de las burbujas provoca que su radio aumente hasta que se valor crítico sea alcanzado, momento en el que su crecimiento se vuelve casi explosivo. Esto crea un campo de presiones pulsantes e inestables que deforman y dividen las burbujas, produciendo un colapso en ellas. Cuando las burbujas de vapor llegan a una zona donde la presión es alta, su colapso se acelera y esto ocurrirá en nanosegundos, aunque es limitado en alcance al ser una implosión. Por otro lado, las burbujas gaseosas pueden persistir por más tiempo, debido a que el gas que contienen debe disolverse a través de su superficie antes de desaparecer, pudiendo rebotar contra las paredes, colapsar nuevamente, generar nuevas burbujas y eventualmente salir de la máquina.

1.1.8 Importancia del banco de pruebas

La relevancia de un banco de pruebas reside en su capacidad para analizar el desempeño, la eficacia y otros aspectos fundamentales de estudio. Estos sistemas posibilitan la realización de pruebas dentro de un ambiente controlado en entornos simulados, mismas que, ofrecen ventajas múltiples a fabricantes y diseñadores al identificar fallos, mejorar el funcionamiento y asegurar la confiabilidad del producto. Asimismo, el banco de pruebas tiene como finalidad ayudar a reducir costos al prevenir de manera significativa los fallos ya sea de diseño o de funcionamiento en fases iniciales de desarrollo.

1.1.9 Optimización del banco de pruebas

La optimización de un banco de pruebas conlleva varios aspectos los cuales tienen como finalidad mejorar la eficiencia y efectividad de este. Entre ellos cabe destacar:

- Automatización
- Overhaul o repotenciamiento
- Plan de mantenimiento
- Instructivos
- Cobertura abierta para pruebas

1.1.10 Pérdidas de carga

Según [2], las pérdidas por carga son aquellas que tienen su origen entre los niveles del embalse y el canal de desagüe. Como se puede observar en la Figura 15. la pérdida de carga aguas arriba se da desde la presa hasta la entrada en el repartidor que conforma la turbina. Esta pérdida no es atribuible a la turbina, es decir, será despreciable en aquellas turbinas que posean cámara abierta, por consiguiente, [2] nos dice que en las turbinas de cámara cerrada es decir aquellas que cuenten con largas tuberías y a su vez una corriente forzada de agua será importante tomar en cuenta a dicha pérdida.

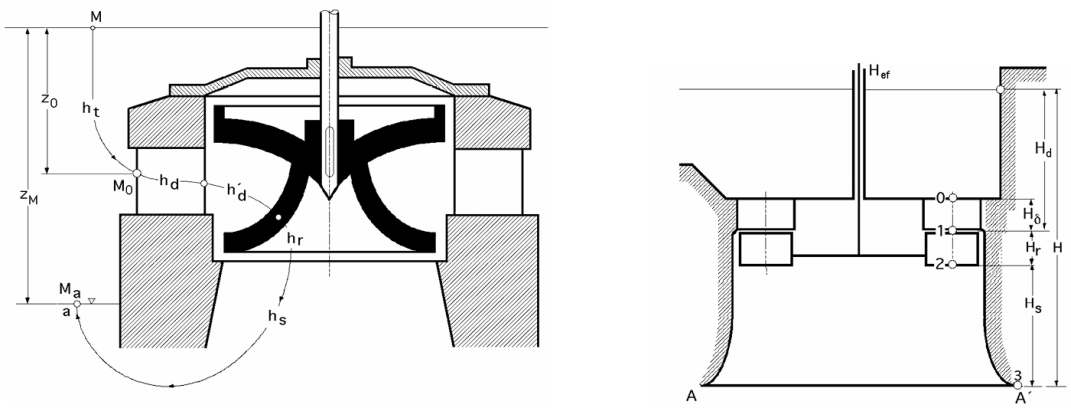


Figura 15. Pérdidas hidráulicas en turbinas de reacción [2].

Donde:

h_d = Pérdida de carga del distribuidor

$h_{d`}$ =
Pérdida de carga entre el distribuidor y el rodete, por choque a la entrada de la rueda

h_r = Pérdida de carga en el rodete

h_s = Pérdida de carga en el tubo de aspiración

$h_{s`}$ =
Pérdida de carga a la salida del difusor, por ensanchamiento brusco de la vena líquida

h_t = Pérdida de carga aguas arriba de la turbina

H_{ef} = Potencia efectiva

Turbina de cámara abierta $H_n = H$

Turbina de cámara cerrada $H_n = H - h_t$

Pérdidas de carga por fricción en tuberías

Tal y como se expone en [10], la pérdida o disminución de energía generada por fricción que se origina por la resistencia generada por el contacto del fluido con las superficies internas de la tubería o conducto. Esta pérdida, que persiste en la dirección de flujo, puede ser significativa en tramos extensos y, en contraste, insignificante en tramos más cortos.

Rugosidad relativa

Como se puede apreciar en la Figura 16. Se presenta como la relación entre la rugosidad promedio o rugosidad absoluta (ε) y el diámetro interno (Di) de la tubería. Menciona también [10] que dado a que la rugosidad es irregular, los valores a tomar son considerados mediante diversos factores, entre ellos cabe destacar:

- Material con que se fabricaron las tuberías.
- El proceso mediante el cual se fabricaron las tuberías.
- Líquido que va a ser conducido mediante las tuberías.
- Tiempo de servicio que brindaron las tuberías.

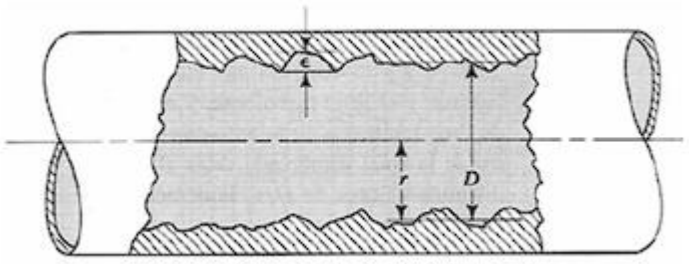


Figura 16. Rugosidad generada dentro de la pared de un tubo (exagerada) [10].

Como puede apreciarse en la Tabla 4. se ha determinado el valor ϵ de la rugosidad promedio tanto de la pared de tuberías como de la variedad de tubos existentes comercialmente.

Tabla 4. Rugosidad absoluta en tuberías [11].

Material	**Rugosidad ϵ (mm)**
Vidrio	Liso
Plástico (PVC)	0,005
Tubo extruido; cobre, latón y acero	0,0015
Acero comercial o soldado	0,0460
Hierro galvanizado	0,1500
Hierro dúctil, recubierto	0,1200
Hierro dúctil, no recubierto	0,2400
Concreto, bien fabricado	0,1200

Pérdida de carga por accesorios

Nos menciona también en su investigación [10], se refiere a la disminución de energía, misma que ocurre en una zona localizada cerca de áreas donde hay cambios en la forma del conducto o en la dirección del flujo, como codos, bifurcaciones, válvulas, entre otros. Estos cambios provocan alteraciones en las condiciones de flujo.

Estas pérdidas son conocidas también como pérdidas menores, aunque este término es inapropiado dado a que en ocasiones son más significativas que las pérdidas por fricción.

Diagrama de presiones en la turbina de reacción.

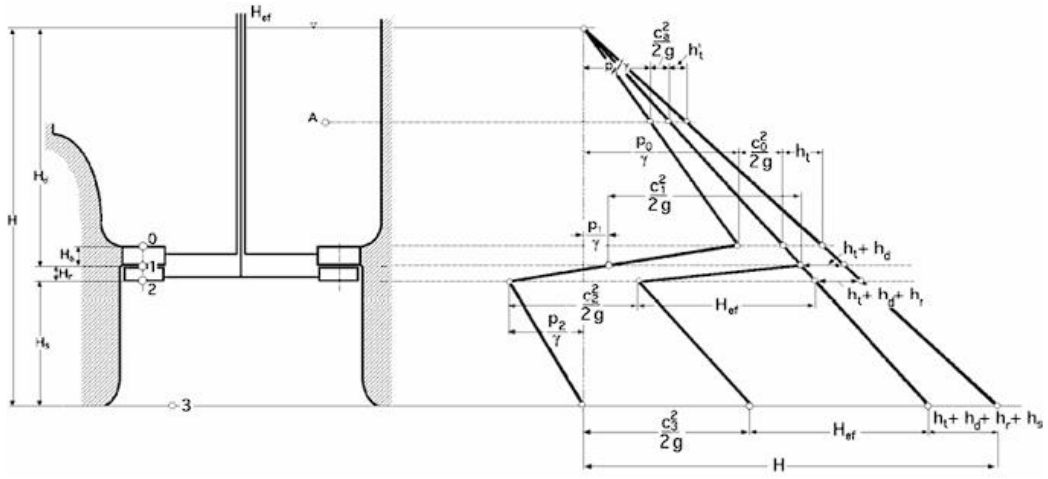


Figura 17. Diagrama de pérdida de presiones en las turbinas de reacción [2].

De acuerdo con la Figura 17. Si se aplica Bernoulli en el punto (1) que corresponde a la entrada del agua al rodete, misma que cuenta con pérdidas hidráulicas aguas arriba se obtendrá:

$$H = H_s + H_r + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} + h_d + h_t = \begin{vmatrix} z = H_s + H_r \\ x = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} + h_d + h_t \end{vmatrix} \quad (15)$$
$$= z + x$$

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

- Diseñar y construir un banco de pruebas con turbina Kaplan para el laboratorio de la facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

1.2.2 Objetivos específicos

- Diseñar un banco de pruebas con turbina Kaplan tomando en cuenta los parámetros de diseño adecuados para realizar diversos ensayos, los cuales servirán de gran ayuda en estudios posteriores respecto a recursos hídricos.
- Construir un banco de pruebas con turbina Kaplan, tomando en cuenta los caudales y mediciones de torque proporcionados por los materiales que lo conforman con el fin de obtener mediciones precisas acorde a los puntos de estudio.
- Realizar pruebas técnicas, mismas que garantizarán que el banco de pruebas cumpla con los estándares de eficiencia y rendimiento establecidos.

CAPÍTULO II

METODOLOGÍA

Para el desarrollo del proyecto técnico que abarca al diseño y construcción de un banco de pruebas con turbina Kaplan, la metodología a utilizar viene desglosada en cuatro etapas las cuales van interrelacionadas entre sí para llegar a una meta común cumpliendo así con los objetivos planteados dentro de la planificación del proyecto. Diseño del proyecto bocetado para posteriormente ser trasladado a digital mediante el uso de Softwares de diseño CAD 3D, selección y obtención de los materiales que conformarán al proyecto en su totalidad, construcción el cual cuenta con el ensamblaje de cada uno de los componentes que conforman el proyecto y, por último, simulaciones mediante el uso de recursos computacionales para así comprobar el comportamiento del proyecto previo a ser construido.

Dentro de la primera etapa mencionada, el diseño fue bocetado a mano para tener una idea de la distribución de los componentes, dimensiones y materiales. Posteriormente se procedió a realizar el diseño mediante el uso de Softwares, esto con la finalidad de obtener un modelo adecuado para realizar las simulaciones correspondientes previo a su construcción.

La segunda etapa tiene como finalidad seleccionar los materiales adecuados para el correcto funcionamiento del proyecto, se consideraron las propiedades físicas y mecánicas de cada uno de los componentes que lo conforman.

En la tercera etapa se contempló la construcción del proyecto, misma qué, contó con el ensamblaje de cada uno de los componentes que lo conforman, obteniendo así un objeto palpable y tangible. Asimismo, en esta etapa se podrán apreciar con detenimiento cada uno de sus componentes y el funcionamiento que tendrán dentro del proyecto.

La cuarta y última etapa abarca a las pruebas correspondientes que serán llevadas a cabo mediante la puesta en marcha del proyecto. Aquí se buscará identificar ciertos factores de funcionamiento que irán acorde a los parámetros de diseño establecidos con antelación. Las pruebas consisten en la medición de torque generada por la turbina

Kaplan mismo qué será necesario para el estudio en la generación de energía y el caudal necesario que deberá ser proporcionado para que se genere dicho torque.

2.1 Materiales

A continuación, se darán a conocer los materiales empleados dentro para la fabricación del banco de pruebas. Estos materiales fueron tomados en cuenta acorde a sus propiedades mecánicas y su utilidad dentro del proyecto técnico.

2.1.1 Descripción de materiales y equipos

A continuación, se dará una descripción detallada de los materiales y equipos utilizados.

2.1.2 Materiales para el sistema mecánico

Acero Inoxidable AISI 304

El acero inoxidable AISI 304 [12] tiene varias propiedades mecánicas las cuales fueron tomadas en cuenta para ser incluido dentro del proyecto técnico, entre sus cualidades cabe recalcar la gran resistencia a la corrosión, a altas temperaturas. Su facilidad para realizar mantenimiento es relativamente fácil dado a su resistencia corrosiva. En la Tabla 5 y Tabla 6, se pueden conocer las propiedades mecánicas y la composición química del acero inoxidable AISI 304.

Tabla 5. Propiedades mecánicas Acero Inoxidable AISI 304.

Propiedades Mecánicas Acero Inoxidable AISI 304					
Módulo de elasticidad (GPa)	S_{ut}	S_y	**Dureza Rockwell (HBW)**	**Ratio de Poisson**	**Densidad**
193	505	215	70	0,29	0,289 lb/in^2

Tabla 6. Composición química del acero Inoxidable AISI 304.

Composición Química						
%C	**%Si**	**%Mn**	**%P**	**%S**	**%Ni**	**%Cr**
0 – 0,08	0 - 1	0 - 2	0 – 0,045	0 – 0,03	8 – 10,5	18 - 20

Rodamientos

Rodamientos, también conocidos como cojinetes o baleros, son componentes mecánicos los cuales se utilizan para reducir la fricción producida entre dos partes móviles dentro de un sistema. Están conformados por un anillo exterior, un anillo interior y entre estos anillos se encuentran sistemas rodantes tales como bolas o rodillos.

Dinamómetros

Un dinamómetro es un dispositivo el cual se utiliza para medir fuerzas y tensiones. Existen diferentes tipos de dinamómetros, sin embargo, todos cuentan con un principio básico de funcionamiento el cual consiste en aplicar una fuerza conocida y con esto medir la respuesta misma que viene graduada en él [13] esto ya viene normalizado. De manera sencilla, el dinamómetro consta de un resorte el cual se estira cuando a este se le aplica una fuerza y con esto se muestra la magnitud de dicha fuerza la cual viene graduada en su carcaza.

Tuberías PVC

Como se puede observar en [14], los tubos de PVC son ampliamente empleados en el ámbito de la construcción y fontanería debido a su versatilidad sobresaliente y su costo asequible. Se caracterizan por ser fáciles de manipular y cortar, siendo uno de los materiales con preferencia para abordar desafíos de plomería gracias a su maleabilidad para adaptarse a diversas necesidades.

Características de los tubos PVC

El PVC, conocido como policloruro de vinilo, desempeña un papel esencial en la fontanería y la plomería. Como se observa en [14]. es ampliamente utilizado en las tuberías de grifería de baño por su carácter estéril y altamente higiénico, garantizando la máxima potabilidad del agua al abrir el grifo.

Estos tubos son completamente reutilizables, lo que los hace muy económicos en comparación con aquellos fabricados con otras composiciones químicas. Además, el PVC es un excelente aislante, por lo que se emplea comúnmente para proteger cables de diversa índole.

Tipos de tubería PVC

PVC industrial. Este tipo de tubo de PVC es el más frecuente en el mercado. Suele presentarse en colores verde, blanco o gris, y puede fabricarse en diámetros que van desde centímetros hasta metros, según la necesidad. También nos dice en [14] que este tipo de tubos son principalmente utilizados para sistemas de desagüe, también se emplea en aplicaciones eléctricas para proteger y aislar cables de gran grosor. Estos tubos pueden resistir temperaturas medias que oscilan entre los 60°F y los 90°F.

Tubo rígido de PVC. Este tipo de tubo es sólido y duradero, fabricado en un material transparente y empleado en aplicaciones de fontanería como nos dice [14] en su artículo. Además, es altamente higiénico y se destaca por ser uno de los tubos más asequibles económicamente en el mercado.

Tubo de PVC sanitario. Este tubo está diseñado específicamente para su aplicación en sistemas sanitarios y tuberías donde la limpieza y la esterilidad son de suma importancia. Es frecuente hallarlo en instalaciones hospitalarias, como se menciona en [14], además, se utilizan variantes de este material en la fabricación de sondas y diversos instrumentos quirúrgicos. Su flexibilidad facilita su manipulación.

Tubo flexible de PVC. Tal como sugiere su nombre, estos tubos son flexibles, pudiendo doblarse a más de 90° sin dificultad. Su flexibilidad posibilita instalaciones que sería imposibles con otros tubos. Fabricados en color transparente, son muy asequibles. A diferencia de otros tipos, no son aptos para altas temperaturas, pudiendo resistir hasta los 70°F sin inconvenientes.

PVC de cristal. Tal y como se expone en [14], este tipo de PVC es ideal para el sector alimentario, dado que su estructura evita la acumulación de microorganismos. Se utiliza frecuentemente en maquinaria alimentaria y en sistemas donde se requiere el transporte de grandes volúmenes de alimentos densos o líquidos como agua o aceite.

Tubo de CPVC. Conocido por sus siglas en inglés, CPVC (Chlorinated Polyvinyl Chloride), este tipo de tubo está diseñado específicamente para resistir altas temperaturas, llegando a soportar aproximadamente hasta los 200°F. Su resistencia lo hace capaz de aguantar diversas presiones sin sufrir daños, siendo empleado comúnmente en fábricas y en la industria en general.

PVC corrugado. Como es apreciable en [14], este tipo de tubo se produce en color negro y representa una superficie corrugada. Su principal atributo es su flexibilidad, siendo utilizado principalmente en techos y paredes para aislar los cables del sistema eléctrico de la estructura, brindándoles protección contra la humedad y los insectos.

A continuación, en la Tabla 7, se presentan las propiedades que corresponden al PVC:

Tabla 7. Propiedades del PVC

Propiedades del PVC						
Densidad	Coeficiente de dilatación lineal	Temperatura de ablandamiento	Módulo de elasticidad a 20 °C	Tensión de rotura a tracción	Coeficiente de Fricción (Hazen Williams)	Tensión de rotura a tracción
1,37 a 1,42 kg/dm^3	0,000.060 a 0,000.080 m/°C/m	> 80 °C	> 28,000 $kg./cm^2$	> 500 $kg./cm^2$	n = 0,009 c = 150	> 500 $kg./cm^2$

Impresión en 3D

Tal y como nos dice [15], en su investigación, la impresión 3D, también conocida como fabricación aditiva (AM), posibilita la creación de objetos altamente personalizados con una complejidad geométrica significativa, reduciendo notablemente tanto el tiempo como el costo de producción. Junto con metales y cerámicas, los polímeros han ganado relevancia en la AM debido a su versatilidad, adaptabilidad sintética y la diversidad de propiedades que pueden ofrecer, convirtiéndolos en los materiales óptimos para diversas aplicaciones.

En la Tabla 8, podemos observar algunos materiales en conjunto con sus propiedades termoplásticas para FDM, así como su aplicación dentro de la industria.

Tabla 8. Propiedades de los distintos materiales para impresión 3D [15].

Material	**Propiedades**	**Aplicaciones / Industria**
ABS	Robusto.	Automoción, aeroespacial, dispositivos médicos.
ASA	Resistencia mecánica y estabilidad UV.	Desde prototipos operativos que van desde estructuras de soporte y carcasas eléctricas hasta modelos de vehículos y componentes de producción funcionales para aplicaciones al aire libre expuestas al sol.

Tabla 8. Propiedades de los distintos materiales para impresión 3D [15].

(Continuación)

Nailon 12	Resistencia química, resistencia alta a la fatiga y al impacto.	Material perfecto para usos que necesitan piezas que ofrezcan protección contra golpes y una resistencia excepcional a la fatiga, como carcasas de antenas, herramientas de fabricación personalizadas, insertos para ajuste por fricción y componentes de ajuste a presión en los sectores automotriz y aeroespacial.
PC	Resistencia alta a la tracción y flexión.	Prototipos operativos, herramientas y complementos, así como moldes utilizados en los sectores de la industria automotriz y aeroespacial.
PRSF/PPSU	Resistencia química, al calor y a la fuerza mecánica.	Es capaz de resistir diversos procesos de esterilización, como el óxido de etileno, autoclave y radiación. Se utiliza en dispositivos médicos esterilizables, prototipos para la industria automotriz y herramientas destinadas a aplicaciones exigentes en diversos sectores industriales.
PET o ULTEM	Biocompatible, buena resistencia mecánica, química y a su vez estabilidad térmica	Gracias a su excelente relación entre resistencia y peso, así como a sus certificaciones, ULTEM es perfecto para usarse en la rápida creación de prototipos y herramientas avanzadas en los sectores aeroespacial, automotriz, médico y de producción de alimentos.
PLA	Resistencia a la tracción y buena calidad en la superficie.	Perfecto para crear modelos y prototipos que necesitan tener detalles estéticos y ser amigables con el medio ambiente, ya sea para uso en entornos domésticos o de oficina.
TPU	Excelente resistencia al desgaste, alto impacto, fuerza y dureza.	Notable flexibilidad (como elongación hasta la rotura) y resistencia a la corrosión frente a numerosos productos químicos y aceites industriales convencionales. Este material altamente adaptable combina propiedades de caucho y plástico, siendo ideal para diversas aplicaciones en la industria.

2.1.3 Equipos para el sistema mecánico

En la Tabla 9, se pueden identificar los equipos utilizados para el diseño, ensamblaje y montaje del proyecto.

Tabla 9. Materiales utilizados para el sistema mecánico.

N°	Denominación	Cantidad	Descripción	Imagen
1	Computador portátil	1	NA	

Tabla 9. Materiales utilizados para el sistema mecánico. (Continuación)

2	Suelda de electrodo	1	NA	
3	Amoladora	1	NA	
4	Taladro	1	NA	
5	Bomba centrífuga	1	NA	
6	Torno	1	NA	

2.1.4 Materiales para el sistema eléctrico

Arduino

Las placas de Arduino, apreciada en la Figura 18. pueden recibir entradas como la luz detectada por un sensor, la presión de un botón y demás [16]. Puedes programar tu

placa enviando instrucciones al microcontrolador que lleva incorporado. Para esto, se utiliza el lenguaje de programación que se basa en Wiring y el software Arduino (IDE), el cual se basa en Processing.

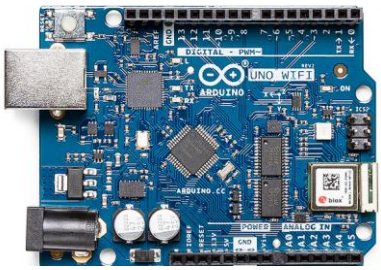


Figura 18. Placa de Arduino [16].

Accionador

En ocasiones, el elemento de control solo tiene dos posiciones: completamente cerrado o abierto. Este elemento no puede funcionar en posiciones intermedias, como parcialmente abierto o cerrado. El sistema de control diseñado para estos elementos se conoce como teoría de control de encendido y apagado. En este sistema, cuando la variable del proceso cambia y supera un nivel preestablecido, la salida del sistema se abre completamente de forma repentina, alcanzando el 100% de su capacidad. En un sistema de control de encendido y apagado, la salida provoca que la variable del proceso cambie de dirección. Esto significa que la variable del proceso comenzará a cambiar nuevamente, pero en sentido contrario.

Pantalla LCD para Arduino

Tal y como se observa en la Figura 19. Tiene como finalidad el muestreo de datos en tiempo real lo cual proporcionará de manera exacta el caudal circundante por el circuito.

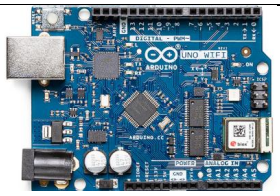


Figura 19. Pantalla LCD para Arduino.

2.1.5 Equipos para el sistema eléctrico

En la Tabla 10, se pueden identificar los equipos utilizados para el sistema eléctrico del proyecto.

Tabla 10. Equipos para el sistema eléctrico.

N°	Denominación	Cantidad	Descripción	Imagen
1	Caja de distribución	1	NA	
2	Switch rotatorio	1	NA	
3	Arduino	1	NA	
4	Pantalla LCD para Arduino	1	NA	
5	Fuente de alimentación de Arduino	1	NA	

2.1.6 Estructura

Acero Negro

Este material es ampliamente utilizado dentro de la industria, construcción de estructuras y maquinarias, entre otros. Compuesto principalmente de hierro y carbono, a veces con pequeñas cantidades de otros elementos. Este acero lleva el término "negro" debido a la ausencia de un recubrimiento superficial que lo proteja contra la corrosión, es susceptible a la corrosión en ambientes húmedos por lo cual requiere tratamientos preventivos y mantenimiento regular. A pesar de su costo relativamente bajo y su versatilidad es muy popular dentro de la industria y construcción. Este acero conserva las propiedades mecánicas del acero, tales como la resistencia y la ductilidad. En la Tabla 11 y Tabla 12, se pueden observar las propiedades mecánicas y composición química del acero negro.

Tabla 11. Propiedades mecánicas del Acero Negro.

Propiedades Mecánicas Acero Negro					
Límite elástico Tipo F	**Resistencia a la tracción Tipo F**	**Reducción de área (min. %)**	**Densidad**	**Módulo de elasticidad**	**Coeficiente de Poisson**
30 ksi (205 MPa) min.	48 ksi (330 MPa) min	No requerido	7800 – 8000 kg/m^3 (alrededor 7,9 g/cm^3 o 0.285 lb/in^3)	190 GPa (27557 ksi) – 210 GPa (30458 ksi).	0,27 – 0,30

Tabla 12. Composición Química Acero Negro.

Composición Química Acero Negro								
C máx	**Mn máx**	**P máx**	**S máx**	**Cu máx**	**Ni máx**	**Cr máx**	**Mo máx**	**V máx**
0,30	1,20	0,05	0,045	0,40	0,40	0,40	0,15	0,08

Ángulo "L" laminado

Son perfiles angulares estructurales, como se muestra en la Figura 20. Dentro de su geometría se puede notar un ángulo recto de 90° contando con alas iguales. El material

que constituye a estos perfiles es ampliamente variado, de igual manera, el uso en el cual es empleado este tipo de perfilería constituye a estructuras metálicas, celosías, vigas, columnas, arcos, diafragmas, estanterías y demás. Posee las mismas propiedades mecánicas mencionadas en la Tabla 8 y Tabla 10.

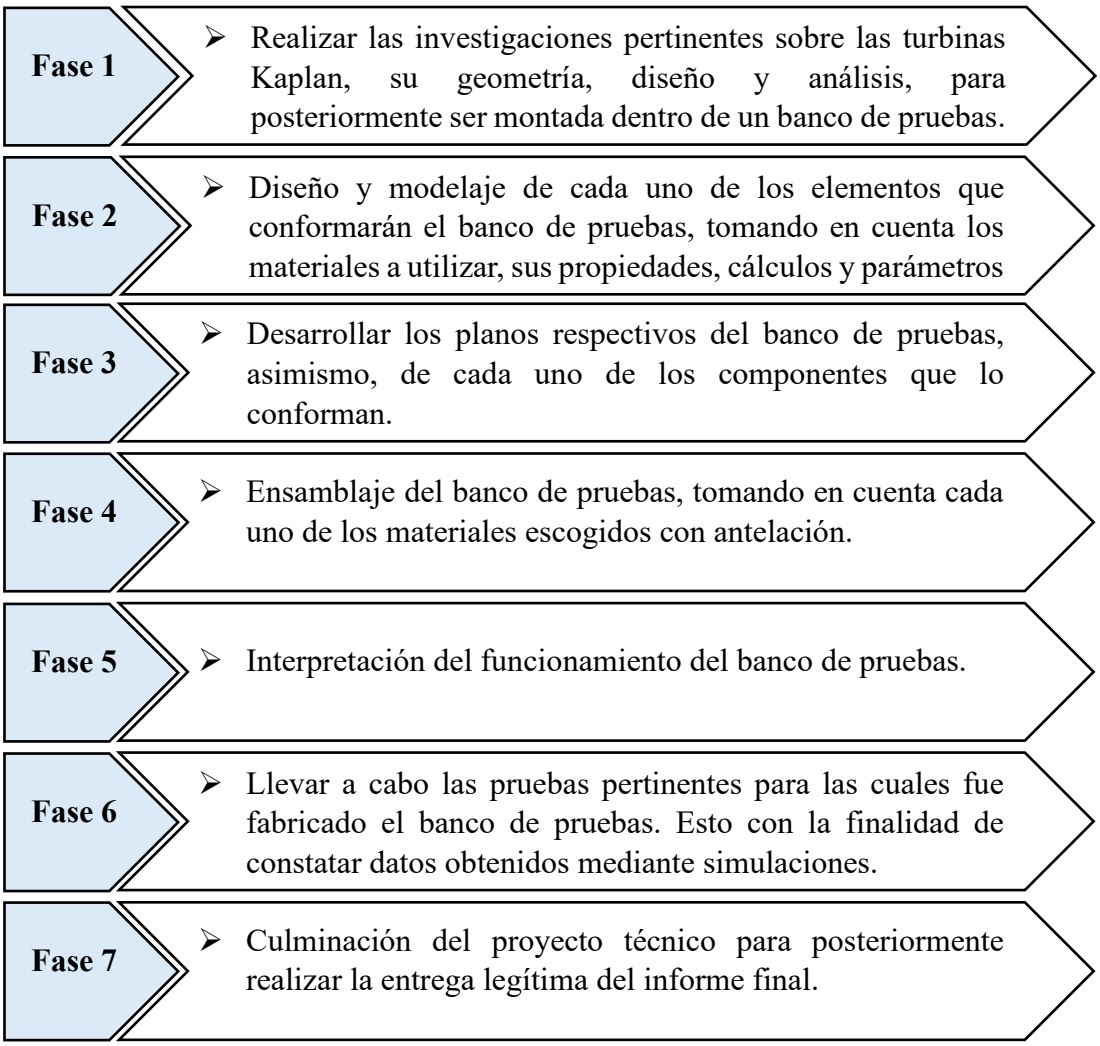


Figura 20. Ángulo "L" Laminado [17].

2.2 Métodos

Mediante las modalidades seleccionadas que vienen a ser investigación y experimental, se busca identificar los parámetros de diseño adecuados, mismos qué, permitirán realizar el diseño de un banco de pruebas con turbina Kaplan; estos parámetros se obtendrán mediante diversos medios, estos abarcan libros, normativas e investigaciones previamente relacionadas al diseño y construcción. El banco de pruebas contará con grupos de control, es decir, dicho banco de pruebas debe funcionar en las variables a medir

2.2.1 Descripción de la metodología



Fase 1: La fase 1 del proyecto técnico abarca todo lo que tiene que ver con investigación bibliográfica, análisis de recursos, análisis de costos y el análisis de la problemática a solucionar. Dentro de esta fase se busca llegar a una meta común y de igual manera solventar los objetivos planteados mediante el uso adecuado de la información recopilada con los distintos medios bibliográficos, tales como, diseño mecánico, artículos referentes a los materiales a utilizar, proyectos técnicos relacionados y realizados posteriormente, esto con la finalidad de llegar a un modelo acertado que permita realizar las pruebas necesarias para que el banco de pruebas solvente las dudas existentes de su uso y aplicación.

Fase 2: Esta fase contempla el diseño adecuado del banco de pruebas mediante el uso de recursos computacionales, para este proyecto técnico se utilizó el software de modelado Solidworks y las simulaciones fueron realizadas en Flow Simulation, complemento nativo del software mencionado, se optimizaron de esta manera los materiales seleccionados, mismos qué, acorde al diseño otorgaron de manera idónea características que sirvieron para realizar las simulaciones y así llegar a obtener un resultado cercano a lo que se plantea llegar con las pruebas físicas del banco de pruebas. Dentro de esta fase a su vez, se optará por detallar cada uno de los materiales y accesorios utilizados con la finalidad de realizar los cálculos necesarios, tales como el caudal ideal para de esta manera producir un torque tentativo que será analizado para así lograr generar energía eléctrica limpia y amigable con el medio ambiente.

Fase 3: Dentro de este puto cabe recalcar que para el correcto ensamblaje se deben realizar los planos respectivos de cada uno de los componentes que conforman al proyecto técnico, es así como en este apartado se realizan los planos de cada una de las partes, accesorios, y demás. A más de lo mencionado, dentro de los planos se darán a conocer datos que sirvan para realizar los respectivos análisis para así ejemplificar el funcionamiento del proyecto técnico mediante simulaciones realizadas utilizando recursos computacionales.

En esta fase de igual manera se detalla el tipo de soldadura utilizada para unir las partes que conforman la mesa de trabajo, las unidades de cada uno de los componentes y accesorios que conforman al proyecto técnico, esto con la finalidad de optimizar materiales y a su vez estructurar un posible rediseño del proyecto.

Fase 4: En esta fase luego de la revisión y estudios previos de cada uno de los materiales seleccionados para la fabricación del proyecto técnico, se realiza el ensamblaje y armado de cada uno de los componentes expuestos en los planos, lo primordial dentro de esta etapa es optimizar espacios dentro del proyecto y que, asimismo, los lineamientos se ajusten a lo planteado anteriormente, a más de eso en esta etapa se tratarán de corregir ciertos errores que llegasen a presentarse dentro del ensamblaje.

Fase 5: La fase 5 se encarga de interpretar el funcionamiento del proyecto técnico y cada uno de los componentes que lo constituyen, aquí se identificarán los factores

cruciales de diseño tomando en cuenta los cálculos realizados con anterioridad para así lograr obtener una comparativa de datos y constatar el funcionamiento del banco de pruebas revisando los datos obtenidos.

Asimismo, en esta etapa se busca de manera eficiente crear un plan de mantenimiento preventivo del banco de pruebas, para precautelar la vida útil de este dentro del laboratorio de la FICM.

Fase 6: Es una de las etapas más precarias dentro de la planificación del proyecto técnico debido a que aquí se realizan las pruebas que servirán para constatar los datos obtenidos mediante los ensayos y asimismo las simulaciones que cuadren o tengan concordancia entre sí. Dentro de esta etapa se llegaría a considerar un rediseño de ser necesario debido a ciertos factores externos que puedan afectar tanto el funcionamiento como la logística planificada del proyecto.

Adicionalmente dentro de esta etapa se buscará realizar un instructivo de operaciones para nuevos operarios del banco de pruebas, esto con la finalidad de evitar daños dentro del sistema debido a la mala operación de este.

Fase 7: Es la etapa final del proyecto técnico en la cual se presentará un informe técnico detallado de lo que se realizó a lo largo del periodo comprendido en la elaboración de este. El informe abarca diversos temas de interés, tales como; investigación exhaustiva respecto a las turbinas Kaplan y su aplicación dentro de la industria hidroeléctrica, diseño de un banco de pruebas que cuente en su geometría y funcionamiento con las turbinas mencionadas anteriormente, cálculos necesarios para la realización del proyecto técnico, consideraciones que se tomarán en cuenta con lo que a materiales refiere y pruebas de funcionamiento realizadas bajo cierto control dentro del laboratorio.

Dentro del informe se evidenciará de manera analítica todo lo investigado, mediante referencias bibliográficas, artículos científicos, foros y demás. Las simulaciones realizadas mediante software de diseño mecánico, los planos de cada uno de los componentes, el listado de materiales utilizados y catálogos de donde fue extraída la información necesaria para tener una base sustentable de datos que sirvieron para la realización del proyecto.

Acotando, en el informe técnico también se podrán encontrar las conclusiones y recomendaciones que se suscitaron dentro del proceso de diseño y construcción. Mediante lo expuesto anteriormente, la finalidad de realizar este proyecto técnico es compartir la información a futuras generaciones las cuales se interesen en la producción de energía sustentable, asimismo, esta energía sea amigable con el medio ambiente. La necesidad de cuidar nuestro planeta cada vez es más grande, por lo tanto, se buscó emplear ciertas áreas de la ingeniería dentro del planteamiento del problema que abarcó el proyecto técnico.

2.2.2 Análisis del prototipo

Debido a los análisis efectuados mediante Softwares, se logró determinar de manera idónea cada uno de los componentes necesarios para el funcionamiento de la máquina, considerando aquí la sección de tubería PVC utilizada, la bomba seleccionada para proporcionar el caudal necesario mismo qué al pasar por los álabes de la turbina Kaplan diseñada, brindará el torque necesario al eje de transmisión [18] para ver cuanta energía es capaz de producir. El diseño tiene como concepto una mesa de trabajo misma que será conductora y directriz para ubicar cada uno de los componentes del banco de prueba, asimismo, existe dentro de su geometría un tanque de almacenamiento debido a que el líquido que se necesitará para el proceso de estudio estará en recirculación dentro de este.

Se utilizaron accesorios de fácil montaje y desmontaje dentro del proyecto, esto con la finalidad de realizar un rediseño o repotenciamiento del mismo en caso de ser necesario otro tipo de estudio o montaje de una nueva turbina que utilice materiales alternativos. Cabe destacar que los accesorios de fácil acceso constituyen uniones universales, asimismo, las llaves de paso ubicadas a la salida de la bomba y al final del circuito cuentan con esta ventaja para que de una u otra manera no se complique ningún aspecto al momento de realizarse un mantenimiento o simplemente verificar que cada uno de sus componentes se encuentren en estado óptimo para su funcionamiento.

A continuación, en la Figura 21. Se muestra el diseño del banco de pruebas en su totalidad.

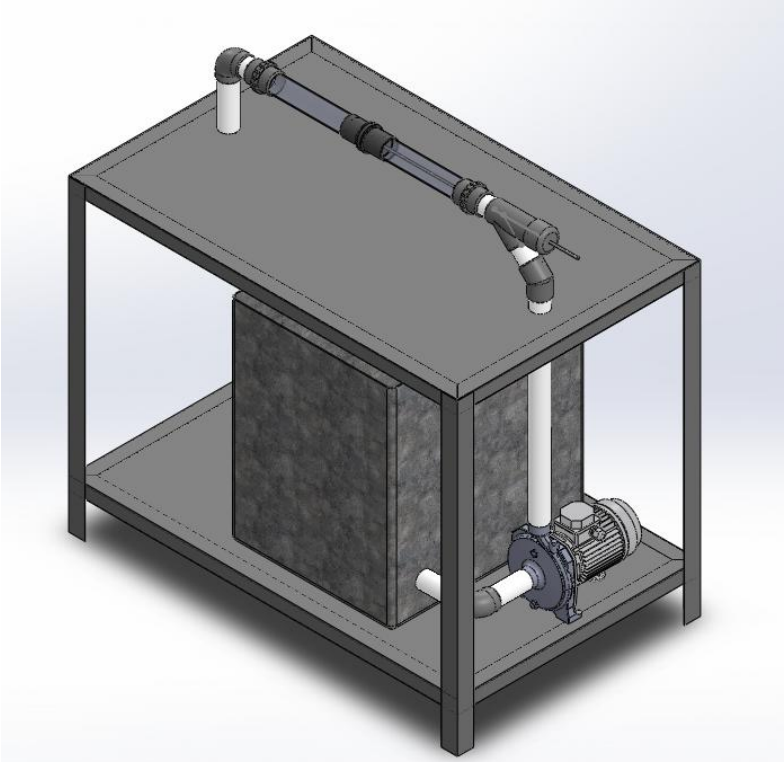


Figura 21. Diseño a escala real del Banco de Pruebas.

2.2.3 Parámetros de diseño

Dentro del siguiente apartado se dan a conocer los parámetros de diseño empleados para el desarrollo del proyecto técnico, asimismo, se incluirán cálculos de los distintos componentes considerando las propiedades físicas y químicas de cada uno de los materiales seleccionados.

Las fórmulas que se utilizarán ayudarán a mentalizar de mejor manera el proceso de construcción del proyecto técnico, no obstante, los datos obtenidos mediante el Software serán de gran ayuda para el resto del proceso.

2.2.3.1 Cálculos empleados

Se realizaron varios cálculos para determinar la eficiencia del banco de pruebas y sus parámetros de diseño.

Velocidad con la que circulará el fluido

Dado a que el diámetro seleccionado para las tuberías del circuito que conforma al proyecto técnico fue de $\emptyset = 46\,mm$ y se utilizará una bomba centrífuga de 1HP con una capacidad de 20 GPM, se determinó la velocidad mediante la siguiente fórmula:

$$Velocidad = \frac{Q}{A} \tag{16}$$

Tomando en cuenta el valor del caudal proporcionado por el fabricante de la bomba a obtener, tenemos qué su caudal será:

$$Q = 120\ l/\min \rightarrow 0.002\ \mathrm{m}^3/\mathrm{s}$$

Calculando el área de la sección tubular, obtenemos:

$$A = \pi r^2$$

$$A = \pi(0.023)^2$$

$$A = 0.00162\ \mathrm{m}^2$$

Con los datos obtenidos procedemos a aplicar la *ecuación (17)*

$$Velocidad = Q/A$$

Con lo cual se obtiene:

$$Velocidad = \mathbf{1.2345\ m/s}$$

Cálculo del tiempo en el que circulará el fluido

Dado que la sección de tubería PVC constituye una distancia de $2.40\ m$, se determinó que el tiempo empleado para que el fluido circule por el sistema será:

$$t = \frac{2.40\ m}{1.2345\ m/s} = \mathbf{1.944\ s}$$

Determinación de la presión que se ejerce en el circuito

Para determinar la presión que se ejerce a lo largo de todo el circuito se procede a convertir las unidades. Teniendo en cuenta que se va a ocupar una bomba de ¾ HP la cual proporciona 120 l/min, obtenemos la siguiente conversión:

$\frac{3}{4} HP = 559.275\ W$

$120\ \frac{l}{min} \rightarrow 0.002\ m^3/s$

Con el dato anteriormente obtenido de la velocidad del flujo que fue de $1.2345\ m/s$ se calcula la pérdida de presión debido a la fricción mediante la siguiente fórmula:

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{pv^2}{2} \tag{17}$$

Asumimos el valor del factor de fricción f por lo general este valor estimado es 0.02 para tuberías lisas y flujo turbulento moderado. Entonces reemplazando en la *ecuación 18,* obtendríamos:

$$\Delta P = 0.02 \cdot \frac{2.40}{0.046} \cdot \frac{1000(1.2345)^2}{2}$$

Se procede a calcular los valores intermedios:

$$\frac{L}{D} = \frac{2.40}{0.046} \approx 52.174$$

$$\frac{pv^2}{2} = \frac{1000 \cdot (1.2345)^2}{2} = 761.99\ \text{Pa}$$

Calculamos la pérdida de presión:

$$\Delta P = 0.02 * 52.174 * 761.99 = 795.12\ \text{Pa}$$

Calculamos la presión proporcionada por la bomba mediante la siguiente fórmula:

$$P = \frac{\Delta P \cdot Q}{\eta} \tag{18}$$

Donde:

ΔP presión expresada en (Pa)

$Q = es\ el\ caudal\ en\ m^3/s$

$\eta\ es\ la\ eficiencia\ de\ la\ bomba\ (asumamos\ 70\%\ o\ 0.7)$

Entonces:

$$\Delta P = \frac{P \cdot \eta}{Q} = \frac{559.27 * 0.7}{0.002} = 195744.5 \text{ Pa}$$

Potencia generada por la turbina

Para el cálculo correspondiente a la potencia generada por la turbina, procedemos a utilizar la ecuación:

$$Pot = \frac{\gamma * Q * Hbr}{75} \tag{19}$$

Nos dice [19] en su escrito que la potencia desarrollada por el agua depende del caudal y la altura (cabeza) podrá determinarse mediante las leyes generales de la mecánica.

Donde tenemos qué:

$\gamma = 1000 \frac{kg}{m^3} = peso\ específico\ del\ agua$

$Q = caudal\ de\ agua, (m^3/s)$

$H = cabeza\ bruta, m.$

Entonces:

$$Pot = \frac{1000 * 0.002 * 120.2}{75}$$

$$Pot = 3.205 \text{ CV}$$

De acuerdo con el teorema de Bernoulli, el cual expresa de la siguiente manera la conservación de la energía en hidrodinámica, tenemos:

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{v}{2g} + z = E = cte \tag{20}$$

Donde:

$\frac{v}{2g} = energía\ cinética$

$\frac{P}{\gamma} = presión$

$z = elevación$

Entonces:

$$\frac{559.27}{1000} + \frac{1.2345}{2(9.81)} + 120.2 = 120.82$$

Cálculo de la velocidad específica

Para el cálculo de este apartado, partimos de la expresión:

$$Ns = n * Pot^{1/2} * H^{-5/4} \tag{21}$$

Donde:

$n = estará\ expresado\ en\ r.p.m$

$Pot = estará\ expresada\ en\ CV\ (Caballos\ de\ vapor)$

$H = estará\ expresada\ en\ metros$

Entonces:

Suponiendo que $n = 1000\ r.p.m$ tenemos:

$$Ns = 1000 * 3.205^{1/2} * 120.2^{-5/4}$$

Obteniendo así:

$$Ns = 1000 * 3.205^{1/2} * 120.2^{-5/4} = \mathbf{4.5\ m/s}$$

Cálculo del torque generado por la turbina

Para el cálculo respectivo del torque generado en la sección de la turbina, tenemos qué:

$$T\Delta t = m\ r2\ vu2 - m\ r1\ vu1 \tag{22}$$

O a su vez:

$$T = (m/\Delta t)(r2\ vu2 - r1\ vu1) \tag{23}$$

Entonces con los datos obtenidos de los accesorios como de la simulación, tenemos qué

$$T = \left(\frac{3.01}{0.972}\right)\left((0.05 * 1.239) - (0.05 * 1.7345)\right) = -0.077$$

Según [19], el momento que se ejerce sobre el álabe por la corriente, será igual a este momento T pero con signo opuesto, esto vendría a arrojarnos:

$$Tr = -T = -(-0.077)$$

$$Tr = \mathbf{0.077\ Nm}$$

Cálculo del torque generado por la turbina hacia el eje

Cabe recalcar que para el cálculo del torque generado por la turbina se necesita calcular el esfuerzo cortante máximo, mediante la siguiente fórmula:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n} \tag{24}$$

Se entiende que mediante la siguiente fórmula necesitaremos los datos S_y, valor que se puede encontrar en la *tabla 5,* y n que viene a ser el factor de seguridad recomendable de 2, por lo tanto:

$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n}$

$\tau_{max} = \frac{215}{2(2)}$

$\tau_{max} = 53.75\ MPa\ \rightarrow 53750000\ Pa$

Posteriormente el momento polar de inercia será calculado mediante la fórmula:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \tag{25}$$

Con esta fórmula, y conociendo el diámetro del eje que irá anclado al rotor de la turbina, podemos decir que:

$J = \frac{\pi \cdot (0.01)^4}{32}$

$J = 9.817477042 \times 10^{-10}\ m^4$

Por último, los valores obtenidos nos servirán de manera óptima para ser reemplazados en la *ecuación 22.* Para obtener el torque se debe aplicar la siguiente fórmula:

$$T = \frac{\tau_{max} \cdot J}{r} \tag{26}$$

Procedemos a reemplazar los datos obtenidos anteriormente

$\tau_{max} = 53750000\ Pa$

$J = 9.817477042 \times 10^{-10}\ m^4$

$r = \frac{0.01\ m}{2} = 0.005\ m$

Aplicando los datos obtenidos en la *ecuación 22,* tenemos:

$$T = \frac{(53750000\ Pa) \cdot (9.817477042 \times 10^{-10}\ m^4)}{0.005\ m}$$

$$T = \mathbf{10.5537\ Nm}$$

Selección del diámetro mínimo del eje para carga estática que formará parte del proyecto técnico

Teniendo en cuenta que el valor de la carga es de 1000 lbf y la resistencia del material es de 7795.77, considerando un factor de diseño de 2, se determina el diámetro mínimo de la varilla circular sólida y mediante la Tabla 13. proporcionada por Shigley seleccionamos el diámetro fraccionario.

Tabla 13. Tamaños preferidos y números de Renard (serie R) [20].

Fracción de pulgadas
$\frac{1}{64}$, $\frac{1}{32}$, $\frac{1}{16}$, $\frac{3}{32}$, $\frac{1}{8}$, $\frac{5}{32}$, $\frac{3}{16}$, $\frac{1}{4}$, $\frac{5}{16}$, $\frac{3}{8}$, $\frac{7}{16}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{9}{16}$, $\frac{5}{8}$, $\frac{11}{16}$, $\frac{3}{4}$, $\frac{7}{8}$, 1, $1\frac{1}{4}$, $1\frac{1}{2}$, $1\frac{3}{4}$, 2, $2\frac{1}{4}$, $2\frac{1}{2}$, $2\frac{3}{4}$, 3, $3\frac{1}{4}$, $3\frac{1}{2}$, $3\frac{3}{4}$, 4, $4\frac{1}{4}$, $4\frac{1}{2}$, $4\frac{3}{4}$, 5, $5\frac{1}{4}$, $5\frac{1}{2}$, $5\frac{3}{4}$, 6, $6\frac{1}{2}$, 7, $7\frac{1}{2}$, 8, $8\frac{1}{2}$, 9, $9\frac{1}{2}$, 10, $10\frac{1}{2}$, 11, $11\frac{1}{2}$, 12, $12\frac{1}{2}$, 13, $13\frac{1}{2}$, 14, $14\frac{1}{2}$, 15, $15\frac{1}{2}$, 16, $16\frac{1}{2}$, 17, $17\frac{1}{2}$, 18, $18\frac{1}{2}$, 19, $19\frac{1}{2}$, 20
Décimas de pulgadas
0.010, 0.012, 0.016, 0.020, 0.025, 0.032, 0.040, 0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.24, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.80, 1.00, 1.20, 1.40, 1.60, 1.80, 2.0, 2.4, 2.6, 2.8, 3.0, 3.2, 3.4, 3.6, 3.8, 4.0, 4.2, 4.4, 4.6, 4.8, 5.0, 5.2, 5.4, 5.6, 5.8, 6.0, 7.0, 7.5, 8.5, 9.0, 9.5, 10.0, 10.5, 11.0, 11.5, 12.0, 12.5, 13.0, 13.5, 14.0, 14.5, 15.0, 15.5, 16.0, 16.5, 17.0, 17.5, 18.0, 18.5, 19.0, 19.5, 20
Milímetros
0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.25, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90, 1.0, 1.1, 1.2, 1.4, 1.5, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.5, 2.8, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0, 5.5, 6.0, 6.5, 7.0, 8.0, 9.0, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 250, 300
Números de Renard*
1a. elección, R5: 1, 1.6, 2.5, 4, 6.3, 10
2a. elección, R10: 1.25, 2, 3.15, 5, 8
3a. elección, R20: 1.12, 1.4, 1.8, 2.24, 2.8, 3.55, 4.5, 5.6, 7.1, 9
4a. elección, R40: 1.06, 1.18, 1.32, 1.5, 1.7, 1.9, 2.12, 2.36, 2.65, 3, 3.35, 3.75, 4.25, 4.75, 5.3, 6, 6.7, 7.5, 8.5, 9.5

* Se pueden multiplicar por, o dividir entre, potencias de 10.

Para el cálculo del diámetro mínimo del eje, se utilizará el libro de Diseño Mecánico de Shigley [20].

Hay que tener en cuenta los datos obtenidos anteriormente debido a que serán empleados en las siguientes fórmulas.

Dado al torque obtenido anteriormente que tiene un valor de T=10.5 Nm, aplicamos la fórmula del momento polar de inercia para un eje de sección circular.

$$\frac{\left(\frac{\pi}{32}\right)d^4}{d/2} = \frac{\pi}{16}d^3$$

Igualamos la ecuación al momento torsor sobre el esfuerzo cortante:

$$d^3 = \frac{16}{\pi}\frac{T}{\tau} = \frac{16(10.5\ N\cdot m)(1000\ mm/m)}{\pi(53.7\ N/mm^2)} = 995.83\ \text{mm}^3$$

$$\therefore d \geq 9.98\ mm$$

Vamos a modificar la siguiente ecuación, teniendo en cuenta que el valor obtenido anteriormente es para que el eje no sobrepase los 53.7 MPa calculados anteriormente.

$$\emptyset = \frac{TL}{JG}$$

Entonces:

$$d^4 = \frac{32TL}{\pi G\emptyset}$$

Reemplazamos los valores, teniendo en cuenta que el ángulo de torsión no debe exceder los 3° y el módulo de elasticidad del acero inoxidable va de 190 a 220 GPa, para este punto vamos a tomar un valor intermedio entre ambos, es decir 205 GPa, obteniendo así:

$$d^4 = \frac{32TL}{\pi G\emptyset} = \frac{32(10.5\ N\cdot m)(500\ mm)(1000\ mm/m)}{\pi(205.000\ N/mm^2)(3°)(\pi rad/180°)} = 4982.036\ \text{mm}^4$$

$$\therefore d \geq 8.4\ mm$$

En este caso seleccionamos el valor de $9.98\ mm$ dado el límite máximo que se va a ocupar.

Selección del diámetro mínimo del eje por fatiga que formará parte del proyecto técnico

Para el cálculo hay que tener en cuenta que el eje va a estar sujetado en ambos extremos por rodamientos para evitar la fricción y por ende la fatiga, sin embargo, se puede calcular mediante la siguiente manera y aplicando el teorema de Goodman. Los datos que vamos a necesitar fueron proporcionados por la Tabla 14 y Tabla 15. Provenientes del libro de diseño mecánico de Shigley.

Teniendo así:

Tabla 14. Propiedades de ciertos materiales [20].

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión) Fluencia S_y, MPa (kpsi)	Última S_u, MPa (kpsi)	A la fractura, σ_f, MPa (kpsi)	Coeficiente σ_0, MPa (kpsi)	Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura ϵ_f
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1)†	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130)†	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106)†	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	TyR 600°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273)†	0.041	0.81
4142	Acero	TyR 600°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255)†	0.048	0.43
303	Acero inoxidable Acero	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221)†	1410 (205)	0.51	1.16
304	Acero inoxidable Acero	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233)†	1270 (185)	0.45	1.67
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2)†	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3)†	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aluminum aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102)†	882 (128)	0.13	0.18

* Los valores se tomaron de una o dos coladas y se considera que pueden obtenerse usando especificaciones de compra. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.

Obteniendo los datos de las tablas procedemos a aplicar Goodman, teniendo en cuenta ciertos valores, entonces:

$F = \frac{T}{r_p} = \frac{10.5}{0.0175}$, Donde $r_p = radio\ promedio\ de\ la\ turbina$

$$Ma = F \cdot z = 600(0.025) = 15$$

$$Se = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * Se'$$

$$Se = 4.51 * 0.9 * (0.5 * 82.4) = 167.23 \text{ MPa}$$

Con los datos obtenidos, aplicamos Goodman para obtener el diámetro mínimo

$$d = (\frac{16n}{\pi}[\frac{1}{Se}(4(kf * Ma)]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}}[3(Kfs * Tm]^{\frac{1}{2}})$$

$$d = \left(\frac{16(2)}{\pi}\left[\frac{[4(1*15)^2]^{\frac{1}{2}}}{167.23x10^6} + \frac{[3(1*10.5)^2]^{\frac{1}{2}}}{82.4x10^6}\right]\right)^{1/3}$$

$$d = 0.012\text{m} \approx \mathbf{12mm}$$

El diámetro mínimo calculado es de 12mm.

Tabla 15. Tabla para el dato de Sut [20].

Acabado superficial	Factor a S_{ut}, kpsi	Factor a S_{ut}, MPa	Exponente b
Esmerilado	1.34	1.58	–0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	–0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	–0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	–0.995

Cálculo del torque generado por la bomba

Para realizar el cálculo del torque que se va a generar en la bomba, debido a que se ocupará una bomba de ¾ HP, sabemos que hay que transformar la potencia de (HP) a (W), teniendo en cuenta que $\frac{3}{4}HP = 559.275\ W$.

La fórmula básica del torque viene expresada de la siguiente manera:

$$T = \frac{P}{\omega} \tag{27}$$

Donde:

T es el torque (Nm)

P es la potencia (W)

ω es la velocidad angular (rad/s)

A su vez, teniendo en cuenta las fichas técnicas de los fabricantes de bombas centrífugas, se dice que una bomba de ¾ HP es capaz de operar entre 2500 a 3000 RPM, sabiendo esto, se tomó en cuenta el valor más alto de RPM que vendrían a ser 3000 RPM.

A continuación, se traslada el valor de RPM a rad/s.

$$\omega = RPM * \frac{2\pi}{60}$$

$$\omega = 3000 * \frac{2\pi}{60} = \mathbf{314.159\ rad/s}$$

Una vez tengamos los datos necesarios para nuestro cálculo, procedemos a reemplazar en la *ecuación 19*. Obteniendo así:

$$T = \frac{559.275\ W}{314.159\ rad/s}$$

$$T = \mathbf{1.7802\ Nm}$$

Selección de la bomba

Para la selección de la bomba a utilizar, se tomaron en cuenta varios aspectos dentro del diseño del proyecto técnico, entre ellas cabe mencionar:

- La altura del proyecto no excede los 2 m.
- Se va a utilizar un circuito recirculatorio para el fluido que en este caso vendría a ser agua.
- La longitud total del recorrido que tendrá el fluido será de 2.40 m desde el inicio del circuito hasta su retorno al tanque.

Entonces con las características mencionadas anteriormente, se logró escoger de manera óptima una bomba centrífuga Turbojet de ¾ HP, debido a las cualidades que las bombas centrífugas poseen dentro del mercado, asimismo, sus características físicas y mecánicas se adaptan de manera adecuada para los cálculos a realizar.

A continuación, se puede visualizar en la Figura 22. La curva de rendimiento de una bomba centrífuga, tomando en cuenta la carga total vs la capacidad.

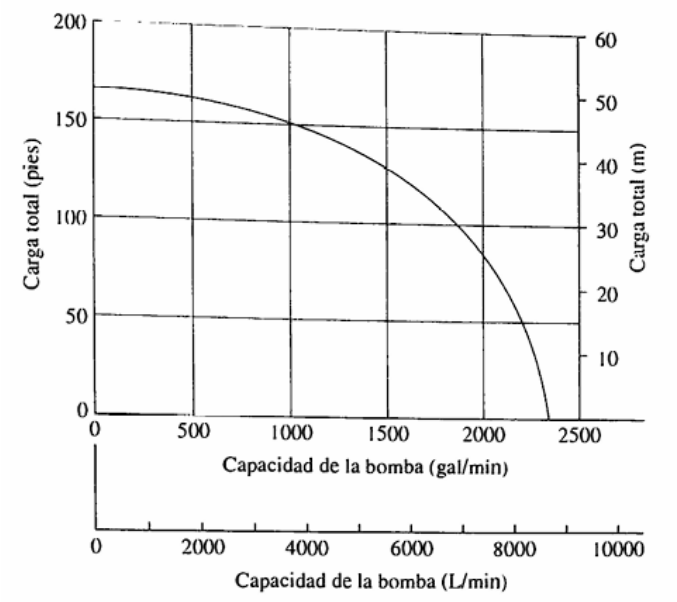


Figura 22. Curva de rendimiento de una bomba centrífuga. (Carga total vs Capacidad) [11].

Pérdidas por accesorios

Para los cálculos de pérdidas de accesorios, según [11][21][22] se deben tomar en cuenta los datos reales del proyecto técnico, con medidas específicas y catálogos.

A continuación, se detallan los datos iniciales que abarcan al proyecto:

$Di = 50\ mm$

$v = 1.2345\ m/s$

$Pe = 1000\ kg/m^3$

$\mu = 0.001\ Pa$

$g = 9.81\ m/s^2$

$\varepsilon = 0.0015\ mm\ para\ PVC$

Cálculo del coeficiente de fricción f

Para esto, se procede a obtener el número de Reynolds (Re):

$$Re = \frac{PevD}{\mu} = \frac{1000 * 1.2345 * 0.05}{0.001} = 61725$$

Para el número de Reynolds obtenido, el coeficiente de fricción f aproximado usando la fórmula:

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}} = \frac{0.079}{61725^{0.25}} \approx 0.00501$$

Cálculo de la pérdida de presión para cada accesorio

Valores de longitudes equivalentes:

$Codo\ de\ 90°: 30\ D$

$Codo\ de\ 45°: 16\ D$

$Yee\ de\ 45°: 16\ D$

Codo de 90°

Longitud equivalente (L_e):

$L_e = 30 * D = 30 * 0.05\, m = 1.5$ m

Pérdida de presión (h_f)

$h_f = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2g}$

$h_f = 0.00501 * \frac{1.5}{0.05} * \frac{1.2345^2}{2(9.81)}$

$h_f = 0.00501 * 30 * 0.0776$

$h_f = 0.0117$ m

Contiene un codo de 90° en la parte de la salida del fluido de la turbina.

Codo de 45°

Longitud equivalente (L_e):

$L_e = 16 * D = 16 * 0.05\, m = 0.8\, m$

Pérdida de presión (h_f)

$h_f = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2g}$

$h_f = 0.00501 * \frac{0.8}{0.05} * \frac{1.2345^2}{2(9.81)}$

$h_f = 0.00501 * 16 * 0.0776$

$h_f = 0.0063 * 2 = 0.0126$ m

La razón por la cual se multiplica al valor obtenido por dos es porque se encuentran 2 secciones que contiene codos de 45° en la parte de entrada del fluido a la turbina, se determinaron mediante el codo de 45° y el ángulo comprendido de 45° del accesorio Yee.

Por lo tanto, la pérdida total de fricción por accesorios es 0.0243 m.

Componentes que conforman al banco de pruebas

Cabe destacar la importancia que tienen los accesorios dentro del proyecto técnico mencionado, la principal función es acoplar de manera correcta cada una de las

secciones por las cuales pasará el fluido, teniendo así, un flujo continuo y evitando ciertas fugas, para de esta manera obtener mediciones precisas dentro de los análisis pertinentes.

2.2.3.2 Codo 45°

Este primer elemento se encarga de realizar un empalme que irá desde el primer tramo que comprende el inicio del circuito, desde la bomba hacia el tramo dos, es de vital importancia mantener la continuidad del fluido para que de esta manera no se generen turbulencias y pérdidas dentro de los tramos posteriores.

2.2.3.3 Yee

Mencionado el punto anterior, este accesorio tiene como finalidad conectar de manera eficiente el tramo uno que comprende el inicio del circuito con el tramo dos mismo que comprende la sección horizontal donde se ubicará nuestra turbina, en el cual el flujo pasará de turbulento a laminar y de esta manera poder realizar las mediciones correctas de cada uno de los puntos de estudio.

2.2.3.4 Tapón

Este elemento es fundamental dentro del tramo dos, debido a que servirá como guía para el eje que a su vez estará conectado a la turbina, de igual manera la función de este accesorio es proporcionar un lugar libre de fricción, aquí se buscará la manera más efectiva para que esto resulte eficiente y a su vez evitar fugas del fluido circundante.

2.2.3.5 Junta universal

La finalidad de este accesorio es segmentar el tramo dos para el fácil acceso cuando se requiera cambiar de turbina, o a su vez realizar algún repotenciamiento, esto con el fin de no destruir toda la sección del tramo dos y solamente acoplar ciertos accesorios para nuevos puntos de estudio.

2.2.3.6 Codo 90°

Estos accesorios se ubicarán estratégicamente dentro de lugares en donde se ocasionen pérdidas, los codos de 90° se ubicarán al final del tramo dos, para entrar en contacto con el tramo tres y cuatro respectivamente, estos tramos mencionados corresponden al

retorno del fluido hacia el tanque de almacenamiento para posteriormente recircular por todo el circuito planteado.

2.2.3.7 Juntas de la turbina

Estos elementos son fundamentales para un correcto acople de la turbina con secciones transparentes que estarán presentes dentro del tramo dos, las juntas serán pernadas como se puede apreciar en la Figura 23. Para evitar fugas del fluido circundante debido a la alta presión que se maneja dentro de esta zona. Se optó por utilizar nailon en la impresión 3D debido a su alta resistencia a la tracción y durabilidad ya que esta sección se someterá a un gran esfuerzo debido a la presión.



Figura 23. Juntas de acople para el corredor de la turbina.

2.2.3.8 Álabes de la turbina

El corredor o álabes de la turbina se encargará de redireccionar el sentido del fluido de tal manera que la turbina absorba esta presión a gran medida. El corredor cuenta con álabes directrices y una robustez significativa, irá entre las dos juntas de la turbina, con un empaque de lado y lado, sujetado mediante pernos para hacerlo más seguro ante fugas. En la Figura 24, se puede apreciar la geometría con la cual cuentan los álabes directrices.



Figura 24. Álabes directrices de la turbina.

2.2.3.9 Rotor de la turbina

Dentro de su geometría circular la finalidad de este elemento es sujetar cada una de las aspas de la turbina, y a su vez el eje que irá direccionado para medir el torque necesario mismo que será objeto de estudio.

2.2.3.10 Aspas de la turbina

Serán las encargas de absorber toda la energía que pasará a través del corredor de la turbina, para de esta manera girar sobre el eje que estará anclado a su geometría y propiciar los datos necesarios que serán objeto de estudio dentro de los análisis de medición de torque.

2.2.3.11 Estructura

Para la estructura de montaje mostrada en la Figura 25, se optó por seleccionar ángulos L 25x3 para la sección de soportes verticales y para los soportes que sujetarán a las planchas horizontales se optó por ángulos L de igual medida, en la sección inferior se cruzarán correas de la misma perfilería, esto con finalidad de brindar un soporte extra para el tanque de almacenamiento y con esto evitar deformaciones de la estructura. El material que conformará a la estructura será acero negro, para posteriormente realizar un recubrimiento anticorrosivo debido a que la estructura estará en contacto con agua.

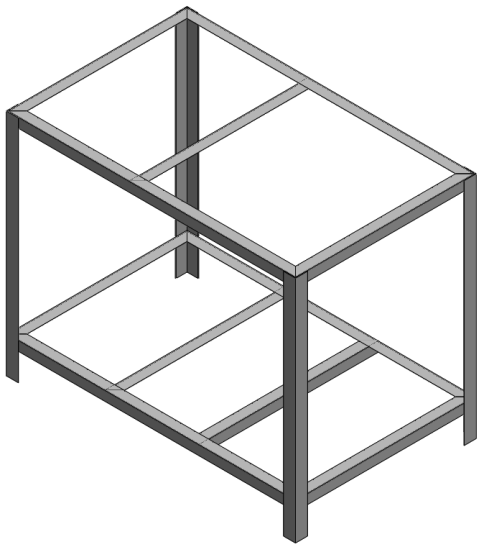


Figura 25. Esquema de la estructura.

2.2.4 Proceso de construcción del proyecto técnico

Para el proceso de construcción se tomaron en cuenta diversos aspectos los cuales van a ir detallados dentro del *Anexo 1.* Del presente documento. Aquí se detalla información referente al diseño, modelado, rediseño, y construcción del proyecto técnico, a más de esto, se detallan cada uno de los materiales adquiridos para su construcción total.

2.2.5 Funcionamiento del proyecto técnico

Dentro de las condiciones presentes, se debe tener en cuenta la capacidad y potencia de la bomba, misma qué, proporcionará de manera eficiente el caudal requerido para que la turbina se ponga en funcionamiento, dentro del panel de control se encuentra una pantalla LCD la cual transmite en tiempo real el caudal circundante y recolectado por el sensor, asimismo, se utilizó una placa de Arduino para su programación. A más de esto, cabe recalcar la instalación de un switch de perilla para su fácil accionamiento. El código de programación del sensor de caudal se encuentra detalladamente en el *Anexo 2.*

2.2.6 Simulaciones

Dentro del análisis de simulaciones, se pudieron observar diversos aspectos, el proyecto fue escalado 1:1 con cada uno de los accesorios a utilizarse y con el dominio

computacional se logró agregar de manera eficiente la carga de presión del fluido, velocidad y torque generados. Obteniendo así los resultados mostrados en la Figura 26:

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress [%]	Use In Convergence	Delta	Criteria
Torque X	[N*m]	11.623	11.619	11.611	11.626	100	Yes	0.006	0.116
SG 3/4 HP Static Pressure Av	[Pa]	122587.25	122585.71	122576.34	122597.59	100	Yes	14.90	245.24
SG Salida 3/4 HP Velocity Av	[m/s]	1.226	1.226	1.226	1.226	100	Yes	6.213e-05	6.941e-05

Figura 26. Tabla de resultados arrojados por la simulación.

Se puede observar de manera significativa en la Tabla 16. la concordancia entre los valores obtenidos de la presión y la velocidad, obteniendo así un pequeño margen de error dentro de los mismos.

Tabla 16. Comparación de resultados entre los calculados y los simulados.

Condición	**Cálculos realizados**	**Resultados obtenidos por la simulación**
Presión 70% efic.	195744,5 Pa	122587,25 Pa
Velocidad	1.2345 m/s	1,226 m/s
Torque generado en el eje	10,5537 Nm	11,623 Nm

Rendimiento de las hélices

En la Tabla 17. Se puede apreciar el rendimiento de cada una de las hélices utilizas para el banco de pruebas.

Tabla 17. Rendimiento de las hélices de la turbina.

Número de aspas en la hélice de la turbina	**RPM**
4	46
5	92
6	77

Como se puede apreciar en la Figura 27. Se puede ver el comportamiento del fluido mediante el uso de una bomba centrífuga de ¾ HP – 120 l/min con una presión promedio de 106418,876 Pa.

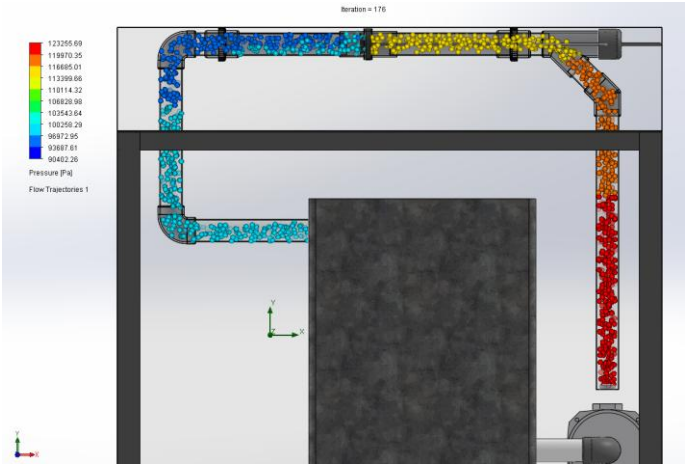


Figura 27. Simulación de presión del fluido con bomba de 3/4HP -120 l/min.

En la Figura 28. Podemos preciar el comportamiento del fluido mediante el uso de una bomba centrífuga de ¾ HP – 120 l/min con una velocidad promedio de 2.7255 m/s en el tramo dos a la salida de la turbina.

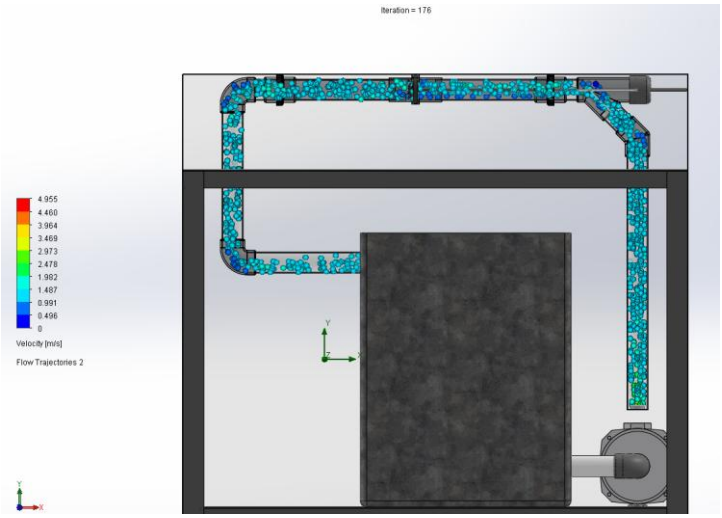


Figura 28. Simulación de la velocidad del fluido con bomba de 3/4HP – 120 l/min.

Simulación de esfuerzos ejercidos sobre la turbina

Se realizaron simulaciones para los elementos sometidos a presión dentro de la sección de la turbina, en este caso los álabes directrices y la hélice de la turbina. A continuación, se presentan los resultados obtenidos.

Álabes directrices

Son los encargados de redirigir el flujo de agua hacia la turbina para mayor eficiencia.

Condiciones iniciales de los álabes directrices

En la Figura 29. Podemos apreciar las condiciones iniciales en las cuales se va a ejercer la presión del agua sobre los álabes directrices.

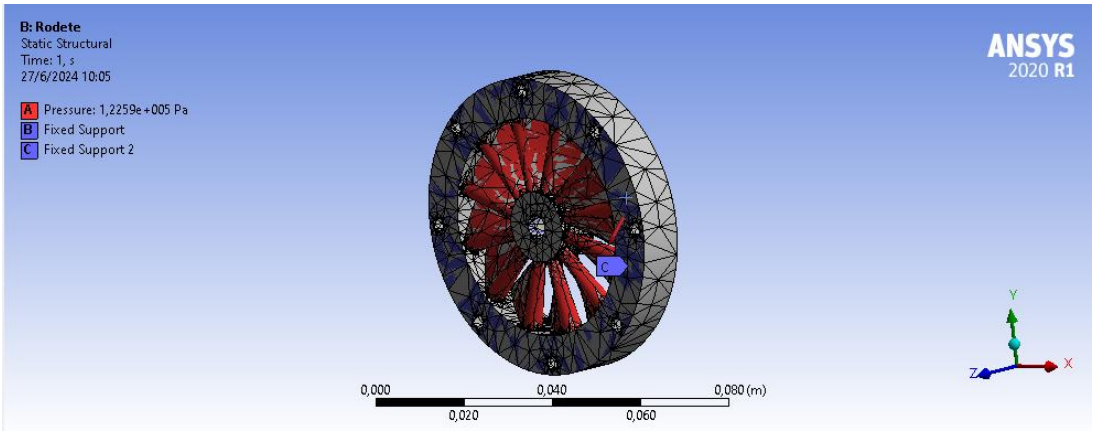


Figura 29. Condiciones iniciales.

Deformación total

La deformación total se dará dentro de los álabes directrices debido a que es por ahí por donde el agua circulará, tal y como se aprecia en la Figura 30.

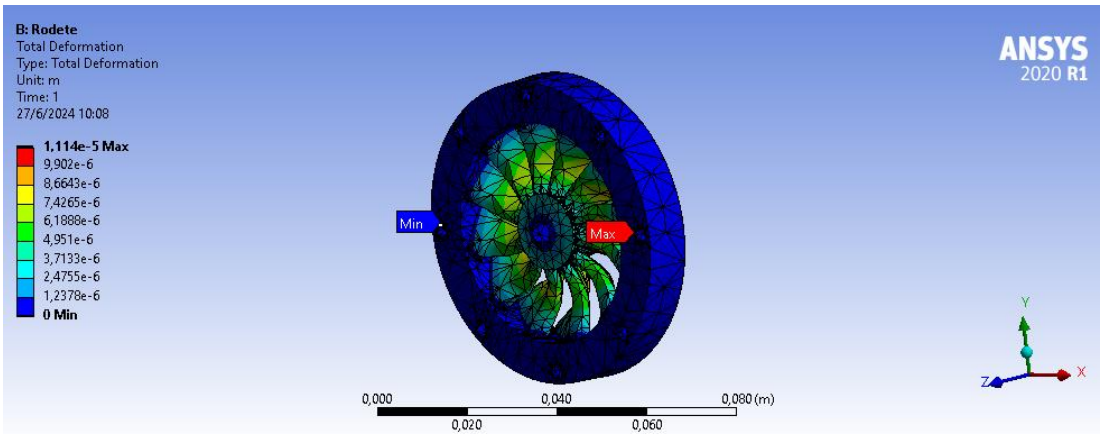


Figura 30. Deformación total.

Deformación en X

En la Figura 31. Se puede apreciar la deformación ocasionada en el eje X.

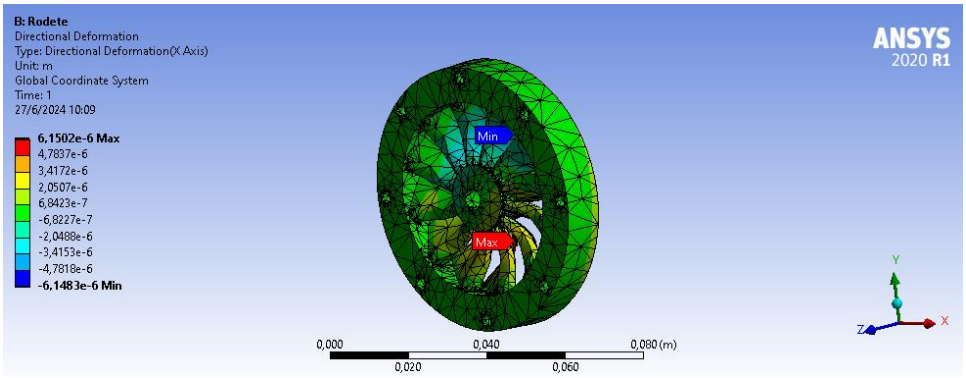


Figura 31. Deformación en X.

Deformación en Y

En la Figura 32. Se puede apreciar la deformación ocasionada en el eje Y.

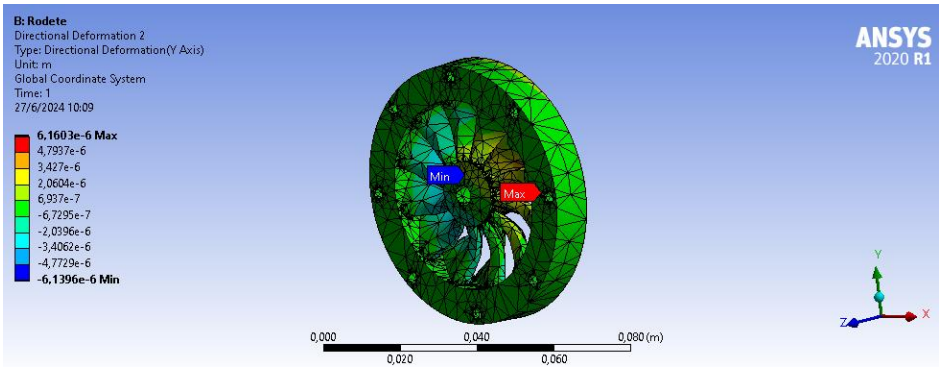


Figura 32. Deformación en Y.

Deformación en Z

En la Figura 33. Se puede apreciar la deformación ocasionada en el eje Z.

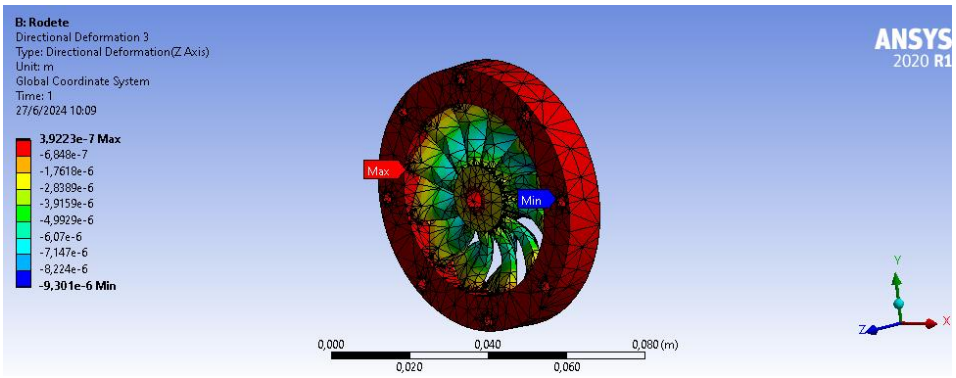


Figura 33. Deformación en Z.

Esfuerzo ejercido

En la Figura 34. Se puede apreciar el esfuerzo ejercido sobre los álabes directrices.

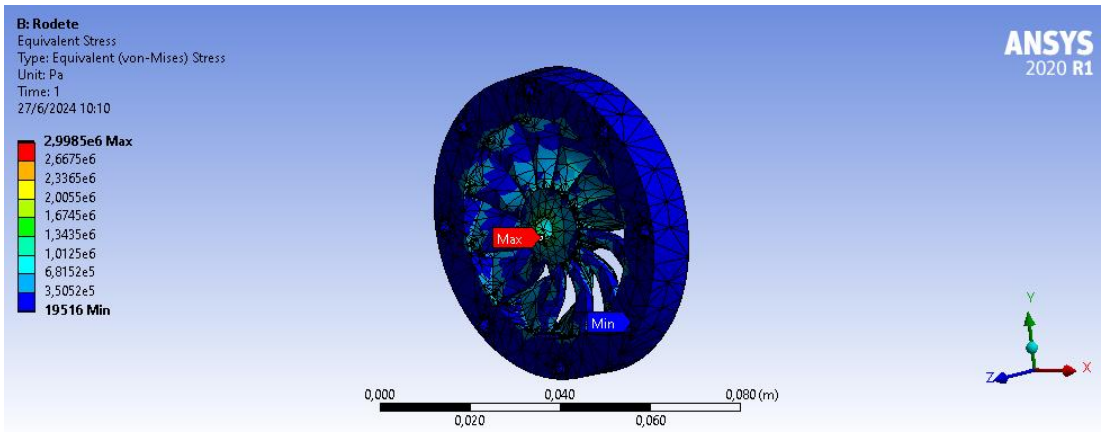


Figura 34. Esfuerzo ejercido.

Factor de seguridad

El factor de seguridad lo podemos apreciar en la Figura 35. Dando como resultado un factor de seguridad de 15 máximo.

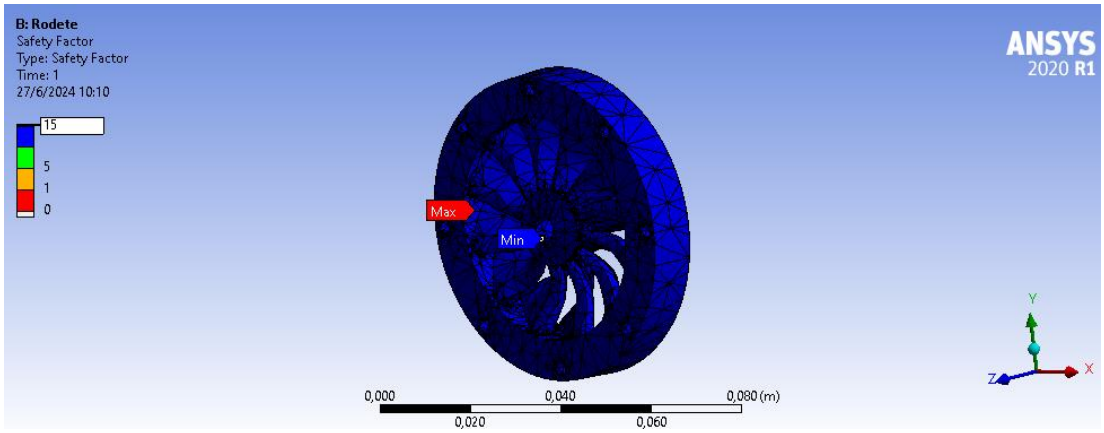


Figura 35. Factor de seguridad.

Hélice de la turbina

La hélice de la turbina de igual manera estará sometida a cargas importantes debido al fluido que recirculará por los álabes directrices provocando su movimiento.

Condiciones iniciales de la turbina

Las condiciones iniciales de la hélice de la turbina se pueden apreciar en la Figura 36. Los valores de estas condiciones iniciales vienen dados por las simulaciones realizadas anteriormente.

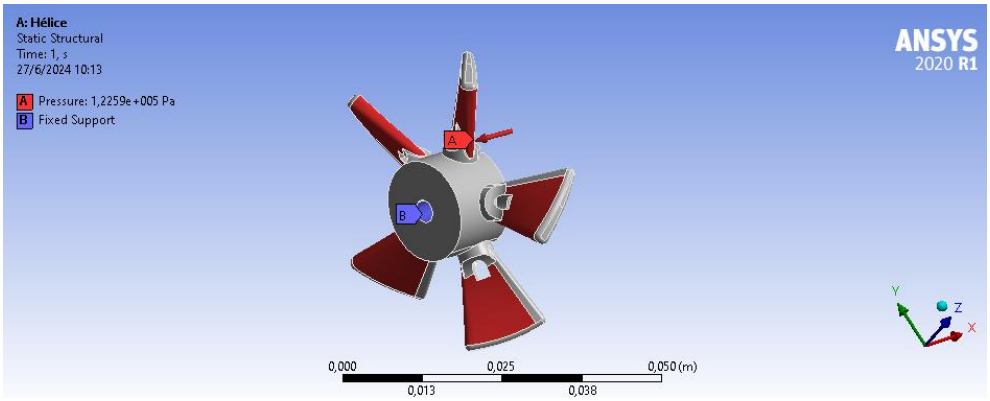


Figura 36. Condiciones iniciales de la turbina.

Deformación total

La deformación total ocurrirá en cada una de las aspas de la hélice de la turbina, tal y como se aprecia en la Figura 37.

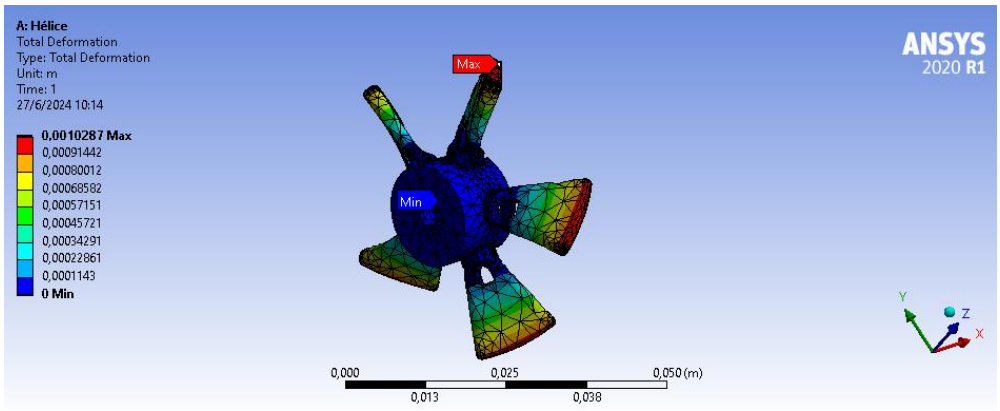


Figura 37. Deformación total.

Deformación en X

En la Figura 38. Se puede apreciar la deformación ocasionada en el eje X.

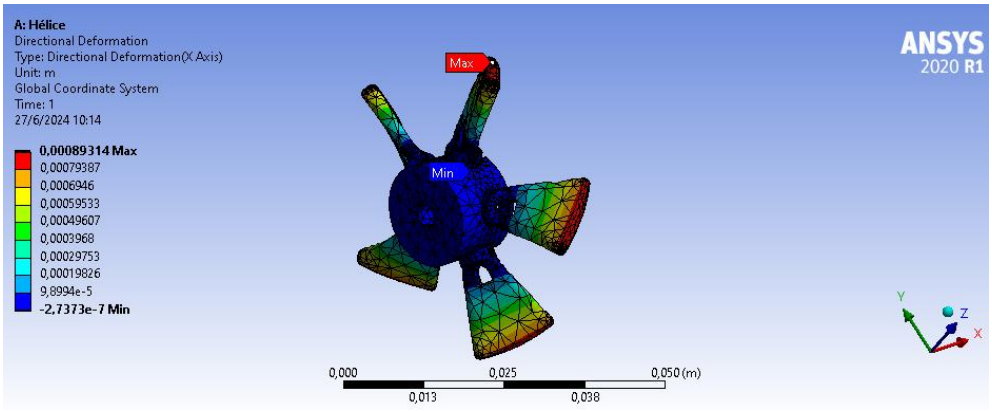


Figura 38. Deformación en X.

Deformación en Y

En la Figura 39. Se puede apreciar la deformación ocasionada en el eje Y.

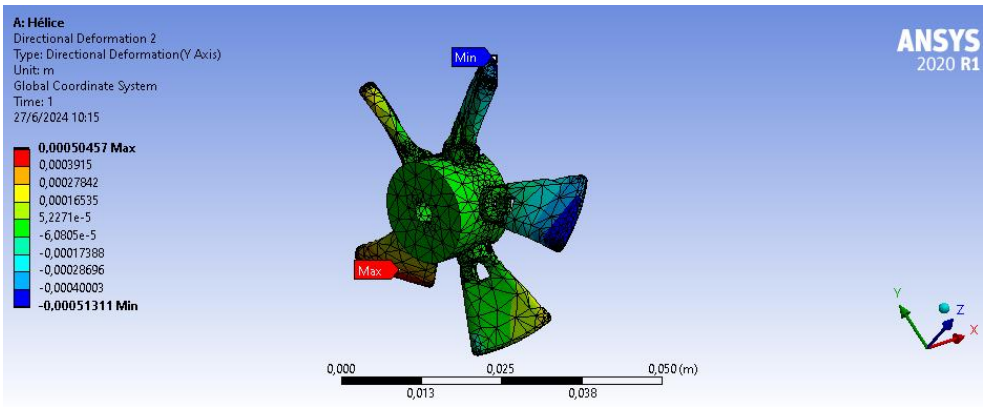


Figura 39. Deformación en Y.

Deformación en Z

En la Figura 40. Se puede apreciar la deformación ocasionada en el eje Z.

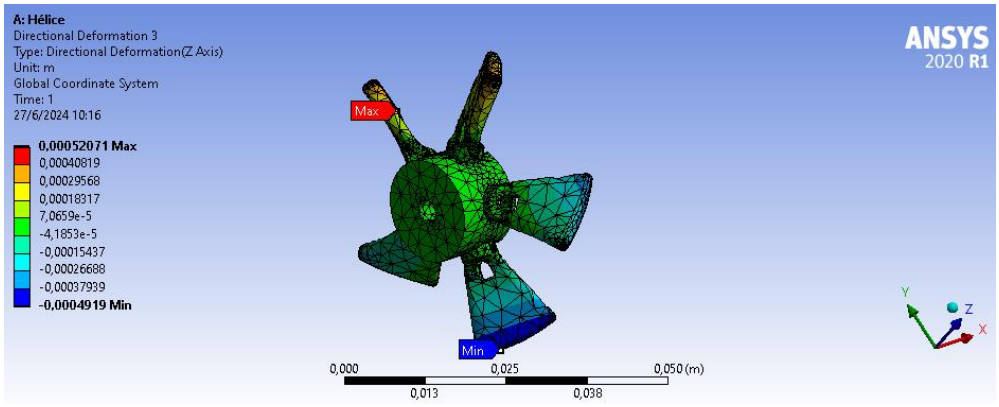


Figura 40. Deformación en Z.

Esfuerzo ejercido

En la Figura 41. Se aprecia el esfuerzo total ejercido sobre las aspas de la hélice de la turbina.

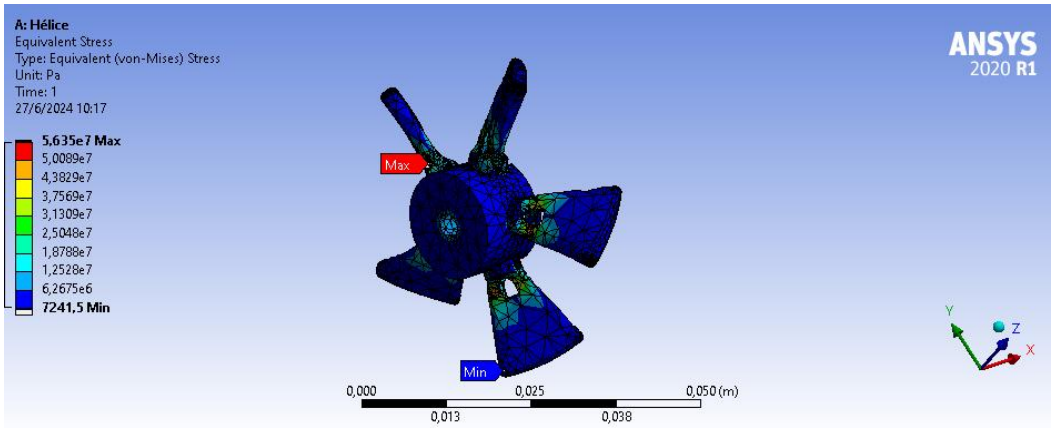


Figura 41. Esfuerzo ejercido.

Factor de seguridad

El factor de seguridad lo podemos apreciar en la Figura 42. Dando como resultado un factor de seguridad de 15 máximo y 0,7347 mínimo.

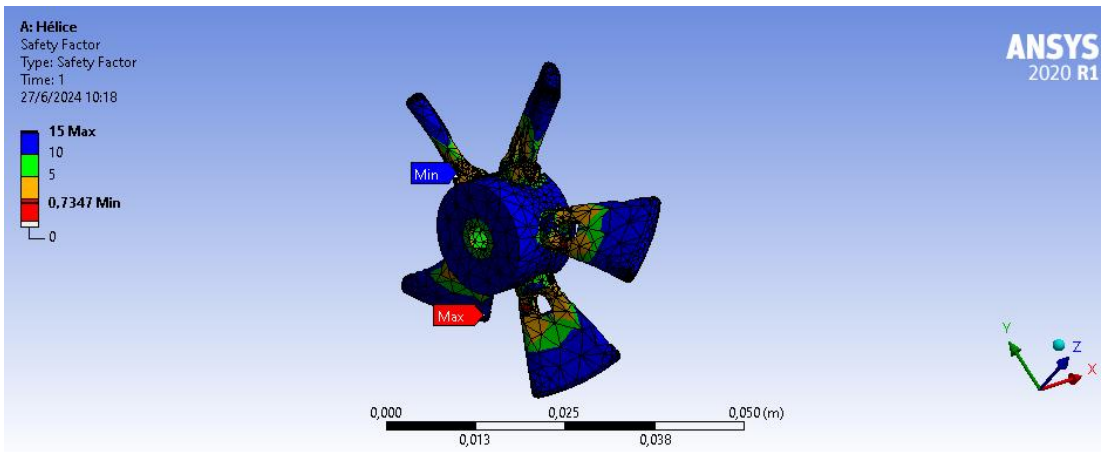


Figura 42. Factor de seguridad.

CAPÍTULO III

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 Análisis y discusión de resultados

3.1.1 Evaluación del funcionamiento de la máquina

Dentro de las pruebas de funcionamiento del proyecto técnico cabe destacar que sus análisis viene dividido en secciones, como primera parte tenemos a la sección mecánica que dentro de su geometría abarca a la turbina, el corredor de la turbina, el eje que será el encargado de propiciar los datos a medir y los dinamómetros, dentro de la segunda parte encontramos el funcionamiento eléctrico y electrónico de la máquina, dentro del mismo se encuentra la bomba centrífuga, el panel de control que cuenta con una pantalla LCD, un sistema de programación con placa Arduino y demás componentes que ayudarán a proporcionar de manera más precisa los datos necesarios para los análisis posteriores.

Selección de la hélice para la turbina

En vista que se realizaron diversos ensayos con hélices de 4, 5 y 6 aspas, se logró determinar una mayor eficiencia con la hélice de 5 aspas, debido al espacio entre aspas y la cantidad de agua recibida por la misma, contando más rpm que la hélice de 4 y 6 aspas.

3.1.1.1 Funcionamiento de la sección mecánica

Luego de haber montado todo el circuito de tuberías, la sección de la turbina fue la parte crítica debido a la longitud del eje y su acople con la sección del corredor de la turbina, se añadieron rodamientos para que no exista fricción entre el eje y el corredor de la turbina y este pueda girar de manera idónea acorde a lo estudiado anteriormente.

Se midió el torque ejercido por la turbina hacia el eje, dando como resultado valores que iban desde los 0.05 hasta el 1 Nm, cabe recalcar que a su vez para la selección de la bomba se tomaron varias opciones considerando el costo, la potencia, la tubería seleccionada y el material con el cual iba a estar impresa la sección de la turbina, en este caso, con bombas de 1,5 y 2 HP se generaba un torque de 2 a 4 Nm, pero a su vez existía mucha presión dentro del circuito, ocasionando así fugas considerables.

Para la sección de los dinamómetros se instaló un soporte el cual va a ser el encargado de mantener suspendidos a los dinamómetros con la finalidad de una fácil manipulación para entrelazarlos mediante una correa y una polea lo cual brindará el cálculo del objeto a estudiarse.

Dentro de lo que a pruebas de funcionamiento compete, se verificó de manera adecuada la finalidad del banco de pruebas, obteniendo así los datos que calculados, tanto para el torque, la presión y para el caudal proporcionado al circuito.

3.1.1.2 Funcionamiento de la sección hidráulica

Dentro de la sección hidráulica se seleccionó tubería pegable de 50mm con los diversos accesorios que dentro de ellas se instalarían. Se verificó de manera detenida que no existan fugas dentro de todo el circuito y se constató la hermeticidad de este.

3.1.1.3 Funcionamiento de la sección eléctrica y electrónica

Luego de su instalación y programación respectivamente, se realizaron las mediciones necesarias para constatar que el sistema funcione de manera idónea, los componentes eléctricos y electrónicos cumplieron con la finalidad con la que fueron instalados dentro del proyecto técnico.

Componentes eléctricos

Tras haber seleccionado la bomba centrífuga de ¾ HP se llegó a la conclusión que cumple con lo establecido en y para el proyecto. Ya que para bombas de más potencia se necesitaría un tramo más largo de tubería, asimismo, tubería de más calibre e incluso un rediseño total de la turbina para albergar un eje de mayor diámetro.

Componentes electrónicos

La programación de la placa Arduino tras ser instalada y programada permitió obtener los datos pertinentes, mismos qué, serán sujetos a estudios posteriores. Dentro de las líneas de código se logró verificar que cada una cumple con lo establecido por el sensor.

3.1.2 Costos

Los costos empleados para la adquisición y fabricación del proyecto técnico se detallan en la Tabla 18.

Tabla 18. Tabla de costos.

Cantidad	Artículo	Precio USD
1	Bomba eléctrica hidro ¾ HP centrífuga 110/220V	115,00
4	Codo PVC 50x90° PN10 Era	5,00
1	Adaptador tanque hidro 11/2 Blanco	3,50
5	Adaptador macho PVC 50x11/2 PN10 Era	3,50
2	Válvula pegable 50mm universal PVC PN10	15,00
2	Adaptador hembra PVC 50x11/2 PN10 Era	1,50
1	Yee PVC 50mm PN16 Pimtas	1,30
1	Codo PVC 50x45° PN16 Pimtas	1,25
3	Universal pegable 50mm PN16 Era	16,00
2	Teflón	2,50
1	Pega Bailey L5023 ½ litro	8,50
1	Tubo PVC presión Rival E/C 50mm 0.80 MPA x 6mts	8,00
1	Manómetro glicerina 90 PSI	3,50
2	Dinamómetros 20 N	25,00
1	Sensor de caudal por Arduino 1”	18,00
1	Arduino UNO	21,30
1	Pantalla LCD para Arduino	5,20
1	Caja de distribución	15,00
2	Ángulo 25x3	18,00
1	Plancha de Tool 2.40x1.20	25,00
	Programación Arduino	75,00
	Mano de obra	75,00
	Alquiler del taller	50,00
	Transporte	20,00
Total		**531,55 USD**

Instructivo de uso

Tabla 19. Instructivo de uso del banco de pruebas.

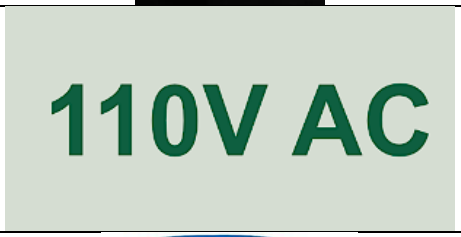
Paso	Indicaciones	Imagen
1	Asegurarse que el panel de control esté apagado en su parte lateral	
2	Conectar la bomba centrífuga a una fuente de 110V	
3	Llenar el tanque por la sección indicada	
4	Accionar la bomba desde el panel de control	

Tabla 18. Instructivo de uso del banco de pruebas. (Continuación)

5	Manipular los dinamómetros cuando el eje y la polea se encuentren en movimiento	
6	Una vez obtenidos los datos necesarios, apagar la bomba desde el panel de control	
7	Vaciar el tanque por la válvula de desagüe	
8	Desconectar la bomba centrífuga de la fuente de alimentación	

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- El diseño fue concebido de tal manera que se ocupasen materiales disponibles y de fácil acceso, para los parámetros de diseño se tomó en cuenta la potencia de la bomba, la capacidad máxima de presión que soportarán las tuberías de PVC que constituyen al banco de pruebas, el material adecuado para realizar la impresión 3D de la sección de la turbina, el ángulo idóneo para la estructura de montaje y el tanque de almacenamiento. Dentro de todo el proceso de diseño se optimizaron de manera eficiente ciertos factores que permitieron avanzar a la construcción.
- A lo largo del proceso de construcción del banco de pruebas, se solucionaron varias irregularidades tales como fugas y fricción excesiva en el eje que proporcionará la medición del torque. La implementación de dos llaves de paso (Una al inicio y otra al final del circuito) permitió controlar de manera experimental el caudal y la presión. Los dinamómetros de grado médico proporcionaron valores de torque variados entre 0,5 y 1,5 Nm. El sistema eléctrico y electrónico, controlado por un panel de control con Arduino, facilitó el monitoreo en tiempo real del caudal. Estas mejoras y soluciones permitieron cumplir con los objetivos del proyecto, optimizando así el rendimiento y la precisión del banco de pruebas.
- Dentro de las pruebas de funcionamiento y habiendo solucionado el tema de fugas, se logró operar de manera eficiente el banco de pruebas, cumpliendo así con cada uno de los objetivos planteados. Proporcionando de manera efectiva las mediciones de caudal, presión y torque.

4.2 Recomendaciones

- Estudiar, analizar y crear prototipos a mayor escala para de esta manera utilizar bombas de mayor potencia y tubería de mayor diámetro, esto con la finalidad de obtener resultados mucho más cercanos a la realidad.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] L. Faulkner, *Handbook of Turbomachinery*, 2a ed., vol. 1. Arizona: Marcel Dekker, 2005.

[2] P. Fernández Díez, “Turbinas Hidráulicas”, Cantabria, feb. 2004. Consultado: el 24 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: http://www.termica.webhop.info/

[3] M. Polák, “A Brief History of the Kaplan Turbine Invention”, *Energies (Basel)*, vol. 14, núm. 19, oct. 2021, doi: 10.3390/en14196211.

[4] J. López y M. Sani, “Repotenciación y Calibración del Banco de Pruebas de la Turbina hélice de eje horizontal del Laboratorio de Turbomaquinaria Hidráulica de la Facultad de Mecánica.”, 1, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, 2022.

[5] C. Alvarado y S. Torres, “Repotenciación del Banco de Pruebas de la Turbina Hélice de Eje Horizontal del Laboratorio de Turbomaquinaria Hidráulica de la Facultad de Mecánica.”, 1, Escuela Superior Politécnica De Chimborazo, Riobamba , 2015.

[6] C. Mataix, *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*, 2a ed., vol. 1. Madrid: Ediciones del Castillo, 1986.

[7] C. López y J. Puma, “Repotenciación del Banco de Pruebas de la Turbina Kaplan de Flujo Axial del Laboratorio de Turbomaquinaria Hidráulica de la Facultad de Mecánica”, 1, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, 2022.

[8] P. Encinas, *Tubromáquinas Hidráulicas - Principios Fundamentales*, Primera Edición 1976., vol. 1. México, D.F., 1976.

[9] S. Heras, *Fluidos, Bombas e Instalaciones Hidraúlicas*, 2a ed., vol. 1. Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya, 2018.

[10] J. Yambombo, “Diseño y Construcción de un Banco de Pruebas Para Ensayos de Pérdidas de Carga en Tuberías y Accesorios”, 1, Universidad Central del Ecuador, Quito, 2012.

[11] R. Mott, *Mecánica de Fluidos 6ta edición Robert Mott*, 6a ed., vol. 1. Ciudad de México: Litográfica Ingramex, S.A, 2006.

[12] C. Herrera, “Eje-304”, Dipac. Consultado: el 24 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: https://industrysurfer.com/blog-industrial/ingenieria/ingenieria-mecanica/acero-inoxidable-aisi-304-especificaciones-y-fichas-tecnicas/

[13] R. Carranza, “Dinamómetro”, Dinamómetro. Consultado: el 24 de mayo de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.ingenierizando.com/laboratorio/dinamometro/

[14] C. Torres, “Tubos de PVC: usos y características principales”, Tubos de PVC. Consultado: el 26 de mayo de 2024. [En línea]. Disponible en: https://distribuidortruper.mx/tubos-de-pvc-usos-y-caracteristicas-principales/

[15] M. León, J. Rodriguez, y A. Fernández, “Autores: Impresión 3D con materiales elástoméricos”, vol. 118, Barcelona, el 1 de julio de 2019. [En línea]. Disponible en: https://www.stratasys.com/es/polyjet-technology

[16] A. Morgan, “What is Arduino? ”, Arduino. Consultado: el 19 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.arduino.cc/en/Guide/Introduction

[17] C. Raza, “Importaceros Ángulos L Laminado”, Ángulos L Laminados. Consultado: el 25 de mayo de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.importaceros.com/

[18] E. Proaño, “Acero Inoxidable AISI 304 Ficha Tecnica, Propiedades, Densidad, Dureza”, Acero Inoxidable AISI 304. Consultado: el 25 de mayo de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.materialmundial.com/acero-inoxidable-ss-astm-sae-aisi-304-ficha-tecnica/

[19] M. Rebellon y J. Urrutia, “Diseño De Turbinas Hidráulicas Francis Y Kaplan”, Corporación Universitaria Autónoma de Occidente, Cali, 1985.

[20] R. Budynas y K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley Décima edición*, 10a ed., vol. 1. Ciudad de México: McGraw Hill Education Holdings, 2018.

[21] C. Westlake, “PVC Schedule 40 Presurre Fittings Solvent Weld Application”, PVC Schedule 40 Pressure Fittings. [En línea]. Disponible en: www.westlakepipe.com

[22] N. Silverio y H. Benavides Muñoz, “Determinación de pérdidas de carga en accesorios ‘k’ de Sistemas Domiciliarios”, *Ecuadorian Science Journal*, vol. 4, núm. 2, pp. 7–11, sep. 2020, doi: 10.46480/esj.4.2.58.

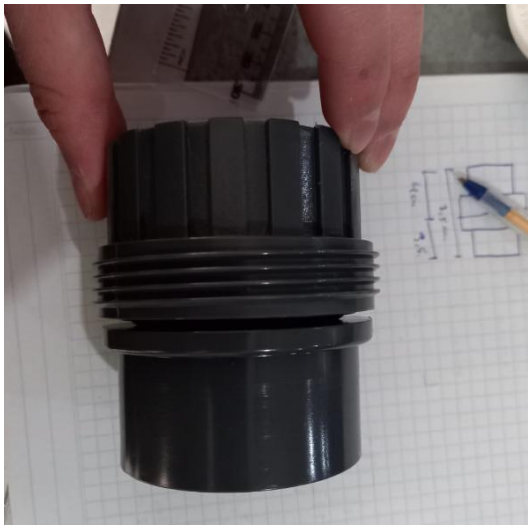
ANEXOS

ANEXO 1

Proceso de construcción del banco de pruebas con turbina Kaplan para el laboratorio de la Facultad De Ingeniería Civil Y Mecánica

Identificación de los materiales para llevarlos al modelado de diseño 3D mediante software.









Posteriormente a la identificación de cada uno de los componentes se procedió a realizar los acoples de los elementos y un leve tanteo de dimensionamiento.









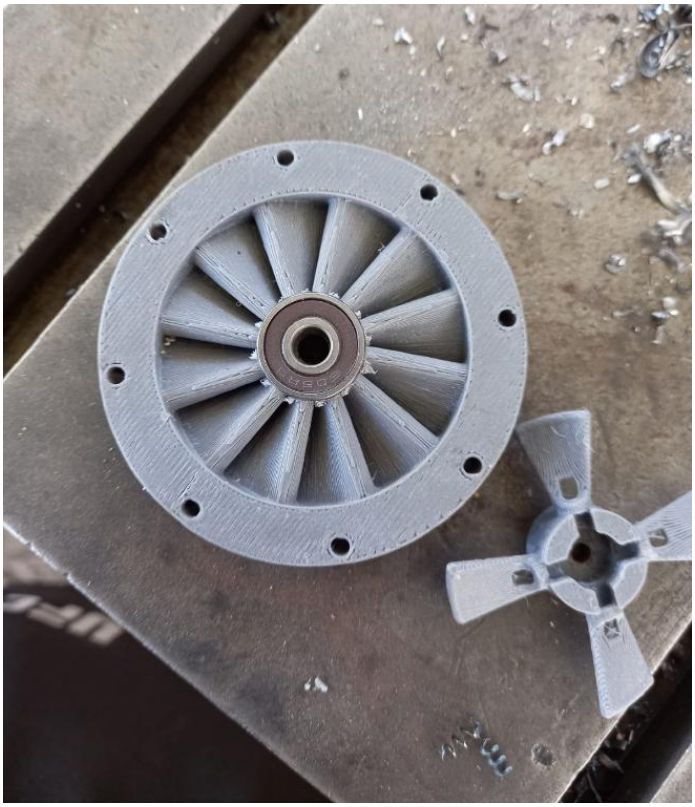


Se realizó el maquinado del eje el cual va a sujetar a la turbina a través del corredor.





Se instaló el rodamiento dentro del corredor de la turbina para que no exista fricción dentro del eje y el mismo corredor.



Luego de todos los ajustes, se muestra el sistema completo, mismo que consta con un tanque de 100 litros y la estructura metálica donde va a reposar el sistema.



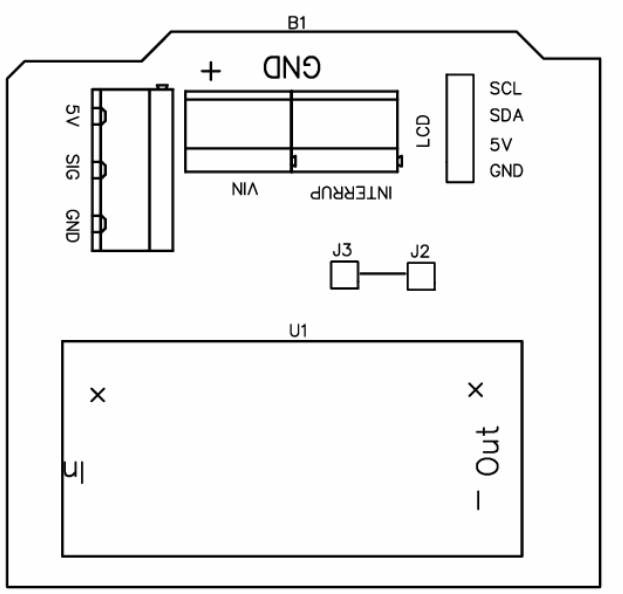
ANEXO 2

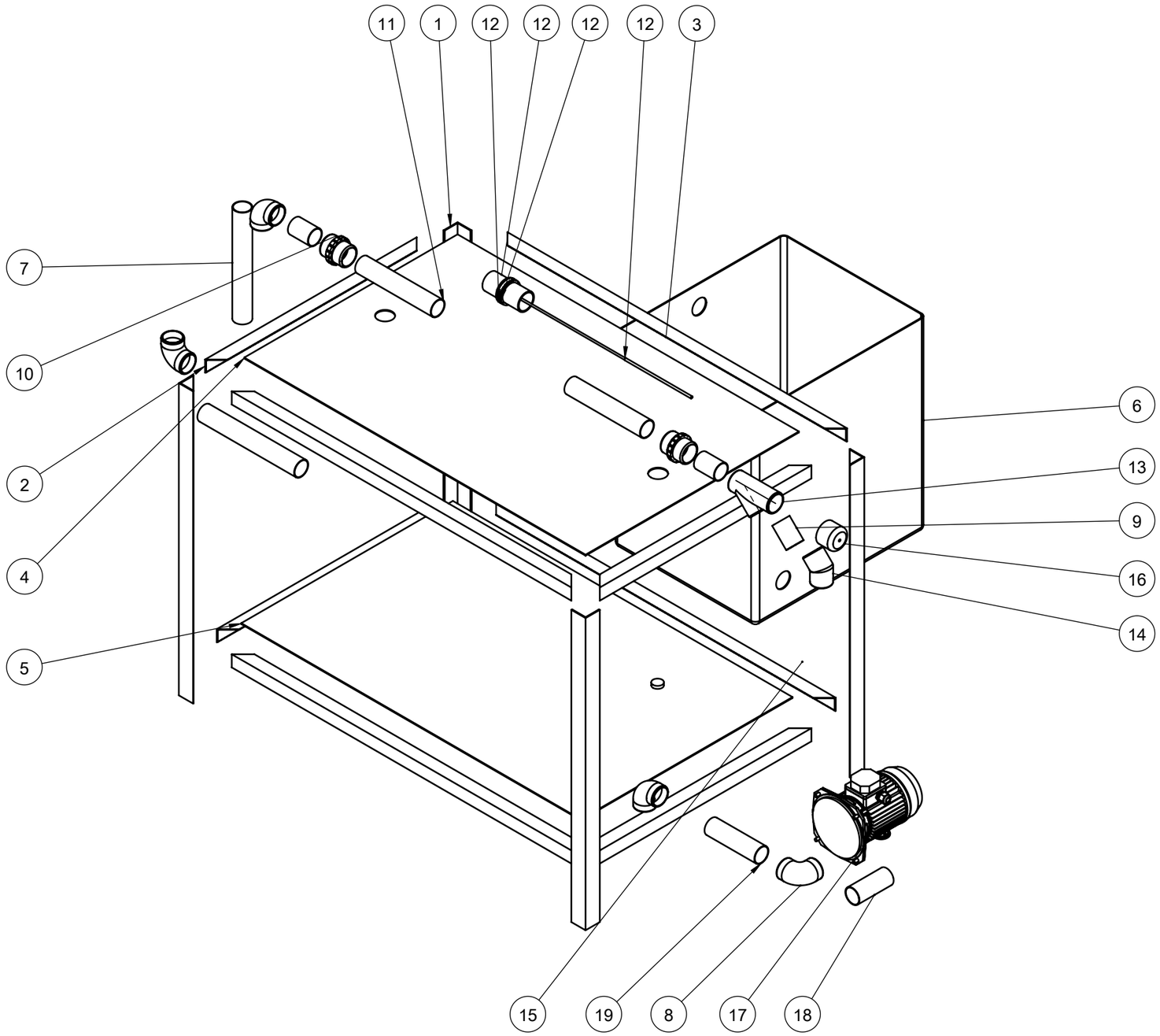
Código fuente para la placa Arduino y el sensor de caudal

```
#include <Wire.h> // Librería comunicación I2C
 #include <LiquidCrystal_I2C.h> // Librería LCD I2C
 // Declaración del objeto para el LCD
 // Poner la dirección del LCD a 0x20 para display 20x4 (A0=0, A1=0, A2=0)
 // Terminales de conexión del LCD
 // addr, en,rw,rs,d4,d5,d6,d7,bl,blpol
LiquidCrystal_I2C lcd(0x27,16,2);
 const int sensor = 2; // Pin digital para el sensor de flujo YF-S201
 int litros_Hora; // Variable que almacena el caudal (L/hora)
 volatile int pulsos = 0; // Variable que almacena el número de pulsos
 unsigned long tiempoAnterior = 0; // Variable para calcular el tiempo transcurrido
 unsigned long pulsos_Acumulados = 0; // Variable que almacena el número de
pulsos acumulados
 float litros; // // Variable que almacena el número de litros acumulados
 // Rutina de servicio de la interrupción (ISR)
 void flujo()
 {
  pulsos++; // Incrementa en una unidad el número de pulsos
 }
 void setup()
 {
  pinMode(sensor, INPUT_PULLUP); // Pin digital como entrada con conexión
PULL-UP interna
    lcd.backlight();
  // Inicializar el LCD
   lcd.init();
  interrupts(); // Habilito las interrupciones
```

```
  // Interrupción INT0, llama a la ISR llamada "flujo" en cada flanco de subida en el pin digital 2
  attachInterrupt(digitalPinToInterrupt(sensor), flujo, RISING);
  tiempoAnterior = millis(); // Guardo el tiempo que tarda el ejecutarse el setup
}
void loop ()
{
  // Cada segundo calculamos e imprimimos el caudal y el número de litros consumidos
  if(millis() - tiempoAnterior > 1000)
  {
    // Realizo los cálculos
    tiempoAnterior = millis(); // Actualizo el nuevo tiempo
    pulsos_Acumulados += pulsos; // Número de pulsos acumulados
    litros_Hora = (pulsos * 60 / 3.5); // Q = frecuencia * 60/ 7.5 (L/Hora)
    litros = pulsos_Acumulados*1.0/450; // Cada 450 pulsos son un litro
    pulsos = 0; // Pongo nuevamente el número de pulsos a cero
    // Llamada a la función que muestra los resultados en el LCD 2004
    LCD_1602();
  }
}
// Función que muestra los resultados en el LCD 2004
void LCD_1602()
{
  // Imprimo la cabecera del sistema
  lcd.clear();
  /*lcd.setCursor(0,0);
  lcd.print(">CAUDALIMETRO YF-S201");
  lcd.setCursor(0,1);
```

```
  lcd.print("********************");  */
  // Presento los valores a través del LCD 2004
  lcd.setCursor(0,0);
  // Imprimo el caudal en L/hora
  lcd.print("-> ");
  lcd.print(litros_Hora, DEC);
  lcd.print(" L/Hora");
  lcd.setCursor(0,1);
  // Imprimo el número de litros acumulados
  lcd.print("-> ");
  lcd.print(litros);
  lcd.print(" Litros");
}
```





Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Tolerancia ±0,1	(Peso) 104.376 Kg	Materiales: Varios
					Fecha / Nombre	Denominación: VISTA EXPLOSIONADA 1 — Escala: 1:10
					Dibujó: 16/05/24 Salazar P	
					Revisó: 18/05/24 Ing. López G.	
					Aprobó: 18/05/24 Ing. López G.	
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 01 de 20
						(Sustitución)

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Soportes verticales mesa de trabajo		4
2	Soporte para planchas S		4
3	Soporte para planchas L		4
4	Plancha superior		1
5	Plancha inferior		1
6	Tanque de almacenamiento		1
7	Tubería sección Retorno al tanque		2
8	Codo 90°		5
9	Juntas para accesorios PVC		3
10	Unión universal		2
11	Sección: Universal - Turbina		2
12	Turbina Kaplan ensamblada		1
13	Yee		1
14	Codo 45°		1
15	Tubería sección Inicio de bomba		1
16	Tapón		1
17	Bomba Centrífuga		1
18	Tubería sección Bomba - Tanque		1
19	Tubo de aspiración sección Tanque - Bomba		1

Edición	Modificación	Fecha	Nombre

Tolerancia: ±0,1

(Peso): N/A

Materiales: Varios

	Fecha	Nombre
Dibujó:	16/05/24	Salazar P.
Revisó:	18/05/24	Ing. López G.
Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.

UTA
Ingeniería Mecánica

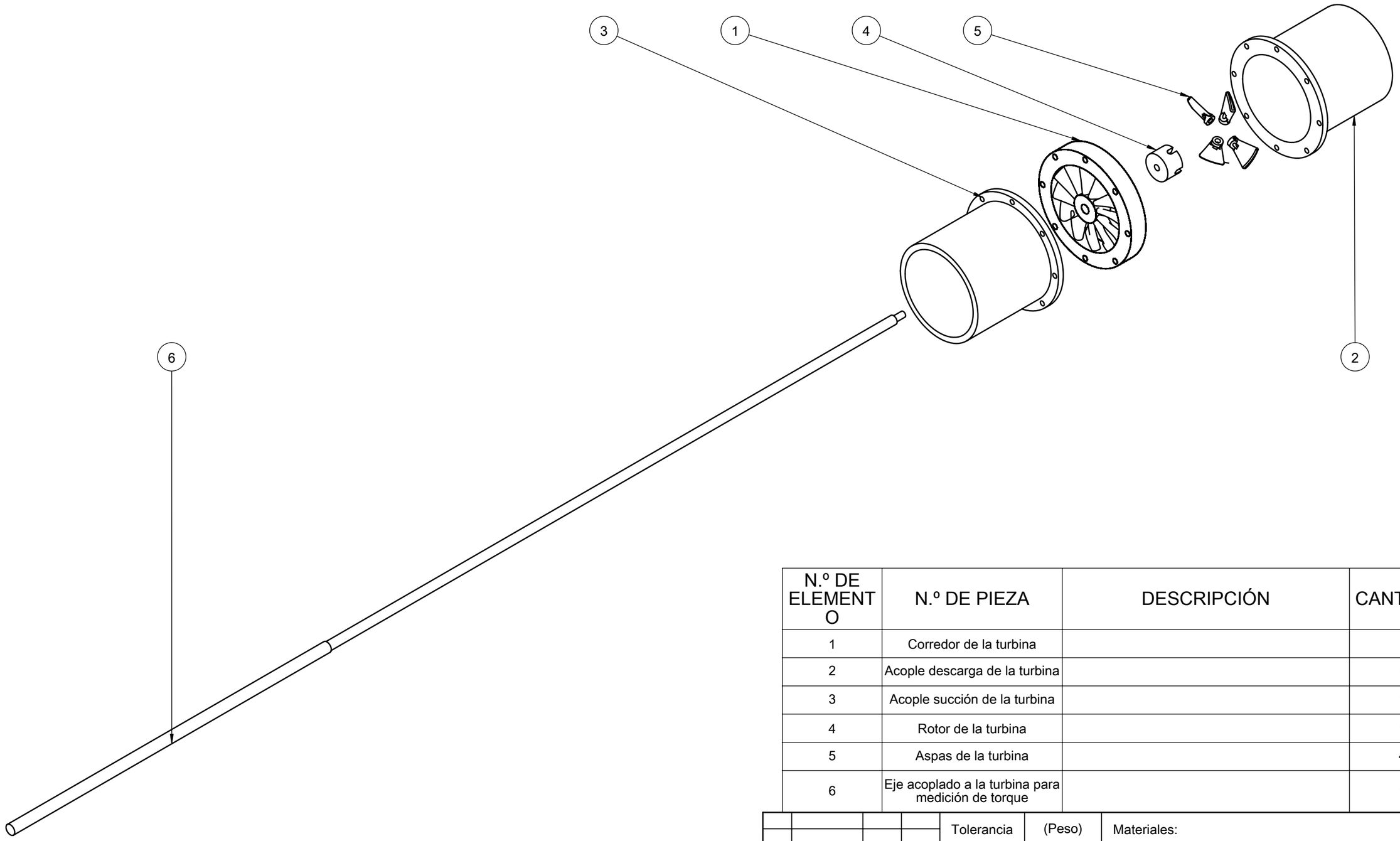
Denominación:

LISTA DE MATERIALES

Escala: 1:1

Número del dibujo: 02 de 20

(Sustitución)



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Corredor de la turbina		1
2	Acople descarga de la turbina		1
3	Acople succión de la turbina		1
4	Rotor de la turbina		1
5	Aspas de la turbina		4
6	Eje acoplado a la turbina para medición de torque		1

Edición	Modificación	Fecha	Nombre

Tolerancia: ±0,1

(Peso): 489.53 gr

Materiales: Nailon 101 - Acero Inoxidable 304

	Fecha	Nombre
Dibujó:	16/05/24	Salazar P.
Revisó:	18/05/24	Ing. López G.
Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.

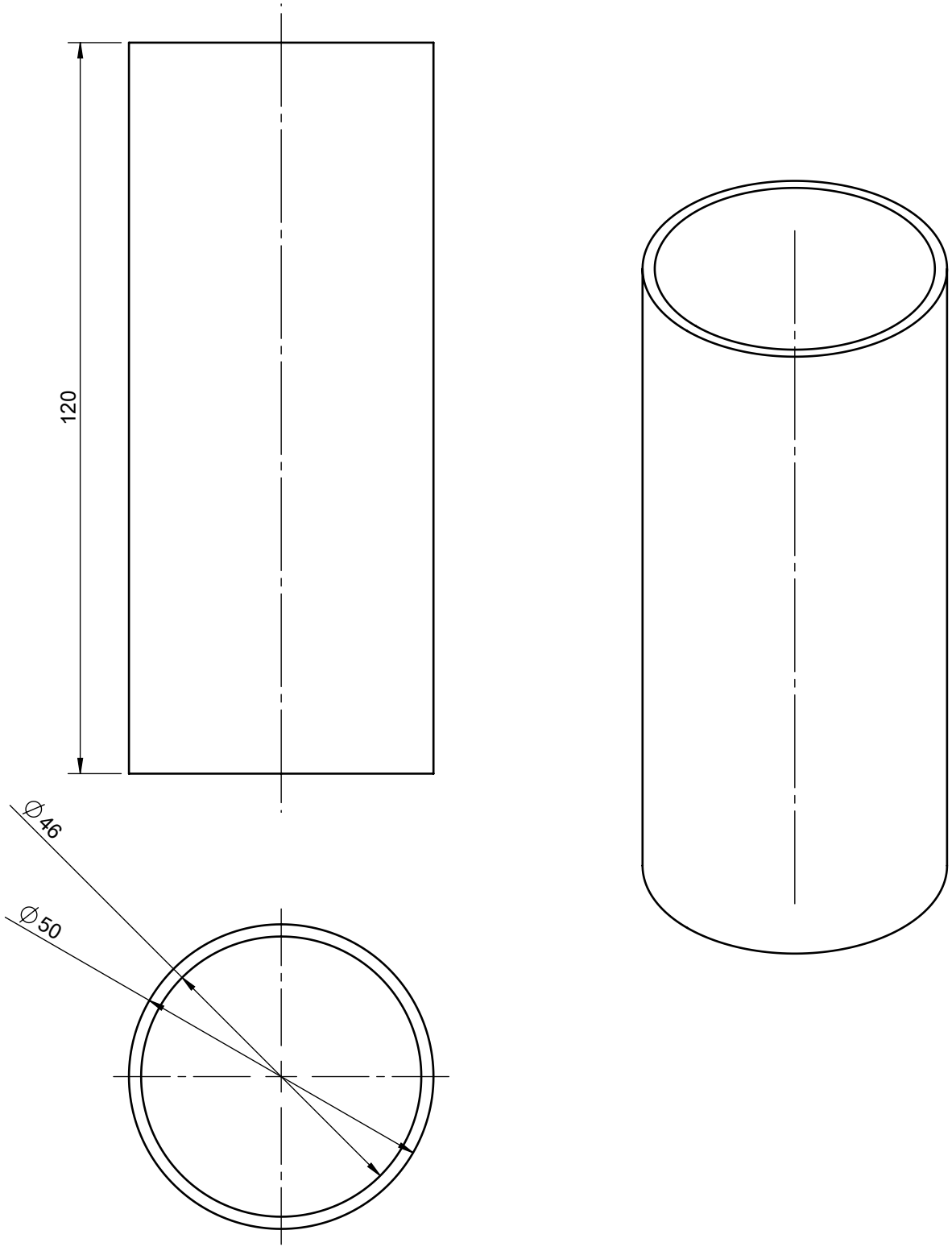
UTA
Ingeniería Mecánica

Denominación:
VISTA EXPLOSIONADA 2

Escala: 1:2,5

Número del dibujo: 03 de 20

(Sustitución)



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:
				±0,1	47.05 gr	PVC Rígido Pegable
					Fecha	Nombre
				Dibujó:	12/05/24	Salazar P.
				Revisó:	18/05/24	Ing. López G.
				Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica		

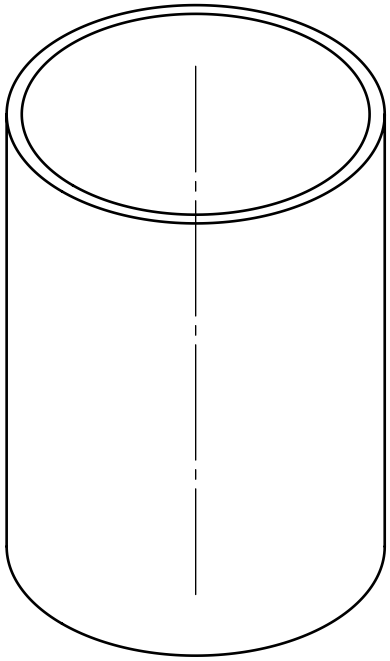
Denominación:

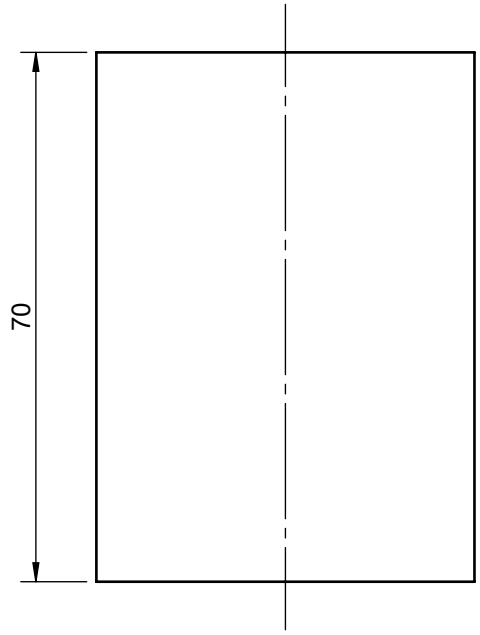
TUBERÍA SECCIÓN T-B

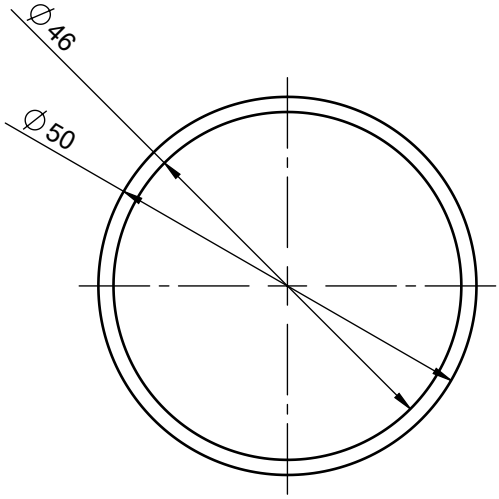
Escala: 1:1

Número del dibujo: 04 de 20

(Sustitución)







				Tolerancia	(Peso)	Materiales:
				±0,1	14.01 gr	PVC Rígido Pegable
					Fecha	Nombre
				Dibujó:	12/05/24	Salazar P.
				Revisó:	18/05/24	Ing. López G.
				Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica		

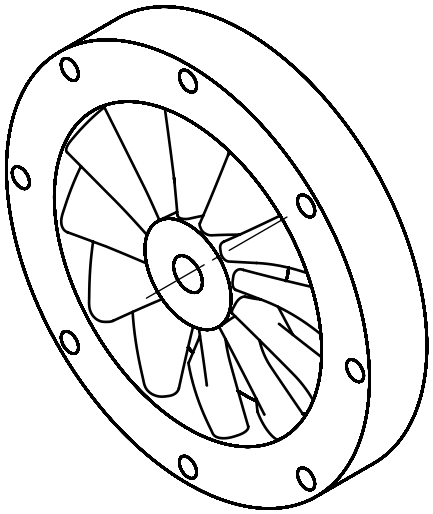
Denominación:

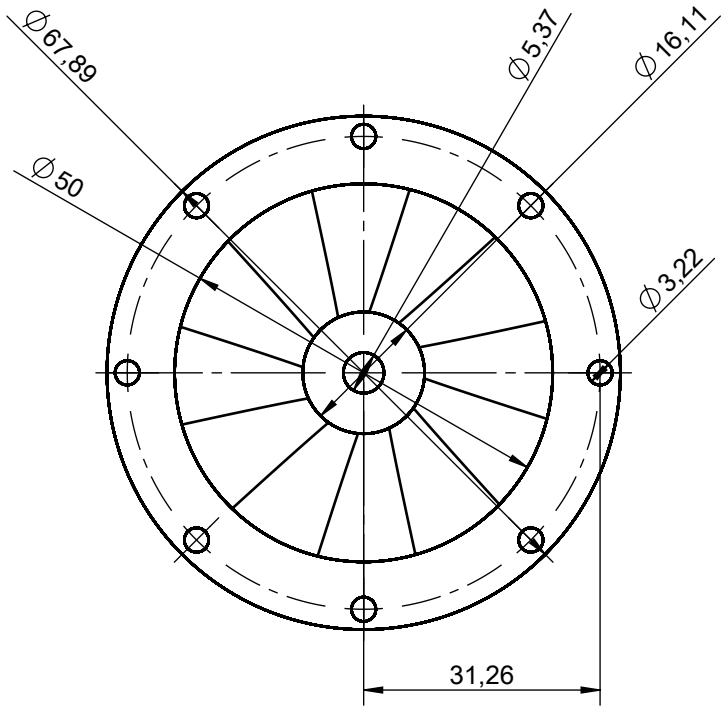
JUNTA ACCESORIOS

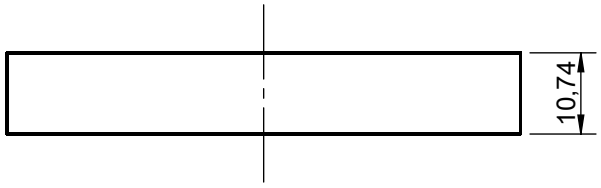
Escala: 1:1

Número del dibujo: 05 de 20

(Sustitución)

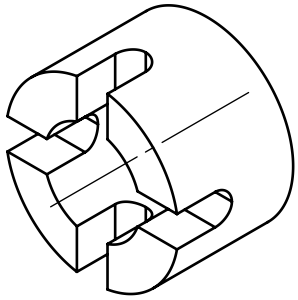


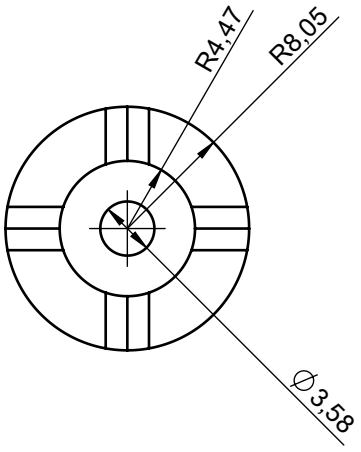


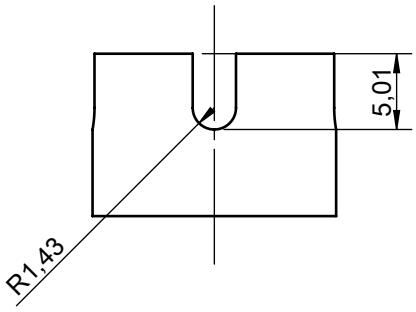


				Tolerancia		(Peso)	Materiales:
				±0,1		271.35 gr	Nailon 101
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	12/05/24	Salazar P.	CORREDOR TURBINA
				Revisó:	18/05/24	Ing. López G.	
				Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.	
				UTA Ingeniería Mecánica			Número del dibujo: 06 de 20
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				(Sustitución)

Escala: 1:1







				Tolerancia	(Peso)	Materiales:
				±0,1	1.73 gr	Nailon 101
					Fecha	Nombre
				Dibujó:	12/05/24	Salazar P.
				Revisó:	18/05/24	Ing. López G.
				Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica		

Denominación:

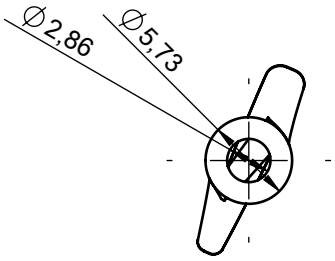
ROTOR TURBINA

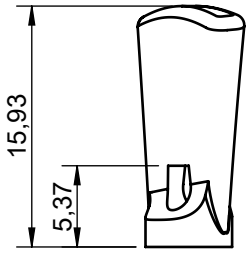
Escala: 1:1

Número del dibujo: 07 de 20

(Sustitución)







Edición	Modificación	Fecha	Nombre

Tolerancia	(Peso)	Materiales:
±0,1	1.73 gr	Nailon 101

	Fecha	Nombre
Dibujó:	12/05/24	Salazar P.
Revisó:	18/05/24	Ing. López G.
Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.

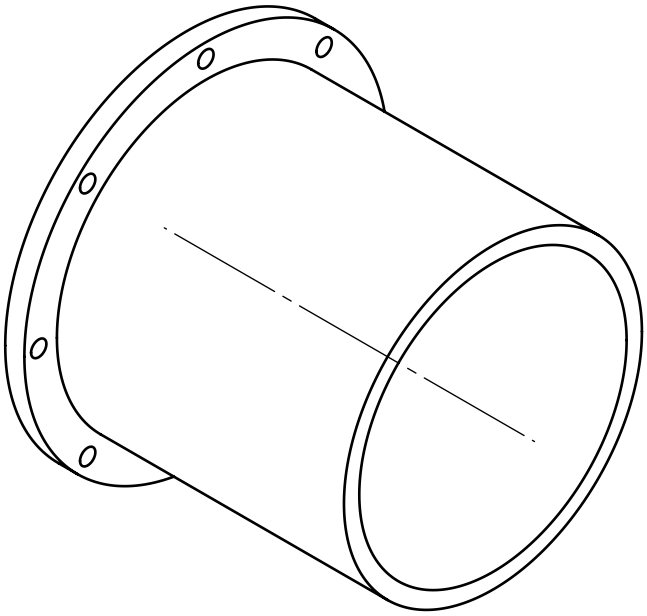
UTA
Ingeniería Mecánica

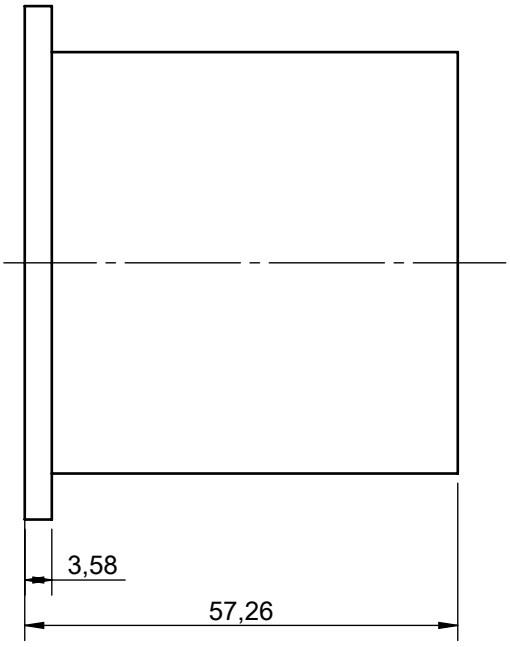
Denominación:
ASPA DE LA TURBINA

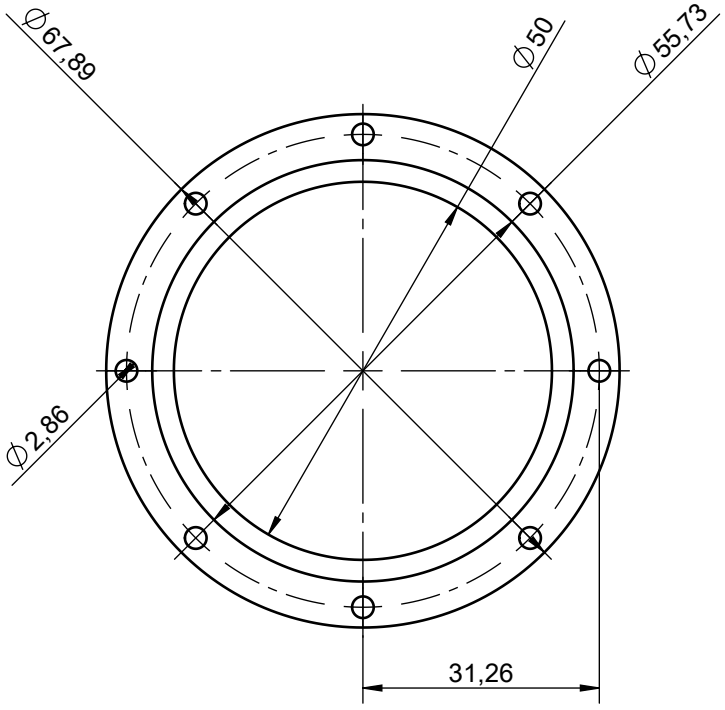
Escala: 1:1

Número del dibujo: 08 de 20

(Sustitución)







				Tolerancia	(Peso)	Materiales:
				±0,1	35.06 gr	Nailon 101
					Fecha	Nombre
				Dibujó:	12/05/24	Salazar P.
				Revisó:	18/05/24	Ing. López G.
				Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica		

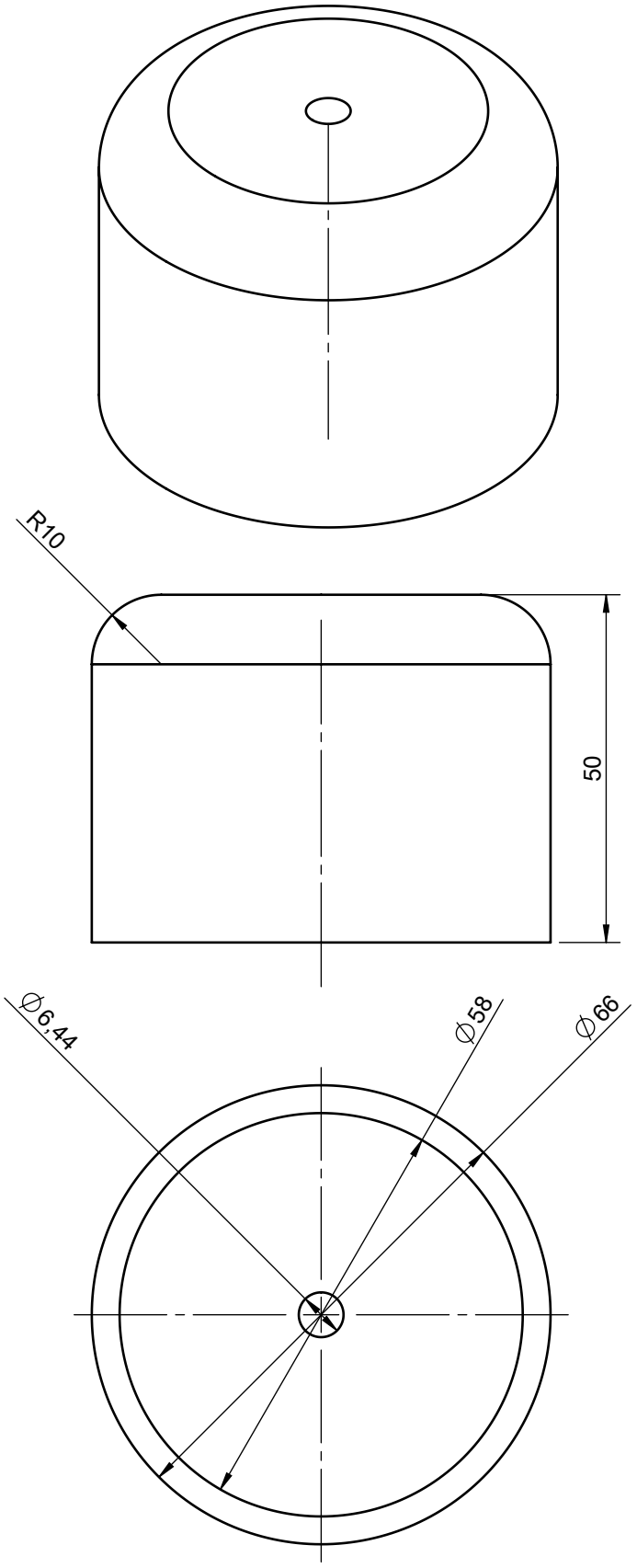
Denominación:

ACOPLES TURBINA

Escala: 1:1

Número del dibujo: 09 de 20

(Sustitución)



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:
				±0,1	72.39 gr	PVC Rígido Pegable
					Fecha	Nombre
				Dibujó:	12/05/24	Salazar P.
				Revisó:	18/05/24	Ing. López G.
				Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.
				UTA Ingeniería Mecánica		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			

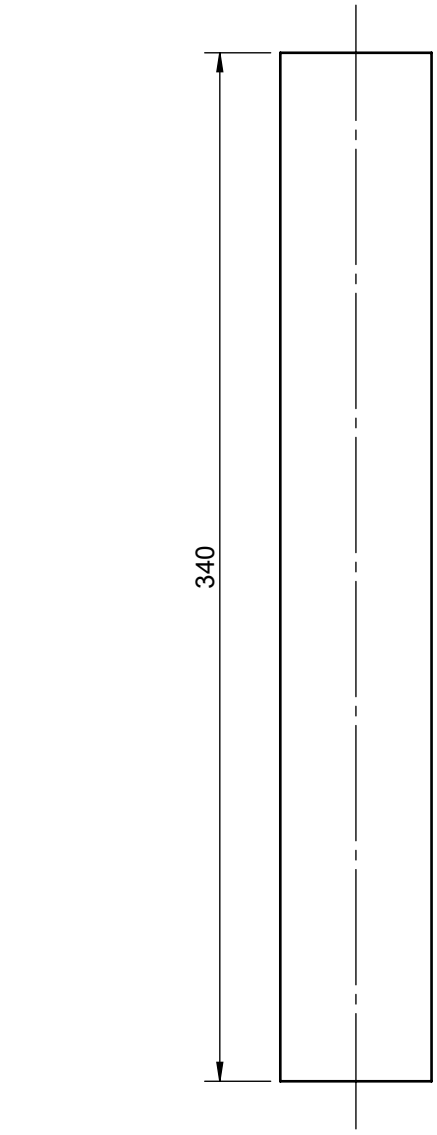
Denominación:

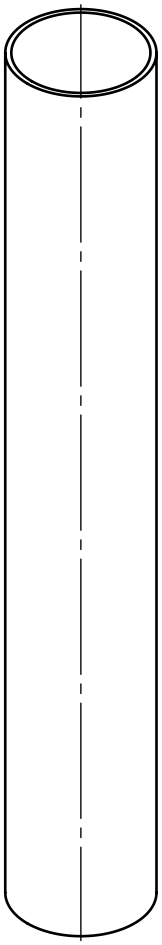
TAPÓN PVC

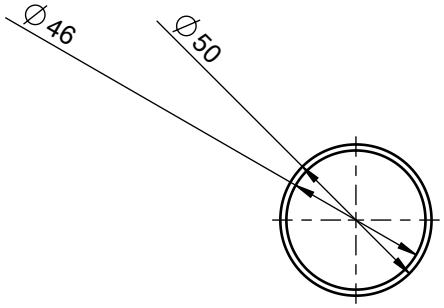
Escala: 1:1

Número del dibujo: 10 de 20

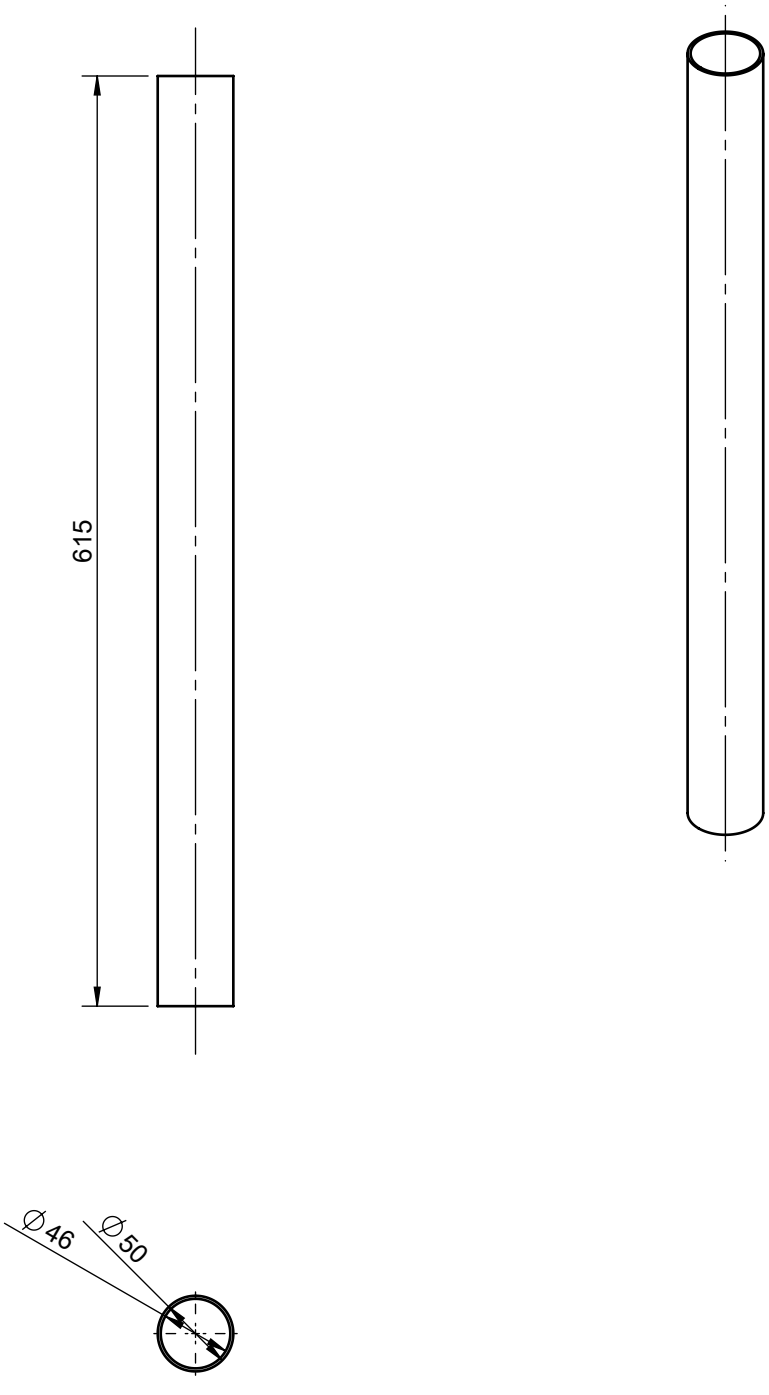
(Sustitución)







				Tolerancia		(Peso)	Materiales:
				±0,1		133.30 gr	PVC Rígido Pegable
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	12/05/24	Salazar P.	TUBERÍA RETORNO
				Revisó:	18/05/24	Ing. López G.	Escala: 1:2,5
				Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.	
				UTA Ingeniería Mecánica			Número del dibujo: 11 de 20
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				(Sustitución)



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:
				±0,1	241.12 gr	PVC Rígido Pegable
					Fecha	Nombre
				Dibujó:	12/05/24	Salazar P.
				Revisó:	18/05/24	Ing. López G.
				Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica		

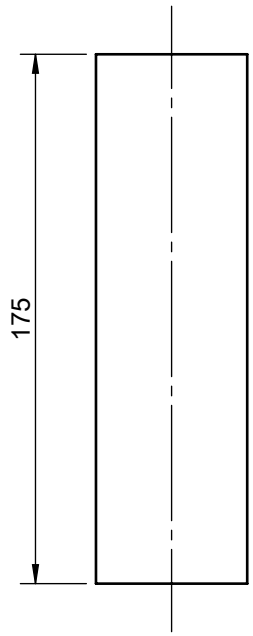
Denominación:

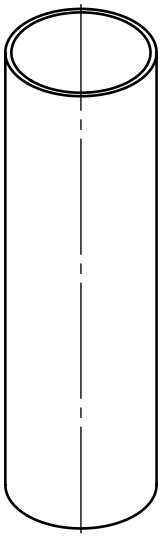
TUBERÍA SECCIÓN B-C

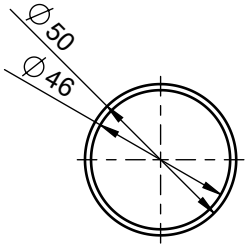
Escala: 1:5

Número del dibujo: 12 de 20

(Sustitución)







				Tolerancia	(Peso)	Materiales:
				±0,1	68.61 gr	PVC Rígido Pegable
					Fecha	Nombre
				Dibujó:	12/05/24	Salazar P.
				Revisó:	18/05/24	Ing. López G.
				Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica		

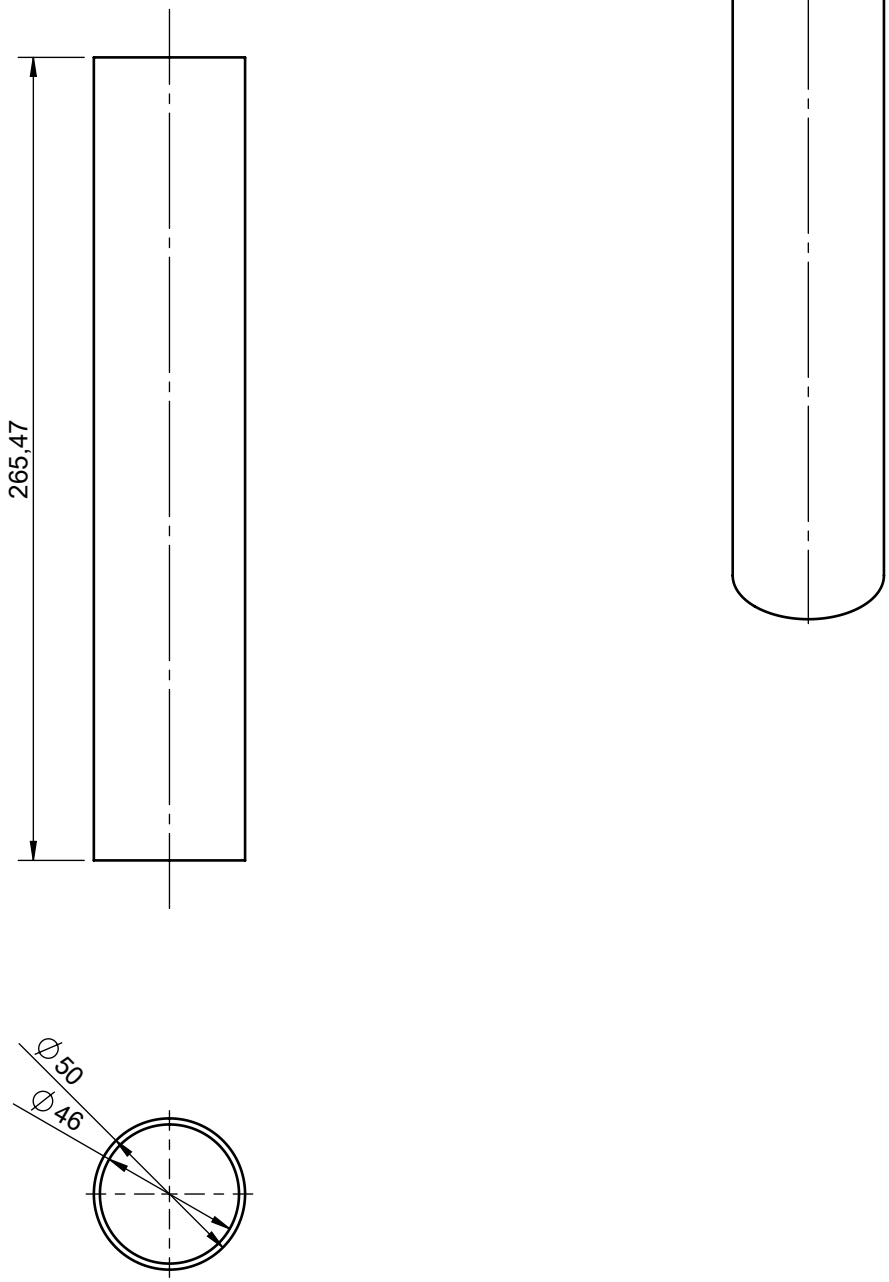
Denominación:

TUBERÍA ASPIRACIÓN

Escala: 1:2,5

Número del dibujo: 13 de 20

(Sustitución)

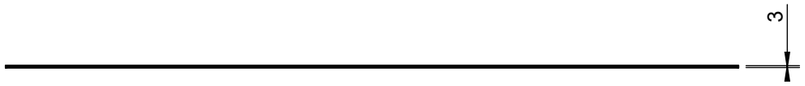


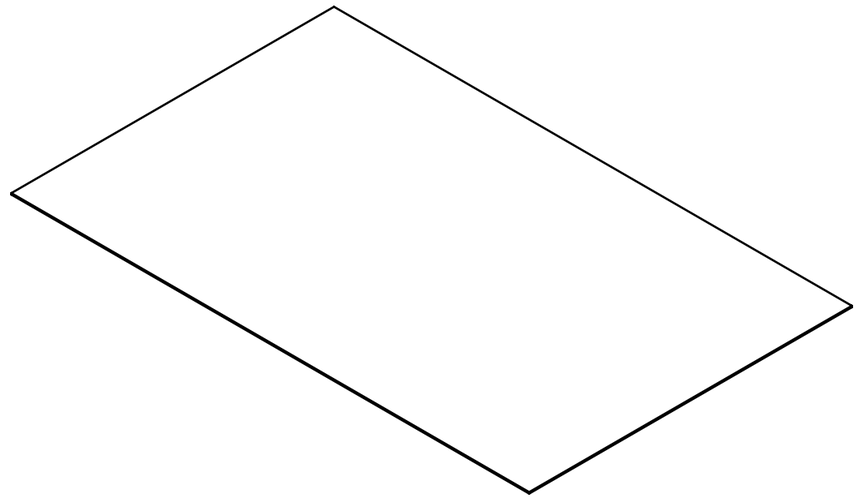
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:
				±0,1	104.08 gr	Acrílico
					Fecha	Nombre
				Dibujó:	12/05/24	Salazar P.
				Revisó:	18/05/24	Ing. López G.
				Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 14 de 20 (Sustitución)

Denominación:

SEC. TRANSPARENTE

Escala: 1:2,5







Edición	Modificación	Fecha	Nombre

Tolerancia	(Peso)	Materiales:
±0,1	20.63 Kg	Acero negro

	Fecha	Nombre
Dibujó:	10/05/24	Salazar P.
Revisó:	18/05/24	Ing. López G.
Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.

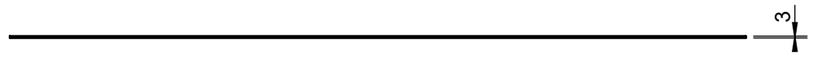
UTA
Ingeniería Mecánica

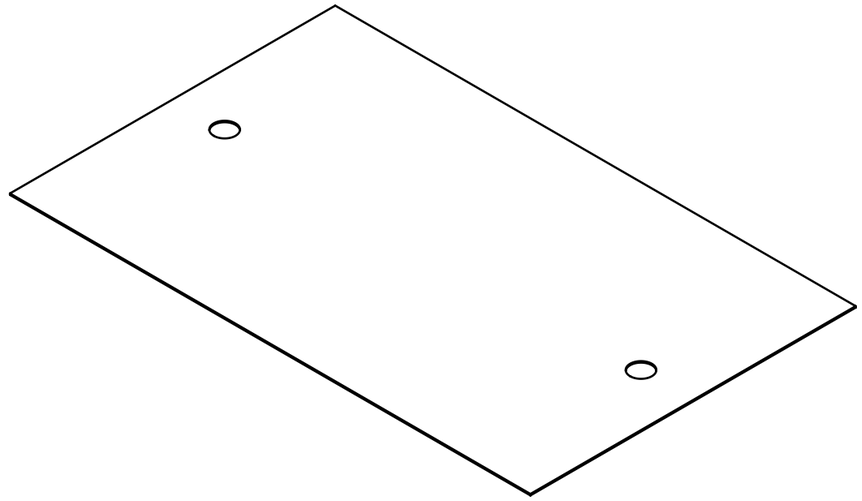
Denominación:
PLANCHA INFERIOR

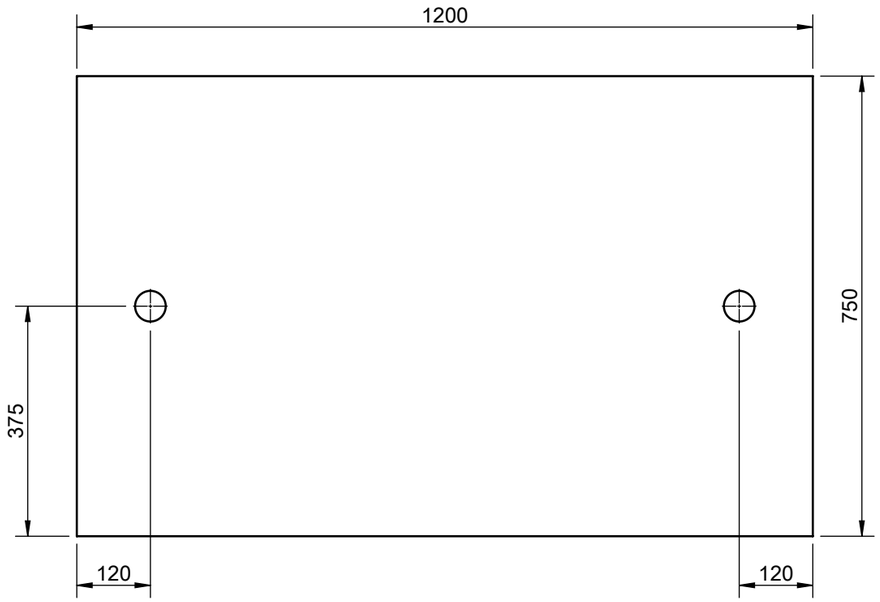
Escala: 1:10

Número del dibujo: 15 de 20

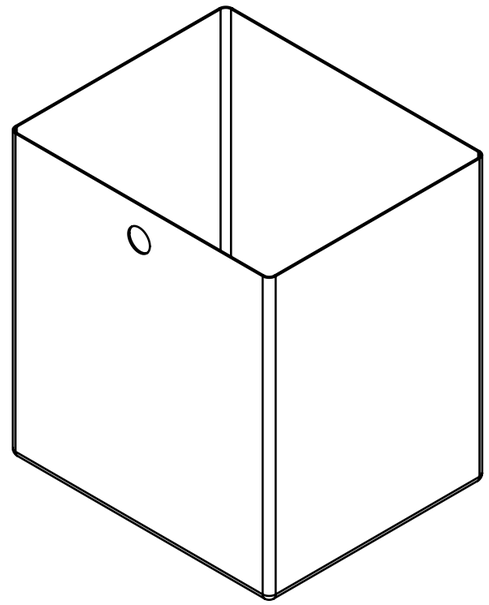
(Sustitución)

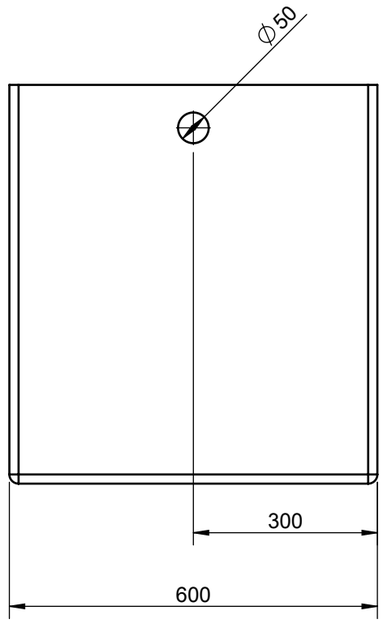


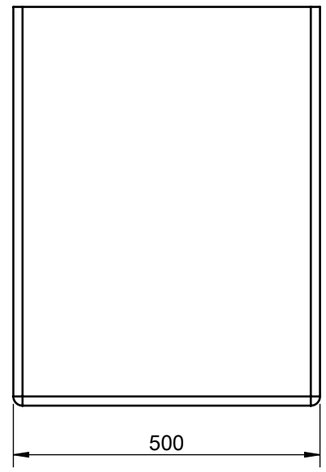


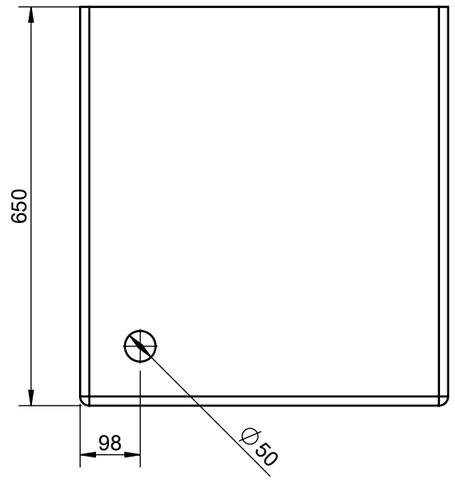


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	20.42 Kg	Acero negro	
					Fecha	Nombre	
				Dibujó:	10/05/24	Salazar P.	Denominación: PLANCHA SUPERIOR
				Revisó:	18/05/24	Ing. López G.	Escala: 1:10
				Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.	
				UTA Ingeniería Mecánica			Número del dibujo: 16 de 20
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				(Sustitución)









Edición	Modificación	Fecha	Nombre

Tolerancia	(Peso)	Materiales:
±0,1	39.75 Kg	Acero galvanizado

	Fecha	Nombre
Dibujó:	10/05/24	Salazar P.
Revisó:	18/05/24	Ing. López G.
Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.

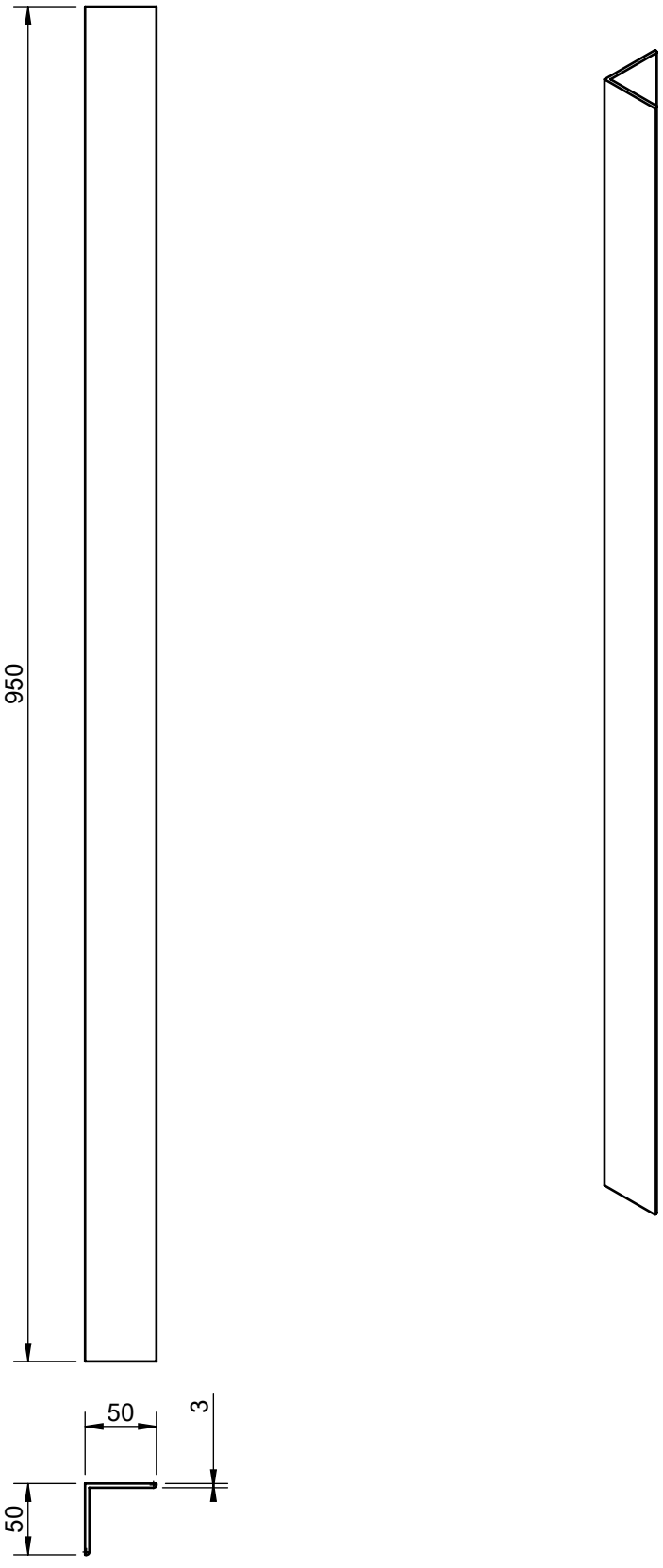
UTA
Ingeniería Mecánica

Denominación:
TANQUE

Escala: 1:10

Número del dibujo: 17 de 20

(Sustitución)



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:
				±0,1	2.116 Kg	Acero negro
					Fecha	Nombre
				Dibujó:	10/05/24	Salazar P.
				Revisó:	18/05/24	Ing. López G.
				Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.
				UTA Ingeniería Mecánica		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			

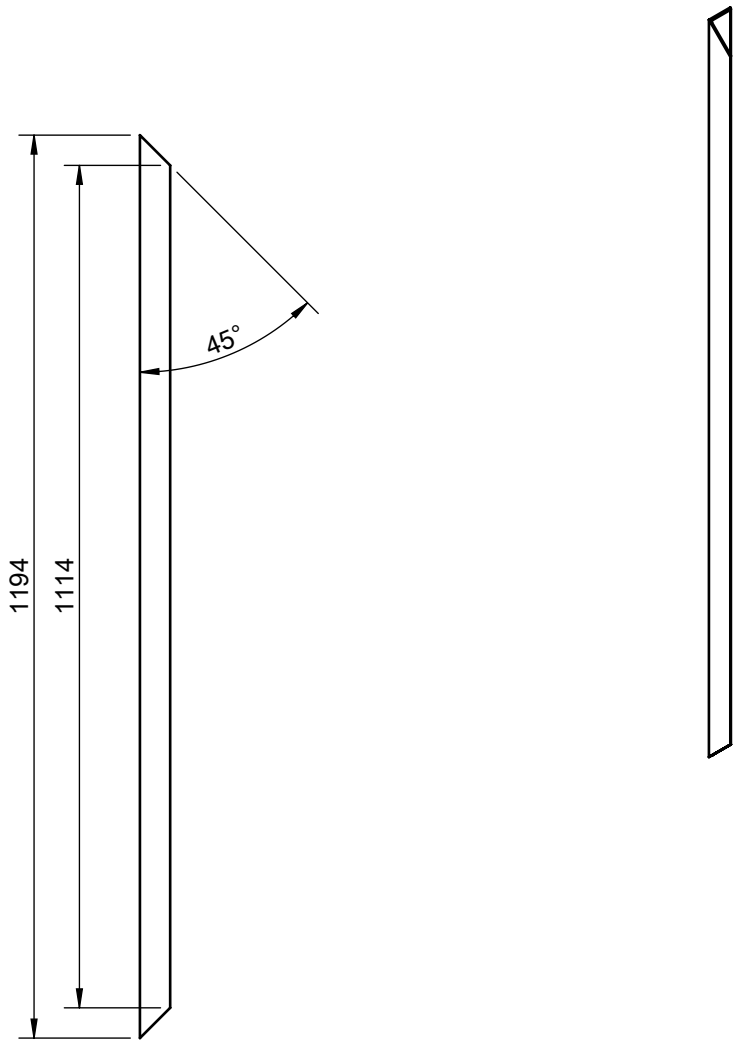
Denominación:

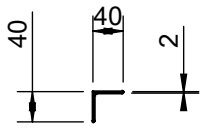
SOPORTE MESA

Escala: 1:5

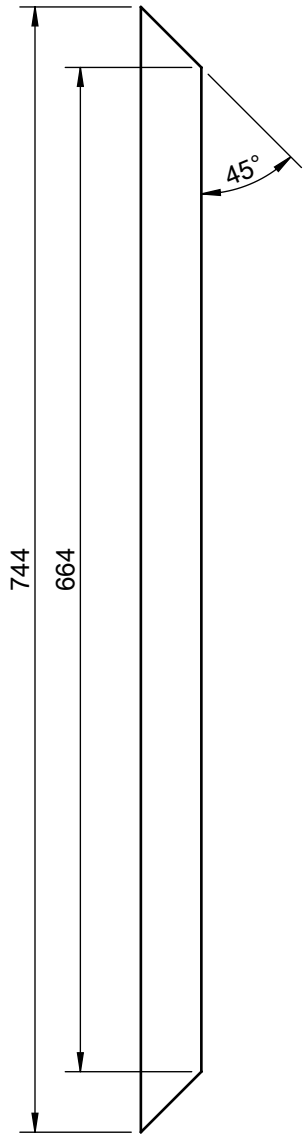
Número del dibujo: 18 de 20

(Sustitución)

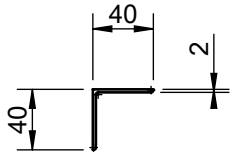




				Tolerancia		(Peso)	Materiales:
				±0,1		1.404 Kg	Acero negro
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	10/05/24	Salazar P.	SOPORTE PLANCHAS L
				Revisó:	18/05/24	Ing. López G.	Escala: 1:10
				Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica			Número del dibujo: 19 de 20 (Sustitución)







				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	865.39 gr	Acero negro	
					Fecha	Nombre	Denominación: / Escala:
				Dibujó:	10/05/24	Salazar P.	SOPORTE PLANCHAS S / 1:5
				Revisó:	18/05/24	Ing. López G.	
				Aprobó:	18/05/24	Ing. López G.	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 20 de 20	
						(Sustitución)	