

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y
MECÁNICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**“ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA
PENTAX MODELO CA80-200A DE 7.5 HP DE POTENCIA, OPERANDO COMO
TURBINA MEDIANTE EL USO DE UN BANCO DE PRUEBAS”**

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico.

PRESENTADO POR:

Bach. Gonzáles Cruz, Gina

ASESOR:

Dr. Catacora Acevedo, Edgar Alfredo

Financiado por UNSAAC Fondos Canon

CUSCO – PERÚ

2023

INFORME DE ORIGINALIDAD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-303-2020-UNSAAC)

El que suscribe, asesor del trabajo de tesis titulado: "Estudio del comportamiento de una bomba centrífuga Pentax modelo CA 80 - 200A de 7.5HP de rotación, operando como turbina mediante el uso de un banco de pruebas"

presentado por: Gina Gonzales Cruz con Nro. de DNI: 73771227 para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico.

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 02 veces, mediante el Software Antiplagio, conforme al Art. 6° del Reglamento para Uso de Sistema Antiplagio de la UNSAAC y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 8%

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No se considera plagio.	X
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las correcciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, quien a su vez eleva el informe a la autoridad académica para que tome las acciones correspondientes. Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

Por tanto, en mi condición de asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y adjunto la primera hoja del reporte del Sistema Antiplagio.

Cusco, 13 de Octubre del 2022


Firma

Post firma... Edgar A. Catacora Ovedo

Nro. de DNI... 23983057

ORCID del Asesor... <https://orcid.org/0000-0001-6182-9814>

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema Antiplagio:
<https://unsaac.turnitin.com/viewer/submissions/oid:27259:78696813/print?locale=es>

NOMBRE DEL TRABAJO

TESIS GII-FINAL.11.10.22.pdf

AUTOR

Gina Gonzales Cruz

RECUENTO DE PALABRAS

46756 Words

RECUENTO DE CARACTERES

255309 Characters

RECUENTO DE PÁGINAS

217 Pages

TAMAÑO DEL ARCHIVO

6.8MB

FECHA DE ENTREGA

Oct 13, 2022 10:55 PM GMT-5

FECHA DEL INFORME

Oct 13, 2022 10:58 PM GMT-5**● 8% de similitud general**

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cada base de datos

- 8% Base de datos de Internet
- Base de datos de Crossref
- 6% Base de datos de trabajos entregados
- 0% Base de datos de publicaciones
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

● Excluir del Reporte de Similitud

- Material bibliográfico
- Material citado
- Material citado
- Coincidencia baja (menos de 25 palabras)

PRESENTACIÓN

Señor:

Decano de la Facultad de Ingeniería Eléctrica, Electrónica, Informática y Mecánica.

Señores docentes miembros del jurado.

En cumplimiento con las disposiciones del Reglamento de Grados y Títulos vigentes regidas en nuestra casa de estudios, para optar el título de Ingeniero Mecánico, doy a conocer el Trabajo de Investigación de Desarrollo Tecnológico intitulado:

“ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA PENTAX MODELO CA80-200A DE 7.5 HP DE POTENCIA, OPERANDO COMO TURBINA MEDIANTE EL USO DE UN BANCO DE PRUEBAS”.

El presente trabajo de Investigación de Desarrollo Tecnológico, es realizado bajo el marco del Programa Yachayninchis Wiñarinanpaq financiado con fondos Canon, convocado por el Vicerrectorado de Investigación en el año 2017, de acuerdo al Plan Operativo del Proyecto de Investigación denominado: **“ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA DE 7.5 kW DE POTENCIA, OPERANDO COMO TURBINA PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA, MEDIANTE EL USO DE BANCO DE PRUEBAS”**. Para el desarrollo del mencionado proyecto, la UNSAAC firmó un convenio con el Consejo Nacional de Ciencia, Tecnología e Innovación Tecnológica (CONCYTEC) para la selección, supervisión y seguimiento de los proyectos seleccionados, labor llevada a cabo por el Fondo Nacional de Desarrollo Científico, Tecnológico y de Innovación Tecnológica (FONDECYT), que forma parte del Sistema Nacional de Ciencia, Tecnología e Innovación Tecnológica (SINACYT).

Bach. Gina Gonzáles Cruz.

DEDICATORIA

- Dedico esta investigación a dios en quien confió incondicionalmente y me enseñó a realizar con amor, pasión y empatía las acciones de la vida.
- A mi madre por ser mi apoyo incondicional, enseñarme que somos capaces de lograr todo lo que nos proponemos y tener siempre presente los valores que son lo único que nos identifica.

AGRADECIMIENTOS

- Agradezco a Dios por brindarme salud, guiarme en cada paso, permitirme cumplir cada una de mis metas y por darme la oportunidad de conocer grandes personas que con sus palabras, experiencias, consejos y enseñanzas supieron complementar mi formación.
- A mi madre y a mi familia por el apoyo incondicional.
- A mi asesor por compartirme sus experiencias, conocimientos y sobre todo paciencia.
- A los docentes de la escuela profesional de ingeniería mecánica de la UNSAAC, por mi formación académica y los conocimientos brindados para ser una profesional competente y eficiente.

RESUMEN

El desarrollo de la tesis de investigación tecnológica, tiene por objetivo analizar el comportamiento de una bomba centrífuga Pentax modelo CA80-200A de 7.5 HP de potencia, que operando en forma inversa pueda comportarse como turbina para la generación de energía mecánica y eléctrica, mediante el uso de un banco de pruebas.

El banco de pruebas consta de dos grupos de generación, un grupo convencional compuesto por una Turbina Michell Banki y el segundo grupo no convencional compuesto por una Bomba Centrífuga Operando como turbina (PAT). Ambos grupos de generación operan con condiciones de trabajo similar con la finalidad de analizar y comparar el desempeño de la PAT frente a la turbina convencional; estos grupos trabajan independientemente y son accionados por otra Bomba Centrífuga (Bomba Madre).

La PAT es seleccionada para operar en nuestras condiciones locales, el análisis del comportamiento se inicia con el desmontaje, toma de datos preliminares para corroborar el funcionamiento, ajustes y modificaciones que son necesarios para su mejor funcionamiento como turbina y lograr el objetivo deseado. El uso de Ansys 19, AutoCAD y Solidworks son aplicados en la tesis para obtener datos más precisos, tanto en los diseños como mejores resultados en el análisis de los triángulos de velocidades de la PAT, además de corroborar y respaldar los resultados obtenidos.

Palabras clave:

Bomba como turbina, Turbomáquinas no convencionales, Bombas reversibles.

ABSTRACT

The development of the technological research thesis, aims to analyze the behavior of a Pentax centrifugal pump model CA80-200A of 7.5 HP of power, which, operating in reverse, can behave as a turbine for the generation of mechanical and electrical energy, through the use of a test bench.

The test bench consists of two generation groups, a conventional group made up of a Michell Banki Turbine and the second unconventional group made up of a Centrifugal Pump Operating as a Turbine (PAT). Both generation groups operate with similar working conditions in order to analyze and compare the performance of the PAT against the conventional turbine; these groups work independently and are powered by another Centrifugal Pump (Mother Pump).

The PAT is selected to operate in our local conditions, the behavior analysis begins with the disassembly, preliminary data collection to corroborate the operation, adjustments and modifications that are necessary for its better operation as a turbine and achieve the desired objective. The use of Ansys 19, AutoCAD and Solidworks are applied in the thesis to obtain more precise data, both in the designs and better results in the analysis of the velocity triangles of the PAT, in addition to corroborating and supporting the results obtained.

KEYWORDS:

Pump as turbine, Unconventional turbomachines, Reversible Pumps.

INTRODUCCIÓN

El trabajo de investigación de desarrollo tecnológico presentado en esta tesis, se desarrolla con la finalidad de brindar una alternativa de generación energética que es ampliamente utilizada para cubrir necesidades en muchos países en desarrollo y a comparación de una generación convencional es mucho más viable.

En el capítulo I, Generalidades; se describe y plantea el problema, se definen los objetivos, las hipótesis, la justificación, los alcances y las limitaciones.

En el capítulo II, Marco Teórico; se desarrolla los conceptos teóricos de turbomáquinas hidráulicas, bombas hidráulicas y bombas trabajando como turbinas.

En el capítulo III, Bomba Operando como Turbina; de aquí en adelante será denominado PAT, estudiamos las diversas consideraciones tecnológicas que se deben tener en cuenta para la operación de esta turbomáquina en forma inversa para lo cual estudiamos los campos de aplicación de una PAT, los parámetros para su selección, sus curvas de comportamientos, describimos el equipo que será sometido a pruebas y se efectúa una descripción del banco de pruebas en el cual será instalado y sometido a pruebas, finalmente se realiza una breve descripción de la carga eléctrica.

En el capítulo IV, Análisis hidráulico de la PAT; en este capítulo, se realiza un análisis hidráulico de la bomba centrífuga seleccionada, el estudio de sus componentes internos y una caracterización física del rodete de la bomba para lo cual se toma sus dimensiones principales tanto de la carcasa, del rodete y de los álabes, sus características geométricas para luego ser sometiendo a cálculos teóricos para verificar su comportamiento hidráulico como bomba, luego se procede con el mismo análisis hidráulico pero trabajando el rodete como turbina y girando en forma

inversa, lo que permitirá determinar los parámetros de operación de la bomba como turbina que luego será sometida a pruebas en el banco.

En el capítulo V, Protocolo de pruebas; se realiza pruebas del comportamiento de la PAT a diferentes condiciones en función del tiempo, variando las cargas eléctricas, las velocidades (rpm), la frecuencia, las potencias e incluso variando la posición de la válvula mariposa a la entrada de la PAT y la válvula de desfogue de la BM. También se evalúa su comportamiento a diferentes condiciones de carga para determinar su producción de energía y evaluar su eficiencia.

En el capítulo VI, Evaluación económica; está enfocado a determinar los costos fijos de instalación como una unidad de generación de energía no convencional, determinado sus costos fijos y variables de instalación para luego evaluar sus costos de producción de energía en kWh, todo esto podrá ser comparado con los costos de instalación y producción de un grupo de generación de energía convencional lo que determinará la ventaja técnica y económica de utilizar bombas como turbinas.

La tesis culmina con las conclusiones, recomendaciones, apéndices, anexos y planos.

ÍNDICE

PRESENTACIÓN	II
DEDICATORIA	III
AGRADECIMIENTOS	IV
RESUMEN.....	V
ABSTRACT	VI
INTRODUCCIÓN	VII
ÍNDICE	IX
ÍNDICE DE TABLAS	XXI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XXII
GLOSARIO DE TÉRMINOS.....	XXVII
NOMENCLATURAS Y SÍMBOLOS.....	XXVIII
LISTADO DE SIGLAS	XXXI
CAPÍTULO I.....	1
GENERALIDADES	1
1.1 Ámbito Geográfico.....	1
1.1.1 Ubicación geográfica:	1
1.1.2 Condiciones meteorológicas:	2
1.2 Planteamiento del problema.....	2
1.3 Formulación del problema.	4
1.3.1 Problema General.....	4
1.3.2 Problemas Específicos	4
1.4 Objetivos	5

1.4.1 Objetivo General	5
1.4.2 Objetivos Específicos	5
1.5 Justificación del estudio	6
1.6 Hipótesis.....	7
1.6.1 Hipótesis General	7
1.6.2 Hipótesis Específicas	7
1.7 Variables	8
1.7.1 Variables independientes	8
1.7.2 Variables dependientes.....	9
1.7.3 Variables intervinientes.....	9
1.8 Alcances y limitaciones.....	9
1.8.1 Alcances:	9
1.8.2 Limitaciones:.....	9
1.9 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN	10
1.9.1 Tipo de investigación.	10
1.9.2 Nivel de la investigación.....	11
1.9.3 Diseño de la investigación	11
1.9.4 Estadística descriptiva de variables.....	13
1.10 Estado del Arte.....	16
1.10.1 En el contexto Nacional.	16

1.10.2 En el contexto mundial.....	18
CAPÍTULO II	20
MARCO TEÓRICO.....	20
2.1 Turbomáquinas hidráulicas	20
2.1.1 Definición:.....	20
2.1.2 Clasificación general de las turbomáquinas:.....	20
2.2 Ecuación fundamental de las turbomáquinas – Ecuación de Euler.....	22
2.2.1 Triángulo de velocidades:	23
2.2.2 Definición y deducción de la ecuación de euler:.....	23
2.2.3 Ecuación de Euler:	24
2.2.4 Segunda Ecuación de Euler:.....	24
2.2.5 Grado de acción y reacción:	25
2.3 Número específico de revoluciones en turbinas N_s	26
2.3.1 Clasificación de las turbinas hidráulicas según la velocidad específica.	27
2.4 Bombas hidráulicas.	28
2.4.1 Bombas centrífugas.	28
2.4.2 Elementos constitutivos de una bomba radial de eje horizontal – BC.....	29
2.4.3 Tipos de bombas centrífugas.....	30
2.4.4 Clasificación por su número específico de revoluciones	30
2.4.5 Pérdidas Hidráulicas.....	32

2.4.6 Pérdidas mecánicas	33
2.4.7 Potencias y Rendimientos.	34
2.4.8 Cavitación en bombas.	36
2.5 Turbomáquinas Reversibles.	36
Centrales de bombeo o reversibles:.....	36
2.6 Bomba trabajando como turbina.	37
2.6.1 ¿Por qué usamos una bomba como turbina?	37
2.6.2 Campos de aplicación de Bombas usadas como Turbinas.....	37
2.7 Bomba como turbina.	38
2.7.1 Componentes principales de una PAT:	32
2.7.2 Tipos de bombas utilizadas en modo turbina.....	33
2.8 Diferencias entre una bomba y una turbina.....	33
2.8.1 Algunas diferencias particulares.	34
2.8.2 Curvas de performance:	35
2.9 Motor de Inducción operando como Generador.	37
2.10 Equipo de Generación Convencional.....	39
2.11 Concepto de potencia en un circuito de corriente alterna.	39
CAPÍTULO III:	41
BOMBA OPERANDO COMO TURBINA.....	41
3.1 Introducción.	41

3.2 Metodologías de cálculo y selección de la PAT.	42
3.2.1 Método: J. M. Chapallaz, P. Eichenberger y G. Fischer – Manual en Bombas Usadas como Turbinas.....	42
3.2.2 Método: Augusto Nelson Carvalho Viana y Fabio J. Horta Nogueira - Bombas de Flujo Operando como Turbinas – Procedimiento de selección.	46
3.2.3 Método: Arthur Williams – Bombas como turbinas (Una guía de uso).	48
3.3 Características Operativas de la PAT como Grupo Hidroeléctrico.	51
3.4 Características de la bomba centrífuga que se utilizará como turbina.	53
3.5 Desmontaje de la bomba centrífuga PENTAX modelo CA80-200A.	54
3.6 Herramientas usadas para el desmontaje de la Bomba Centrífuga Pentax.	56
3.7 Banco de pruebas para bomba turbina.	57
3.7.1 Grupo de bombeo o bomba madre (BM) - definir Q y H:	58
3.7.2 Grupo hidroeléctrico convencional – Turbina Michell Banki y Componentes.	58
3.7.3 Grupo hidroeléctrico no convencional – bomba trabajando como turbina (PAT)..	60
3.7.4 Rangos de trabajo en banco de pruebas	61
3.7.5 Carga eléctrica (CE) del grupo hidroeléctrico no convencional.	62
CAPÍTULO IV:.....	64
ANÁLISIS HIDRÁULICO DE LA PAT	64
4.1. Análisis hidráulico de la bomba operando como bomba.	64
4.1.1 Análisis de la voluta o carcasa de la bomba.....	64
4.1.2 Análisis del impulsor de la bomba Pentax.	64

4.2 Toma de datos físicos de los componentes de la bomba.....	65
4.2.1 Dimensionamiento del rodete.	65
4.2.2 Dimensionamiento del eje.....	66
4.3 Obtención y análisis del molde del álabe del rodete.	67
4.3.1 Obtención del álabe del rodete en material cerámico en frío.....	67
4.3.2 Corroborando medidas del álabe de material cerámico.	68
4.4 Parámetros de operación de la Bomba operando como Bomba.....	68
4.4.1 Datos de la Bomba Pentax – Placa.....	68
4.4.2 Cálculo del N_s	69
4.4.3 Cálculo de los Triángulos de velocidades.	70
4.4.4 Cálculo de la velocidad tangencial de entrada:	70
4.4.5 Cálculo de la velocidad absoluta de entrada:	71
4.4.6 Cálculo de la velocidad relativa de entrada:	71
4.4.7 Cálculo de la velocidad meridiana de entrada (C_{m1}) y salida (C_{m2}):	71
4.4.8 Cálculo de la velocidad lineal de salida:	72
4.4.9 Cálculo de la proyección de la velocidad relativa sobre la velocidad tangencial a la salida:	72
4.4.10 Cálculo de la proyección de la velocidad absoluta sobre la velocidad tangencial de salida:	72
4.4.11 Cálculo de la velocidad relativa de salida:	73

4.4.12 Cálculo de la velocidad absoluta de salida:.....	73
4.4.13 Cálculo del ángulo de salida entre C y U:.....	74
4.4.14 Triángulos de velocidades para nuestra BC.....	74
4.4.15 Recalculando el caudal de la bomba con los datos físicos del rodete:.....	75
4.4.16 Calculamos la altura del Rodete con la ecuación de Euler:	75
4.4.17 Calculamos la eficiencia hidráulica:	76
4.4.18 Cálculo de la Potencia en el eje.....	76
4.4.19 Cálculo tomando con eficiencia de la bomba 0.77 del Catálogo-Pentax:.....	76
4.5 Análisis hidráulico de la bomba operando como turbina (PAT).....	77
4.5.1 Análisis de la voluta o carcasa de la bomba Pentax operando como turbina.....	77
4.5.2 Análisis del rodete de la bomba Pentax operando como turbina.	78
4.6 Verificación del Comportamiento de los Elementos Mecánicos de la PAT.....	79
4.6.1 Comportamiento del tornillo del impulsor.....	79
4.6.2 Transmisión del torque al motor de inducción.....	81
4.6.3 Comportamiento de los álabes del rotor.....	82
4.7 Montaje de la bomba centrífuga lista para operar como turbina.....	83
4.8 Análisis de los parámetros de operación de la PAT.....	87
4.8.1 Datos operativos de la PAT.....	87
4.8.2 Cálculo de la Potencia en el eje en condiciones nominales:	88
4.8.3 Cálculo de la Potencia eléctrica:	88

4.8.4 Dimensiones del rodete para continuar con el cálculo de la PAT:	89
4.8.5 Parámetros hidráulicos Q y Hn del sistema para operación de la PAT.	90
4.8.6 Cálculo del Ns y grado de reacción.....	90
4.8.7 Análisis de los triángulos de velocidades de la PAT.	91
4.8.8 Cálculo de la velocidad meridiana de entrada teniendo los valores de la PAT:	91
4.8.9 Cálculo de la proyección de C1 sobre U1:.....	92
4.8.10 Cálculo de la velocidad tangencial de salida de la PAT:	92
4.8.11 Cálculo del ángulo de salida β_1 de la PAT:	92
4.8.12 Cálculo de la velocidad relativa de salida de la PAT:.....	93
4.8.13 Cálculo de la velocidad tangencial de entrada de la PAT:.....	93
4.8.14 Cálculo de la proyección de la velocidad relativa sobre la velocidad tangencial a la salida:	93
4.8.15 Cálculo de la proyección de la velocidad absoluta sobre la velocidad tangencial de entrada:.....	94
4.8.16 Cálculo de la velocidad relativa de entrada:	94
4.8.17 Cálculo de la velocidad absoluta de entrada:	94
4.8.18 Cálculo del ángulo de entrada entre C y U:	95
4.8.19 Cálculo de la altura del rodete con la Ecuación de Euler:.....	95
4.8.20 Cálculo de la eficiencia hidráulica:	96
4.8.21 Cálculo del grado de reacción R	96

4.9 Análisis del tubo de aspiración de la bomba Pentax operando como turbina.....	97
4.9.1 Funciones que desempeña el tubo de aspiración:	98
CAPÍTULO V:	99
PROTOCOLO DE PRUEBAS	99
5.1 Introducción	99
5.2 Pruebas de comportamiento de la PAT en función del tiempo (100 segundos) a plena CE, una frecuencia de 60 Hz y 220 voltios de salida.....	103
5.2.1 Curvas del comportamiento del caudal de la PAT durante 100 segundos para 2 posiciones de CE.....	106
5.2.2 Curvas del comportamiento de la altura estática de la PAT durante 100 segundos para 2 posiciones de CE.....	110
5.2.3 Curvas del comportamiento de la velocidad rpm de la PAT durante 100 segundos para 2 posiciones de CE.....	114
5.2.4 Curvas del comportamiento de la Potencia Activa de la PAT durante 100 segundos para 2 posiciones de CE:.....	118
5.3 Pruebas de comportamiento de la PAT con frecuencia variable de la BM y CE cte. ..	122
5.3.1 Curvas del comportamiento del caudal de la PAT durante 100 segundos a diferentes frecuencias de la BM y CE cte.	122
5.3.2 Curvas del comportamiento de la altura estática de la PAT durante 100 segundos a diferentes frecuencias de la BM y CE cte.	123
5.3.3 Curvas del comportamiento de la potencia activa de la PAT durante 100 segundos a diferentes frecuencias de la BM y CE cte.	123

5.3.4 Curvas del comportamiento promedio: del caudal y la potencia activa versus la velocidad (rpm) de la PAT a diferentes frecuencias de la BM y CE cte.	124
5.3.5 Curvas del comportamiento promedio: de la potencia activa versus el caudal de la PAT a diferentes frecuencias de la BM y CE cte.....	125
5.3.6 Curvas del comportamiento promedio de la altura estatica versus el caudal de la PAT a diferentes frecuencias de la BM y CE cte.....	125
5.4 Pruebas de comportamiento de la PAT variando la frecuencia para cada punto de la válvula mariposa y a una sola posición de CE.....	126
5.4.1 Procesamiento de valores promedios variando la válvula mariposa (VM).....	126
5.5 Pruebas de la PAT con cargas inductivas, capacitivas y resistivas RLC.	128
Las pruebas se realizan teniendo las siguientes consideraciones:	128
5.5.1 Curvas del comportamiento de la altura neta y eficiencia de la turbina en función del caudal de la PAT.	130
5.5.2 Curvas del comportamiento de la potencia en el eje y la altura neta en función del caudal de la PAT.	131
5.5.3 Curvas del comportamiento de la potencia en el eje y la eficiencia de la turbina en función del caudal de la PAT.....	132
5.5.4 Curvas del comportamiento de la potencia en el eje (P_e), potencia eléctrica (PEE) y potencia hidráulica (P_h) de la turbina en función del caudal de la PAT.....	133
5.5.5 Curvas del comportamiento de la eficiencia del sistema y eficiencia de la turbina en función del caudal de la PAT.....	133

5.6 Pruebas de comportamiento de la Turbina Michell Banki.....	134
5.6.1 Pruebas a plena carga en diferentes posiciones.....	134
5.7 Herramientas usadas para tomar medidas.....	137
5.7.1 Tacómetro digital:.....	137
5.7.2 Multímetro digital:.....	137
5.7.3 Multímetro de pinza:.....	138
CAPÍTULO VI:.....	139
EVALUACIÓN ECONÓMICA.....	139
6.1 Generalidades.....	139
6.2 Objetivo de la Evaluación Económica.....	139
6.3 Alternativas de generación.....	140
6.3.1 Grupo de generación no convencional:.....	140
6.3.2 Grupo de generación convencional:.....	140
6.4 Presupuesto Base.....	140
6.5 Evaluación de costos fijos y variables.....	142
6.5.1 Costos Fijos:.....	142
6.5.2 Costos Variables:.....	144
6.5.3 Costos Totales:.....	144
6.6 Determinación de Costos de kWh Instalado y kWh Producido.....	146
CONCLUSIONES.....	151
RECOMENDACIONES.....	156

BIBLIOGRAFÍA.....	157
APÉNDICES.....	159
Apéndice 1: Matriz de consistencia	159
Apéndice 2: Hoja de cálculo dinámica de la selección de la bomba centrífuga.	160
Apéndice 3: Hoja de cálculo dinámica del comportamiento de la bomba centrífuga.....	161
Apéndice 4: Hoja de cálculo dinámica del comportamiento de la PAT.	161
Apéndice 5: Tableros del sistema de control y automatización.	162
Apéndice 6: Banco de condensadores y Carga eléctrica (Resistencias eléctricas).	164
Apéndice 7: Sistema de control y automatización del banco de pruebas.....	164
Apéndice 8: Sistema de control y automatización (Hoja de parámetros).	165
Apéndice 9: Procesamiento de los datos obtenidos del PLC de la PAT y la TMB.	165
Apéndice 10: Cartilla de mantenimiento de la PAT.	167
Apéndice 11: Orden de Trabajo de Mantenimiento de la PAT.....	168
Apéndice 12: Guía de operación de pruebas en el banco.....	169
ANEXOS.....	170
ANEXO 1: Curva de la bomba seleccionada.....	170
ANEXO 2: Características constructivas de la bomba seleccionada	171
ANEXO 3: Detalles característicos y dimensiones físicas de la bomba seleccionada.....	172
ANEXO 4: Coeficiente de pérdidas	173
ANEXO 5: Especificaciones técnicas de la PAT.....	174
ANEXO 6: Materiales de construcción- Grupo M Y L, modelo 3756.	175
ANEXO 7: Materiales para la construcción de turbomáquinas.	177
PLANOS	178

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Condiciones meteorológicas donde está ubicado el Banco de Pruebas.....	2
Tabla 2: Descripción de la Correlación.....	16
Tabla 3: Clasificación general de las turbomáquinas, detalles, especificaciones y diferencias existentes.....	20
Tabla 4: Diferencias entre una bomba y una turbina.	34
Tabla 5: Características principales del rendimiento en modo bomba y turbina.....	37
Tabla 6: Datos de la placa de la bomba centrífuga.....	53
Tabla 7: Componentes del grupo convencional y grupo Bomba – Turbina.....	58
Tabla 8: Componentes en línea de succión de la Turbina Michell Banki.....	59
Tabla 9: Componentes en línea de presión de la PAT.	60
Tabla 10: Rangos de trabajo de la PAT.....	61
Tabla 11: Dimensiones del rotor de la bomba centrífuga Pentax.	66
Tabla 12: Dimensiones del eje de la bomba centrífuga Pentax.....	67
Tabla 13: Datos de la placa de la bomba Pentax CA80-200A.	68
Tabla 14: Rangos de eficiencias para Turbomáquinas.....	69
Tabla 15: Datos obtenidos para el cálculo de los triángulos de velocidad.	70
Tabla 16: Condiciones de trabajo del BP.	87
Tabla 17: Datos operativos de entrada de la PAT.....	87
Tabla 18: Potencias, eficiencias y altura neta de trabajo en la PAT en condiciones nominales.....	88
Tabla 19: Datos físicos tomados del rodete de la bomba Pentax.....	89
Tabla 20: Rangos operativos de trabajo de la PAT 101	101
Tabla 24: Datos de entrada en la BM y de la PAT.	128
Tabla 25: Datos eléctricos del generador asíncrono y parámetros de salida del grupo.....	129
Tabla 26: Metrado y presupuesto de la M.C.H. Bomba Turbina.	141
Tabla 27: Metrado y presupuesto de la M.C.H. Turbina Hidráulica.	142
Tabla 28: Costos fijos y costos variables de la PAT.	147
Tabla 29: Costos fijos y costos variables de la Turbina Hidráulica Michell Banki.....	148
Tabla 30: Características constructivas de una bomba centrífuga.	174
Tabla 31: Materiales de construcción – Modelo 3756.	175
Tabla 32: Materiales de construcción – Modelo 3756.	176
Tabla 33: Materiales de construcción de la caja prensaestopas – Modelo 3756.....	176
Tabla 34: Materiales de construcción – Modelo 3756.	176
Tabla 35: Materiales para la construcción de turbomáquinas.	177

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Ciudad Universitaria de Perayoc y Laboratorio de Máquinas Hidráulicas. Fuente: Elaboración propia.....	1
Figura 2: Valores descriptivos del Caudal. Fuente: Elaboración propia - SPSS.....	15
Figura 3: Módulo de Bomba funcionando como Turbina UNA PUNO Fuente: (Quispe & Maquera, 2019, p. 127).....	17
Figura 4: Módulo para BFT y turbina MB UCSM Arequipa Fuente: (Neyra & Amado, 2011).....	17
Figura 5: a) Turbina axial; b) Turbina radial; c) Turbina tangencial. Fuente: (Fernández, p. 04).....	21
Figura 6: Rodete de una bomba centrífuga con los triángulos de velocidad: a) corte meridional b) corte transversal. Fuente: (Mataix, 1986, p. 359).....	22
Figura 7: Componentes de los triángulos de velocidad de entrada y salida Fuente: (Mataix, 1986, p. 365).	23
Figura 8: Triángulo de velocidades. Fuente: Elaboración propia.....	24
Figura 9: Características principales de turbinas hidráulicas. Fuente: (Sanchez & Ramirez ITDG, 1995, p. 127).	27
Figura 10: Clasificación de las bombas hidráulicas. Fuente: (Portal electromecanico, s.f.).....	28
Figura 11: Partes de una Bomba Centrífuga. Fuente: (Fernández, pág. 02).....	29
Figura 12: Curva característica de la bomba radial Fuente: (OCWS - Universidad de Sevilla, 2007).	30
Figura 13: Rodete: cerrado de simple aspiración, cerrado de doble aspiración, semiabierto de simple aspiración y abierto de doble aspiración sin cara anterior ni posterior. Fuente: (Mataix, 1986, p. 380).	30
Figura 14: a) Rodete radial lento N_s entre 40 a 80, b) N_s de 80 a 140, c) N_s de 140 a 300, d) Rodete semi axial o mixto con N_s de 300 a 600, e) Rodete axial rápido con N_s entre 600 a 1800. Fuente: (Mataix, 1986, p. 381).	31
Figura 15: Bomba con solo caja espiral, con caja espiral y cono difusor, con caja espiral, corona directriz y cono difusor (Fuente: Mataix, 1986, p. 382).	31
Figura 16: Pérdidas interiores q_i , y pérdidas exteriores q_e . (Fuente: Mataix, 1986, p. 391)	32
Figura 17: Lugares donde tiene lugar las pérdidas mecánicas, en el disco Pm_3 , en las estopas Pm_2 y en el rodamiento Pm_1 . (Fuente: Mataix, 1986, p. 393)	33
Figura 18: Diagrama de Sankey, representa las pérdidas mecánicas, hidráulicas y volumétricas y la entrega de potencia final P entregada al fluido. (Fuente: Mataix, 1986, p. 394).....	33
Figura 19: Esquema básico de funcionamiento de una central de acumulación por bombeo. Fuente: (Zamora & Viedma, 2016, p. 250).....	37
Figura 20: Bomba centrífuga funcionando como bomba y como turbina. Fuente: (Carvalho & Horta, 1990, p. 02)	32
Figura 21: Descripción de la bomba trabajando como turbina en el banco de pruebas. (Fuente: Elaboración propia).....	33
Figura 22: Principal diferencia de fluido y flujo de energía en bombas y turbinas. Fuente: (Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 09) Procesamiento: (Gina Gonzáles).	33
Figura 23: Características completas de una bomba para velocidad constante. (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 34) Procesamiento: (Gina Gonzáles).	36
Figura 24: Partes de un Motor Jaula de Ardilla. Fuente: (Herrera, 2018, pág. 04).....	38
Figura 25: Motor de inducción. Fuente: Elaboración propia.	38

Figura 26: Rangos generales de aplicación de diferentes tipos de turbinas y turbina Michell Banki. Fuente: (Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 15) y Elaboración propia.	39
Figura 27: Ecuación y triángulo de potencias en un circuito de corriente alterna. Fuente: (Wikipedia, 2021).	40
Figura 28: Rangos generales de aplicación de diferentes tipos de turbinas y PAT. (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 15)	42
Figura 29: Eficiencia máxima de la bomba en función de la velocidad específica y el caudal. (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 44).....	44
Figura 30: Coeficiente de altura. (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 41)	45
Figura 31: Coeficiente de caudal. (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 41)	45
Figura 32: Coeficiente de caudal y altura versus la velocidad específica de la BFT. (Fuente: Carvalho & Horta, 1990, p. 03)	46
Figura 33: Rangos de altura y caudal para: varias opciones de turbinas y manejo directo de PAT. (Fuente: Williams, 1997, p. 05)	49
Figura 34: Curva de eficiencia típicas bombas como turbinas. (Fuente: Williams, 1997, p. 42)	50
Figura 35: Datos de la placa de la bomba Pentax. Fuente: Elaboración Propia.	53
Figura 36: Desmontando los pernos de la carcasa. Fuente: Elaboración Propia.....	54
Figura 37: Desmontando: la carcasa y el rotor. Fuente: Elaboración Propia.....	54
Figura 38: Desmontando: sello mecánico, chaveta y eje con los rodamientos. Fuente: Elaboración Propia.	55
Figura 39: Desmontaje: pernos, tuerca del impulsor, chavetas y sello mecánico. Fuente: Elaboración propia.	55
Figura 40: Bomba centrífuga desmontada. Fuente: Elaboración Propia.	55
Figura 41: Juego de dados y maneral – Bomba centrífuga completamente desmontada. Fuente: Elaboración Propia.	56
Figura 42: Extractor de poleas, Chipote o martillo de goma y Aceite lubricante. Fuente: Elaboración Propia.	56
Figura 43: Componentes del banco de pruebas. Fuente: (Gustin, 2020, p. 50)	57
Figura 44: Datos de la placa de la BM e imagen. Fuente: Elaboración propia.	58
Figura 45: Componentes en línea de succión de la Turbina Michell Banki. Fuente: Elaboración propia... ..	59
Figura 46: Componentes en línea de presión de la PAT. Fuente: Elaboración propia.....	60
Figura 47: Diferentes tipos de PAT según potencia, caudal y altura. Fuente: Carravetta, 018, p. 12.	62
Figura 48: Carga eléctrica de 4000 W (carga resistiva con puntos variables). Fuente: Elaboración propia.	63
Figura 49: Bomba con voluta no espiral y con voluta espiral. Fuente: (Williams, 1997, p. 04)	64
Figura 50: Rotor de la bomba centrífuga Pentax y triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete de la BC. (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 181 y Elaboración Propia)	65
Figura 51: Rotor de la bomba centrífuga Pentax. Fuente: Elaboración Propia.	65
Figura 52: Eje de la bomba centrífuga Pentax fotografía, diseño en AUTOCAD y diseño en ANSYS. Fuente: Elaboración Propia.	66
Figura 53: Adaptación de la cerámica en frío al álabe y obtención del molde. Fuente: Elaboración Propia.	67
Figura 54: Corroborando álabe de cerámico en frío en el diseño a mano alzada y en Autocad. Fuente: Elaboración Propia.	68

Figura 55: Gráfico de eficiencias de la Bomba Pentax CA80-200A en función del Caudal. (Fuente: Pentax, 2019)	69
Figura 56: Triángulos de velocidades a la entrada y salida de la Bomba Centrífuga. Fuente: Elaboracion Propia.	74
Figura 57: Comparando el comportamiento de la voluta de una Bomba con el distribuidor de una Turbina Francis. (Fuente: Williams, 1997, p. 10 y Carravetta, Derakhshan & Ramos, 2018, p. 29)	77
Figura 58: Carcasa de la Bomba Pentax. Fuente: Elaboración Propia.	78
Figura 59: Rotor de la bomba, impulsor y detalles de una pala. Fuente: Elaboración Propia y (Carravetta, Derakhshan y Ramos, Pumps as Turbines, pág.29, 2018).	78
Figura 60: Adaptando el prisionero al Tornillo del impulsor. Fuente: Elaboración Propia.....	80
Figura 61: Juego de Machos, Llaves Hexagonales y Maneral tipo Garrote. Fuente: Elaboración Propia... ..	80
Figura 62: Adaptando los prisioneros a la polea que ira conectada a la PAT. Fuente: Elaboración Propia.	81
Figura 63: Adaptando los prisioneros a la polea de la PAT y al motor de inducción. Fuente: Elaboración Propia.....	82
Figura 64: Limando la periferia de los álabes del rodete a la entrada del fluido. Fuente: Elaboración Propia.....	82
Figura 65: Cubierta del sello y sello mecánico. Fuente: Elaboración Propia.	83
Figura 66: Montaje del sello mecánico. Fuente: Elaboración Propia.	83
Figura 67: Comprimiendo sello mecánico. Fuente: Elaboración Propia.....	84
Figura 68: Comprimiendo el sello mecánico, chaveta colocada y seguidamente el rodete. Fuente: Elaboración Propia.....	84
Figura 69: Aplicando Loctite al perno roscado y al tornillo del impulsor. Fuente: Elaboración Propia.....	85
Figura 70: Aplicando Loctite al prisionero y tornillo completamente colocado. Fuente: Elaboración Propia.....	85
Figura 71: Colocando grasa al canal del anillo y asegurando los pernos a la carcasa. Fuente: Elaboración Propia.....	86
Figura 72: Juego de dados y maneral para asegurar pernos y PAT completamente montada para su operación. Fuente: Elaboración propia.	86
Figura 73: Triángulo de velocidades a la entrada de la PAT. Fuente: (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 36).....	89
Figura 74: Características principales de Turbinas Hidráulicas. Fuente: (Sanchez & Ramirez ITDG, 1995, p. 127).....	91
Figura 75: Diseño del tubo de aspiración y dimensiones principales. (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 67).....	98
Figura 76: Configuración de sistema de captura de datos y control. Fuente: Elaboración PI.....	99
Figura 77: Esquema de comunicación entre los distintos elementos del sistema de control del banco de pruebas. Fuente: Elaboración PI.....	100
Figura 78: Sistema de Control y Automatización del Banco de Pruebas y Hoja de Parámetros. Fuente: Elaboración propia.....	102
Figura 79: Datos de las condiciones de trabajo obtenidas en dos posiciones de trabajo en el banco de pruebas. Fuente: Elaboración Propia.....	106
Figura 80: Curvas del comportamiento del caudal de la PAT en 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.....	106

Figura 81: Estadísticos descriptivos de la variable Caudal Q1 y Q2. Fuente: Elaboracion propia – SSPS V25.	107
Figura 82: Regresión lineal Q1, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboracion propia – SSPS V25.	108
Figura 83: Regresión lineal Q2, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboración Propia – SSPS V25.	109
Figura 84: Curvas del comportamiento de la altura de entrada H1 PAT en 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.	110
Figura 85: Estadísticos descriptivos de variable Altura de entrada H1 y H2. Fuente: Elaboracion propia – SSPS V25.	111
Figura 86: Regresión lineal de H1, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboracion propia – SSPS V25.	112
Figura 87: Regresión lineal de H2, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboracion propia – SSPS V25.	113
Figura 88: Curvas del comportamiento de la velocidad de la PAT en 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.	114
Figura 89: Estadísticos descriptivos de la variable RPM1 y RPM2. Fuente: Elaboración propia – SSPS V25.	115
Figura 90: Regresión lineal de RPM1, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboración propia – SSPS V25.	116
Figura 91: Regresión lineal de RPM2, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboracion propia – SSPS V25.	117
Figura 92: Curvas del comportamiento de la Potencia Activa de la PAT durante 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.	118
Figura 93: Estadísticos descriptivos de la Potencia Activa Pa1 y Pa2. Fuente: Elaboración propia – SSPS V25.	119
Figura 94: Regresión lineal de la Potencia activa Pa1, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboracion propia – SSPS V25.	120
Figura 95: Regresión lineal de la Potencia activa Pa2, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboracion propia – SSPS V25.	121
Figura 96: Curvas del comportamiento del caudal de la PAT en 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.	122
Figura 97: Curvas del comportamiento de la altura estatica de la PAT en 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.	123
Figura 98: Curvas del comportamiento de la potencia activa de la PAT en 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.	123
Figura 99: Curvas del comportamiento promedio: del caudal y la potencia activa versus la velocidad (rpm) de la PAT. Fuente: Elaboración Propia.	124
Figura 100: Curvas del comportamiento de la potencia activa versus la velocidad (rpm) de la PAT durante 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.	125
Figura 101: Curvas del comportamiento promedio de la altura versus el caudal de la PAT. Fuente: Elaboración Propia.	125
Figura 102: Curvas del comportamiento de los caudales en función de la velocidad. Fuente: Elaboración Propia.	126

Figura 103: Curvas del comportamiento de las potencias activas en función del caudal. Fuente: Elaboración Propia.....	127
Figura 104: Curvas del comportamiento de las alturas estáticas en función del caudal. Fuente: Elaboración Propia.....	127
Figura 105: Análisis y datos de entrada de la PAT como volumen de control entre la entrada y la salida.	130
Figura 106: Curvas de comportamiento típico de turbinas. Fuente: (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 177).....	130
Figura 107: Curvas del comportamiento de la altura neta y eficiencia de la turbina en función del Caudal. Fuente: Elaboración Propia.....	131
Figura 108: Curvas del comportamiento de la potencia en el eje y altura neta en función del caudal. Fuente: Elaboración Propia.....	131
Figura 109: Curvas del comportamiento de la potencia al eje y la eficiencia de la turbina en función del caudal. Fuente: Elaboración Propia.	132
Figura 110: Curvas del comportamiento de la potencia al eje y la eficiencia de la turbina en función del caudal. Fuente: Elaboración Propia.	133
Figura 111: Curvas del comportamiento de la eficiencia del sistema y eficiencia de la turbina en función del caudal. Fuente: Elaboración Propia.	133
Figura 112: Curvas del comportamiento del caudal de la MB durante 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.....	134
Figura 113: Curvas del comportamiento de la altura de entrada de la MB durante 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.....	135
Figura 114: Curvas del comportamiento de la velocidad de la MB durante 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.....	135
Figura 115: Curvas del comportamiento de la potencia activa de la MB durante 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.....	136
Figura 116: Tacómetro digital. Fuente: Elaboración propia.	137
Figura 117: Multímetro digital. Fuente: Elaboración propia.	138
Figura 118: Multímetro de pinzas y medición de la carga. Fuente: Elaboración propia.	138
Figura 119: Costos de kW instalado de ambos grupos de generación. Fuente: elaboración propia.	149
Figura 120: Costos de kWh generado de ambos grupos de generación. Fuente: elaboración propia.....	149

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Ansys: Software que ayuda a encontrar soluciones a problemas de ingeniería a través de la teoría de los elementos finitos para estructuras y de los volúmenes finitos para fluidos.

Cavitación: Efecto hidrodinámico que se produce cuando se crean cavidades de vapor dentro del agua en el que actúan fuerzas que responden a diferencias de presión, como sucede cuando el fluido pasa a gran velocidad por una arista afilada, produciendo una descompresión del fluido.

Densidad o peso específico: Relación existente entre una masa y el volumen que ocupa en unas condiciones de referencia de presión y temperatura dadas.

Energía: En física, se define como la capacidad para realizar un trabajo.

Factor ambiental: Condición de operación que produce deterioro físico o químico. Incluye corrosión, erosión y daño físico.

Frecuencia: Número de repeticiones por unidad de tiempo.

Golpe de ariete: Sucede cuando se cierra bruscamente una válvula o un grifo instalado en el extremo de una tubería de cierta longitud, originando una sobrepresión, esta sobrepresión tiene dos efectos: comprime ligeramente el fluido, reduciendo su volumen, y dilata ligeramente la tubería.

Montaje: La unión o ensamble de dos componentes por pernos, soldadura, sellado o roscado en su posición de diseño especificada.

Niple: Pedazo de tubo menor a 0.3 m.

Potencia: Es el trabajo que realiza una máquina por unidad de tiempo.

Wafer: Característica de válvula de cuerpo corto en relación al diámetro de tubería diseñado para instalarse entre bridas mediante pernos de largo determinado.

NOMENCLATURAS Y SÍMBOLOS

nqt:	Velocidad específica de la BFT.	<i>SI</i>
nt:	Velocidad de rotación de la BFT.	<i>rpm</i>
Ht:	Altura de la BFT.	<i>m</i>
g:	Aceleración de gravedad.	<i>m/s²</i>
Q_t:	Caudal disponible para el aprovechamiento de la BFT.	<i>m³/s</i>
nqb:	Velocidad específica de la bomba.	<i>SI</i>
Q_{bf}:	Caudal ficticio de la bomba.	<i>m³/s</i>
Hb:	Altura de la bomba que será utilizada como Turbina.	<i>m</i>
Ka:	Coeficiente de altura.	---
Q_b:	Caudal de la bomba que será utilizada como Turbina.	<i>m³/s</i>
Kq:	Coeficiente de Caudal.	---
nqa:	Velocidad específica de la bomba o BFT.	<i>SI</i>
Hob:	Altura referente a velocidad nominal de la bomba en el catálogo.	<i>m</i>
nob:	Velocidad nominal de la bomba en el catálogo.	<i>rpm</i>
nb:	Velocidad de rotación de la bomba.	<i>rpm</i>
Q_{ob}:	Caudal referente a velocidad nominal de la bomba en el catálogo.	<i>m³/s</i>
Q_{bep}:	Caudal de la bomba en BEP.	<i>m³/s</i>
η_{max}:	Eficiencia máxima de la bomba.	%
$Hbep$:	Altura de turbina en BEP.	<i>m</i>
η_t:	Eficiencia de la turbina	%
η_g:	Eficiencia del generador.	%
η_{ac}:	Eficiencia de acoplamiento.	%
Hn:	Altura de la bomba que será utilizada como Turbina.	<i>m</i>
n:	Velocidad de rotación.	<i>rpm</i>
P:	Potencia.	<i>kW</i>
η_b:	Eficiencia de la bomba.	%
η_t:	Eficiencia de la turbina.	%
P_r:	Presión.	<i>bar</i>
γ:	Peso específico.	<i>SI</i>

ρ :	Densidad de agua.	Kg/m^3
Ns :	Velocidad específica.	---
U_1 :	Velocidad tangencial de entrada.	m/s
D_1 :	Diámetro promedio de entrada del rodete	m
b_1 :	Ancho del rodete a la entrada.	m
C_1 :	Velocidad absoluta de entrada.	m/s
β_1 :	Ángulo de entrada entre W y U.	°
α_1 :	Ángulo de entrada.	°
W_1 :	Velocidad relativa de entrada.	m/s
$Cm1$:	Velocidad merididana de entrada.	m/s
$W1u$:	Velocidad relativa de entrada respecto a velocidad tangencial.	m/s
$C1u$:	Velocidad absoluta de entrada respecto a velocidad tangencial.	m/s
U_2 :	Velocidad tangencial de salida.	m/s
D_2 :	Diámetro de salida del rodete	m
b_2 :	Ancho del rodete a la salida	m
C_2 :	Velocidad absoluta de salida .	m/s
W_2 :	Velocidad relativa de salida.	m/s
$W2u$:	Velocidad relativa de salida respecto a velocidad tangencial.	m/s
$Cm2$:	Velocidad merididana de salida.	m/s
β_2 :	Ángulo de salida entre U y W.	°
$C2u$:	Velocidad absoluta de salida respecto a velocidad tangencial.	m/s
α_2 :	Ángulo de salida entre C y U.	°
H_r :	Altura del rodete.	m
η_h :	Eficiencia hidráulica.	%
Pe :	Potencia en el eje.	kW
PEE :	Potencia eléctrica del motor de inducción.	kW
η_{tr} :	Eficiencia de transmisión.	%
$P1$:	Potencia activa de la PAT.	W
$Q1$:	Potencia reactiva de la PAT.	W
$S1$:	Potencia aparente de la PAT.	W
$P2$:	Potencia activa de la MB.	W

Q2:	Potencia reactiva de la MB.	W
S2:	Potencia aparente de la MB.	W
t:	Tiempo.	s
H1:	Altura estática.	m
R:	Grado de reacción.	---
H_E:	Altura estática.	m
H_D:	Altura dinámica.	m
H_{total}:	Altura total.	m
N_q:	Número específico de revoluciones en función del caudal.	---
P_a:	Potencia de accionamiento.	W
P_i:	Potencia interna.	W
η_i:	Eficiencia internas.	%
η_v:	Eficiencia volumétrica.	%
η_m:	Eficiencia mecánica.	%
η_g:	Eficiencia de generación.	%
NPSH_{necesaria}:	Altura de aspiración necesaria.	---
H_{s max}:	Altura de aspiración máxima de la bomba.	m
QDAL:	Caudal.	m ³ /s
RPM1:	Velocidad de rotación.	rpm
CE:	Carga eléctrica.	---

LISTADO DE SIGLAS

- AISI:** American Iron and Steel Institute (Instituto Americano del Hierro y el Acero).
- ANSI:** American National Standards Institute (Instituto Americano de Estándares Nacionales).
- API:** American Petroleum Institute (Instituto Americano del Petróleo).
- ASTM:** American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana para Materiales y Pruebas).
- ASME:** American Society of Mechanical Engineering (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos).
- BFT:** Bomba funcionando como turbina.
- CAD:** Computer Aided Design (Diseño Asistido por Computadora).
- CFD:** Computacional Fluid Dynamics (Dinámica de Fluidos Computacional).
- CONCYTEC:** Consejo Nacional de Ciencia, Tecnología e Innovación Tecnológica.
- DIN:** Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemán de Normalización).
- DN:** Diameter Nominal (diámetro nominal del sistema métrico, dado en milímetros).
- FONDECYT:** Fondo Nacional de Desarrollo Científico y Tecnológico.
- PI:** Proyecto de investigación.
- BP:** Banco de pruebas.
- BM:** Bomba madre.
- ISO:** International Organization for Standardization (Organización internacional para estandarización)
- MHP:** Micro Hydro Power (Micro hidroeléctrica)
- MINEM:** Ministerio de Energía y Minas
- msnm:** Metros sobre el nivel del mar.
- PAT:** PUMP AS TURBINE (Bomba como turbina).
- SAE:** Society of Automotive Engineers (Sociedad de Ingenieros Automotores).
- SINACYT:** Sistema Nacional de Ciencia, Tecnología e Innovación Tecnológica.
- GEI:** Gases de efecto invernadero.
- MTI:** Motor trifásico de inducción.
- COES:** Comité de Operación Económica del Sistema Interconectado Nacional.
- ITDG:** Intermediate Technology Development Group.
- PLC:** Controlador lógico programable.
- SPSS:** Statistical Package for Social Sciences (Paquete Estadístico para las ciencias sociales).
- VM:** Válvula mariposa.



CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1 Ámbito Geográfico.

1.1.1 Ubicación geográfica:

El presente trabajo de investigación tecnológica titulado “Estudio del comportamiento de una bomba centrífuga Pentax modelo CA80-200A de 7.5 HP de potencia, operando como turbina mediante el uso de un Banco de Pruebas”, se ha desarrollado en el marco del desarrollo del Proyecto de Investigación “Estudio del comportamiento de una bomba centrífuga de 7,5 kW de potencia, operando como turbina para generación de energía, mediante el uso de banco de pruebas”, aprobado por Resolución R-0379-2018-UNSAAC y contrato Nro. 08/2018/UNSAAC de Esquema Financiero E041/2017/UNSAAC/02 Proyectos de Investigación VRIN UNSAAC, proyecto que se ha desarrollado en la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco, en la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, en el Laboratorio de Máquinas Hidráulicas, Distrito, Provincia y Departamento del Cusco donde se encuentra construido, instalado y operativo el mencionado equipo de pruebas.

Para el presente trabajo de tesis desarrollado se ha enfocado al estudio del comportamiento de la bomba hidráulica mencionada operando en forma inversa como turbina evaluando su comportamiento hidráulico e implicancias mecánicas bajo estas condiciones operativas.



Figura 1: Ciudad Universitaria de Perayoc y Laboratorio de Máquinas Hidráulicas. Fuente: Elaboración propia



1.1.2 Condiciones meteorológicas:

Tabla 1:

Condiciones meteorológicas donde está ubicado el Banco de Pruebas.

Denominación	Valor
Altura UNSAAC	3399 msnm
Presión atmosférica promedio	690 mBar
Temperatura promedio anual	11.2 °C
Temperatura mínima anual	-1.6 °C
Temperatura máxima anual	21.7 °C
Humedad relativa media	55 %
Radiación solar media anual	18 MJ/m ²

(Fuente: Elaboración propia).

1.2 Planteamiento del problema

Nuestro país actualmente cuenta con un alto potencial hídrico para la generación de energía y en nuestra Región del Cusco no es la excepción donde este recurso no es debidamente aprovechado para proyectos de generación de energía hidroeléctrica distribuida en bajas potencias (mini y micro centrales) para ser utilizadas en plantas agroindustriales de uso independiente que permiten usar la energía eléctrica para transformar productos agropecuarios en beneficio de poblaciones rurales organizadas. Existen muchas instalaciones hidroeléctricas desactivadas y otras que requieren repotenciamiento o proyectos nuevos que no pueden ser ejecutados por los costos que representan instalar o poner en operación estas instalaciones, costos de instalación que pueden oscilar entre 700 a 1200 US\$ el kW instalado.

La instalación de un grupo hidroeléctrico convencional es planteado con el uso de turbinas hidráulicas tradicionales y que utilicen alternadores síncronos que operan como instalaciones de altura y velocidad constante así como equipos de regulación y control comerciales, sin embargo en la región no se ha planteado la posibilidad de utilizar grupos de generación hidroeléctrica alternativos que utilicen bombas hidráulicas comerciales trabajando como turbinas y motores



asíncronos que se porten como generadores asíncronos que con equipos de control y regulación adecuados generen energía eléctrica para los fines mencionados. La implementación de este tipo de grupos de generación de energía hidroeléctrica es una opción que no ha sido considerada por falta de difusión y/o resultados experimentales que puedan comprobar en forma práctica y real esta alternativa puesto que el trabajo de la PAT y del motor asíncrono podrían operar con velocidades no síncronas en un rango que se debería definir experimentalmente para cada caso por la amplia gama de bombas comerciales que podrían trabajar en forma inversa.

Existe información teórica sobre el comportamiento de las bombas operando como turbinas, pero no se conoce que estas instalaciones hayan sido instaladas en nuestra región, por lo que en el presente trabajo de investigación pretendemos estudiar el comportamiento de una bomba hidráulica que operando en forma inversa nos permita conocer su comportamiento como turbina de reacción, puesto que su comportamiento hidráulico y mecánico no es conocido y no ha sido experimentado en forma práctica en nuestra región. Por otro lado, no se tiene experiencia práctica de las condiciones operativas y de los sistemas eléctricos y electrónicos que ayuden a controlar este tipo de generación eléctrica en forma confiable. También se estudiará la incidencia de los costos de instalación y costos de operación de esta alternativa de generación puesto que la alternativa de utilizar este tipo de generación no convencional debería ser sostenible si los costos mencionados podrían llegar a ser competitivos para optar por esta alternativa. El estudio realizado pudo llevarse a cabo con la construcción e instalación de un banco de pruebas que permita analizar el comportamiento de la bomba hidráulica comercial que operando inversamente es capaz de ser usada para generación de energía hidroeléctrica, además en este banco se debería poder simular diferentes condiciones de trabajo como son el caudal y la altura, lo cual justifica las pruebas prácticas y cálculos realizados.



Finalmente debemos tener en cuenta que en la actualidad la generación de energía térmica producida en el país se da con la combustión del gas natural de Camisea, lo que incrementa los gases de efecto invernadero (GEI) a pesar de que contamos con recursos hidráulicos para generación hidroeléctrica en pequeña y gran escala que incide en el precio del kWh comercial, precios que son controlados por el COES.

1.3 Formulación del problema.

1.3.1 Problema General

¿Cómo evaluar y experimentar el comportamiento de una bomba centrífuga comercial que trabajando en forma inversa pueda operar en condición de turbina hidráulica para evaluar su comportamiento hidráulico y su capacidad de generación de energía eléctrica, utilizando un banco de pruebas?

1.3.2 Problemas Específicos

a) ¿Es posible que la bomba hidráulica comercial trabajando en forma inversa pueda comportarse como turbomáquina motora, generar potencia mecánica en su eje motriz y potencia eléctrica?

b) ¿Es posible definir los parámetros hidráulicos de altura, caudal, velocidad y otros que debe cumplir una bomba centrífuga para que pueda operar como turbina cuando trabaje en forma inversa?

c) ¿Es posible definir el comportamiento hidráulico del rodete y de los álabes de una bomba centrífuga comercial de álabes curvados hacia atrás para que luego sea analizada como turbomáquina motora y determinar el comportamiento hidráulico del rodete en sentido inverso como turbina para determinar sus condiciones reales de producción de energía?



d) ¿Es posible evaluar el comportamiento de la bomba centrífuga que, operando como turbina en forma inversa, permita conocer físicamente las variables operativas de ingreso, las variables de producción de energía y eficiencias en un banco de pruebas?

e) ¿De qué manera el cambio de las condiciones operativas en la bomba operando como turbina afectará el comportamiento físico de los componentes mecánicos de la turbomáquina sometida a pruebas?

f) ¿Es posible evaluar y comparar los costos de instalación y costos de producción de energía, del grupo hidroeléctrico alternativo utilizando una PAT comparado con un grupo hidroeléctrico convencional?

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo General

Analizar el comportamiento de una bomba centrífuga comercial Pentax modelo CA80-200A de 7.5 HP de potencia, operando de forma inversa pueda comportarse como turbina motora para la generación de energía mecánica y eléctrica mediante el uso de un banco de pruebas.

1.4.2 Objetivos Específicos

a) Determinar las condiciones técnicas y operativas para que la bomba hidráulica comercial pueda trabajar en forma inversa como turbina hidráulica motora para que pueda generar potencia mecánica en su eje motriz y potencia eléctrica.

b) Determinar los parámetros hidráulicos de altura, caudal, velocidad y otros que debe cumplir una bomba centrífuga para que pueda operar como turbina cuando este equipo trabaje en forma inversa. Estudiar también el comportamiento de los coeficientes de caudal K_q y coeficiente de altura K_h en función a la variación de la velocidad específica de caudal N_q , evaluando también las condiciones de similitud hidráulica.



c) Estudiar el comportamiento hidráulico del rodete y de los álabes de la bomba centrífuga comercial modelo CA80-200A de álabes curvados hacia atrás, calculando el comportamiento hidráulico de los triángulos de velocidades en condiciones de bomba y luego en condición de turbina, para determinar sus características teóricas de producción de energía que luego serán contrastadas con pruebas reales.

d) Desarrollar pruebas de operación bajo diferentes condiciones operativas a la PAT, para determinar sus características operativas físicas reales de su comportamiento hidráulico, comportamiento mecánico y su producción de energía como grupo hidroeléctrico no convencional.

e) Analizar las incidencias del cambio de las condiciones operativas sobre el comportamiento de los elementos mecánicos de la bomba centrífuga operando en forma inversa como turbina, evaluando los efectos mecánicos y otros efectos a los cuales estarán sometido sus componentes principales.

f) Determinar y comparar los costos de kilovatio instalado (kW_i) y el kilovatio hora generado (kW-h) por el grupo hidroeléctrico no convencional bomba-turbina con motor de inducción comparado con el grupo hidroeléctrico convencional turbina-alternador para evaluar las ventajas o desventajas de la instalación.

1.5 Justificación del estudio

El presente proyecto de investigación tecnológica pretende mostrar una nueva alternativa de generación de energía hidroeléctrica que pueda ser utilizado para propiciar el desarrollo sostenible en las zonas rurales de la región. Uno de los fines de la Universidad y de los estudiantes es plantear soluciones a problemas de ingeniería que permitan propiciar la implementación de tecnologías alternativas que puedan solucionar problemas prácticos de ingeniería aplicados al desarrollo de la región. El uso de turbinas hidráulicas convencionales es mucho mayor en comparación a las



bombas, debido a que en nuestro país no está implementando y tampoco contamos con antecedentes respecto a la generación de energía eléctrica mediante el uso de una bomba centrífuga operando inversamente. El uso de una fuente de energía renovable como la hidráulica les permitirá utilizar electricidad en forma permanente y confiable para mejorar sus niveles de vida propiciando la instalación de plantas agroindustriales independientes que utilicen esta forma de generación alternativa a menores costos de instalación y de operación.

Debido a todos estos antecedentes el presente proyecto tiene la finalidad de implementar el estudio del comportamiento de una bomba centrífuga comercial Pentax modelo CA80-200A de 7.5 HP de potencia, operando como turbina, el cual demostrará mediante un banco de pruebas que la generación mediante una bomba centrífuga es tan eficiente, factible y económica, sobre todo para generación eléctrica independiente y de bajo costo que propicie el desarrollo sostenible.

1.6 Hipótesis

1.6.1 Hipótesis General

El estudio y análisis del comportamiento de una bomba centrífuga comercial Pentax modelo CA80-200A de 7.5 HP de potencia, permitirá conocer la operación de la bomba operando de forma inversa como turbina motora, para lo cual se obtendrá físicamente variables de generación de energía mecánica y eléctrica mediante el uso de un banco de pruebas.

1.6.2 Hipótesis Específicas

a) La determinación de las condiciones técnicas y operativas para que la bomba hidráulica comercial pueda trabajar en forma inversa permitirá seleccionar la mejor bomba que pueda operar como turbina hidráulica motora para generar potencia mecánica y potencia eléctrica.

b) La determinación de los parámetros hidráulicos de altura, caudal, velocidad y los coeficientes de caudal K_q y coeficiente de altura K_h en función a la variación de la velocidad específica de



caudal Nq , permitirá determinar el mejor punto de operación de la bomba operando como turbina en forma inversa.

c) El estudio del comportamiento hidráulico del rodete y de los álabes de la bomba centrífuga comercial Pentax modelo CA80-200A de álabes curvados hacia atrás, permitirá conocer el comportamiento hidráulico de los triángulos de velocidades en condiciones de bomba y luego en condición de turbina, para determinar sus condiciones reales de operación y producción de energía.

d) El desarrollo de pruebas de operación bajo diferentes condiciones operativas a la PAT, permitirá determinar las características operativas físicas reales de su comportamiento hidráulico, comportamiento mecánico y su producción de energía como grupo hidroeléctrico no convencional.

e) El análisis de las incidencias del cambio de las condiciones operativas sobre el comportamiento de los elementos mecánicos de la bomba centrífuga operando en forma inversa como turbina, permitirá conocer los efectos mecánicos y otros efectos a los cuales estarán sometido sus componentes mecánicos principales.

f) La determinación y comparación de los costos de kilovatio instalado (kW_i) y el kilovatio hora generado (kW-h) por el grupo hidroeléctrico no convencional bomba-turbina, permitirá comparar las ventajas técnicas económicas de la instalación comparado con el grupo hidroeléctrico convencional turbina-alternador para evaluar las ventajas o desventajas de la instalación.

1.7 Variables

1.7.1 Variables independientes

Q = Caudal (m^3/s)

H = Altura (m)



1.7.2 Variables dependientes

n = Velocidad de rotación (rpm)

Potencia en el eje (kW).

Potencia eléctrica generada (kW).

1.7.3 Variables intervinientes

Banco de pruebas.

1.8 Alcances y limitaciones

1.8.1 Alcances:

El desarrollo del presente trabajo de tesis llegara a analizar el comportamiento específico de la bomba centrífuga comercial Pentax modelo CA80-200A de 7.5 HP de potencia operando en forma inversa como turbina hidráulica motora.

Las condiciones operativas de altura y caudal para el presente estudio están limitadas a las condiciones ofrecidas por el grupo de bombeo instalado.

El estudio de curvas de comportamiento de la turbomáquina experimental estará determinado por las condiciones ofrecidas en el diseño y construcción del banco de pruebas instalado.

1.8.2 Limitaciones:

Para esta etapa de pruebas se trabajará con condiciones promedio de caudal y altura ofrecidas por el grupo de bombeo diseñado que no es parte de este trabajo de investigación.

El diseño mecánico e hidráulico del banco de pruebas es parte de otro trabajo de investigación de otros tesis y no se tocarán en el presente estudio.

El estudio de los parámetros eléctricos, sistemas de control y automatización eléctrico y electrónico son parte de otros trabajos de investigación efectuados por otros tesis y no serán desarrollados en el presente estudio.



1.9 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

El método de trabajo empleado para el desarrollo de esta tesis tendrá su base en el objetivo general y específico, procediendo ordenadamente en cada etapa de este trabajo de la siguiente forma. De acuerdo a lo descrito por Alfaro Rodriguez (2012), indica: “La investigación debe cumplir unas características fundamentales” que son:

- Coherencia: todas sus etapas están relacionadas para probar las hipótesis.
- Intencionalidad: es voluntad del investigador observar nuevos hechos y producir conocimientos.
- Planificación: los objetivos son formulados anticipadamente.
- Reflexiva: son procesos razonados que llevan a lograr un objetivo.
- Secuencial: en su desarrollo se requiere conocer fases previas.
- Sistémica: conjunto de estrategias para lograr objetivos.

1.9.1 Tipo de investigación.

La investigación es **del tipo aplicada o tecnológica, utilizando el método cuantitativo**. La investigación tecnológica tiene como objetivo solucionar problemas de ingeniería que se desea conocer en base a conocimientos consolidados, no trata de descubrir nuevas leyes sino de descubrir procesos tecnológicos demandados por la sociedad. Es aplicada por que responde a conocer el comportamiento de equipos de generación de energía, que luego de un estudio pueden ser diseñados, fabricados y o seleccionados para evaluar su comportamiento técnico. Cuantitativo por que los fenómenos estudiados responden a una secuencia de toma de datos y al análisis de los mismos para luego someterlos a inferencias analíticas y formulaciones de la especialidad para responder a las preguntas de investigación formuladas.



1.9.2 Nivel de la investigación

Exploratoria, descriptiva, correlacional y explicativo. Es exploratoria por que al principio del proceso de investigación requerimos conocer a más profundidad el fenómeno observado, es descriptiva porque necesitamos conocer como es y cómo se manifiesta el fenómeno, correlacional porque hay relación entre las variables y explicativa por que buscamos responder a las causas de los eventos físicos observados.

1.9.3 Diseño de la investigación

El diseño de la investigación es el plan o estrategia concebido para responder a las preguntas de investigación. En nuestro caso se desarrollará una Investigación Experimental, mediante un protocolo de pruebas, recabando información propia proporcionada por el sistema de captura de datos del banco de pruebas para turbomáquinas.

Para Hernandez, Fernandez & Baptista (2010), indican; “En el enfoque cuantitativo existen básicamente dos tipos de diseño metodológico que son la investigación experimental y no experimental”, los mismos investigadores indican que; “ Una acepción particular de experimento, más armónica con un sentido científico del término, se refiere a un estudio en el que se manipulan intencionalmente una o más variables independientes (supuestas causas-antecedentes) para analizar las consecuencias de la manipulación tiene sobre una o más variables dependientes (supuestos efectos consecuentes) dentro de una situación de control para el investigador”. Dentro del diseño experimental estaríamos dentro de los experimentos puros.

Los experimentos puros manipulan tratamientos, estímulos o intervenciones (denominadas variables independientes) para observar sus efectos sobre otras variables (las dependientes) en una situación de control, donde el investigador logra obtener un alto grado de control y validez interna del proceso experimental.



La investigación por realizar será un proceso progresivo y secuencial que nos permita alcanzar los objetivos planteados, las fases que debe seguir la investigación para alcanzar los objetivos son:

- **Marco teórico y revisión de literatura:** Se realizará la revisión bibliográfica necesaria correspondiente a investigaciones realizadas sobre PATs, el uso de este tipo de turbomáquinas y la forma de transformar la energía mecánica en eléctrica mediante el uso de una bomba centrífuga, así como también se verificará los antecedentes de todas las investigaciones previas que involucran la experimentación en bancos de pruebas.
- **Planteamiento del problema:** Define la situación problemática que se desea estudiar en el contexto técnico, económico.
- **Plantear objetivos:** Propone alternativas de ingeniería para poder solucionar la situación problemática planteada.
- **Formular las hipótesis:** Hace inferencias sobre la forma como se solucionaría la problemática planteada. Hipotetizando resultados que deberán ser verificados y demostrar o no su validez.
- **Desarrollo del experimento:** Desarrollo y secuencia física de los experimentos planteados.
- **Análisis y procesamiento de la información:** Se procesará la información recolectada para posteriormente mediante gráficos demostrar la generación de energía mecánica y eléctrica en las turbomáquinas experimentadas.
- **Elaboración de resultados:** Se realizarán los cálculos respectivos para demostrar los objetivos planteados sobre el tema de generación de energía mediante el uso de una bomba centrífuga operando en forma inversa.



- **Publicación y divulgación:** La investigación realizada deberá ser publicada y defendida ante jurado.

1.9.4 Estadística descriptiva de variables

Para analizar el comportamiento estadístico de las variables continuas producto de las mediciones debemos precisar y definir los siguientes conceptos que presentamos.

1.9.4.1 Estadística descriptiva:

La estadística descriptiva permite efectuar la presentación de datos en forma de tablas y/o gráficos, comprende cualquier información relacionada a los datos y está diseñada para resumir o describir el comportamiento de la serie de datos sin ningún tipo de interferencia adicional. En nuestro caso analizaremos el comportamiento de **variables continuas** porque son producto de un proceso de medición experimental en un banco de pruebas.

El método estadístico para medir y extraer la máxima información de valor estadístico debe seguir los siguientes pasos: definición de la variable de análisis, obtención de la información, clasificación, presentación y análisis.

1.9.4.2 Medidas de tendencia central:

Cuando se tiene un grupo de observaciones, se desea describirlo a través de un sólo número, para tal fin, no se usa el valor máximo ni el valor mínimo como único representante, ya que sólo representan los extremos. Una de las propiedades más sobresalientes de la distribución de datos es su tendencia a acumularse hacia el centro de la misma. Esta característica se denomina tendencia central. Las medidas de tendencia central más usuales son: la media aritmética, la mediana y la moda.

- **Media aritmética:** La media aritmética de n valores, es igual a la suma de todos ellos dividida entre n . Determina el promedio de la muestra.



- **Mediana:** La mediana es el punto central de una serie de datos ordenados de forma ascendente o descendente. Determina la puntuación central.
- **Moda:** La moda de un conjunto de datos numéricos es el valor que más se repite, es decir, el que tiene el mayor número de frecuencias absolutas. La moda puede ser no única e inclusive no existir. La moda es una medida de tendencia central muy importante, porque permite planificar, organizar y producir para satisfacer las necesidades de la mayoría.

1.9.4.3 Medidas de dispersión:

También llamadas medidas de variabilidad, muestran la variabilidad de una distribución, indicando por medio de un número, indica que tanto las diferentes puntuaciones de una variable están muy alejadas de la media.

- **La desviación estándar o desviación típica (σ o s):**

Es una medida de centralización o dispersión para variables de razón (ratio o cociente) y de intervalo, de gran utilidad en la estadística descriptiva. Se define como la raíz cuadrada de la varianza. Junto con este valor, la desviación típica es una medida (cuadrática) que informa de la medida de distancias que tienen los datos respecto de su media aritmética, expresada en las mismas unidades que la variable. Una gran desviación estándar indica que la población está muy dispersa respecto de la media. Una desviación estándar pequeña indica que la población está muy compacta alrededor de la media.

- **Varianza (σ^2):** La varianza de una variable es una medida de dispersión definida como la esperanza del cuadrado de la desviación estándar de dicha variable respecto a su media. La varianza tiene como valor mínimo 0.



Por ejemplo, los resultados de la estadística descriptiva para la variable caudal Q se muestran en el siguiente cuadro:

		Descriptivos		
		Estadístico	Desv. Error	
Q1	Media	1280,0187	,29848	
	95% de intervalo de confianza para la media	Límite inferior	1279,4265	
		Límite superior	1280,6109	
	Media recortada al 5%	1280,0138		
	Mediana	1279,8000		
	Varianza	8,909		
	Desv. Desviación	2,98477		
	Mínimo	1272,42		
	Máximo	1287,33		
	Rango	14,91		
	Rango intercuartil	3,84		
	Asimetría	,110	,241	
	Curtosis	,166	,478	

Figura 2: Valores descriptivos del Caudal. Fuente: Elaboración propia - SPSS

1.9.4.4 Estadísticos de contraste.

a) Estadístico R y R cuadrado (R^2) o coeficiente de correlación.

El R es conocido como el coeficiente de correlación de Pearson y el R^2 como coeficiente de determinación (bondad de ajuste), es una herramienta (un estadístico) que se utiliza en modelos estadísticos como una regresión para predecir futuros resultados que permite hacer predicciones sobre el crecimiento o variación de un dato determinado según como se correlaciona con otras variables. El R^2 es el porcentaje de variación de la variable de respuesta que explica su relación con una o más variables predictoras. Por lo general, mientras mayor sea el R^2 , mejor será el ajuste del modelo a sus datos. El R^2 siempre se encuentra entre 0 y 100%. El R^2 es el indicador que nos permitirá conocer cómo de bien se pueden predecir esos resultados. En este trabajo de



investigación analizaremos el R y R^2 de la serie de datos originales que pueden tener ajustes lineales, \ln , inverso u otros que se puede elegir para un mejor ajuste según la curva a analizar.

Tabla 2: Descripción de la Correlación.

R	Interpretación
0	No existe correlacion entre variables
$0.00 < R < \pm 0.20$	existe una correlacion no significativa
$\pm 0.20 < R < \pm 0.40$	existe una correlacion baja
$\pm 0.40 < R < \pm 0.70$	existe una correlacion significativa
$\pm 0.70 < R < \pm 1$	existe un alto grado de correlacion
1	correlación perfecta positiva
-1	correlación perfecta negativa

Fuente: Elaboración propia.

b) Coeficientes de regresión:

La tabla de coeficientes nos proporciona datos de la ecuación lineal ($y=a+bx$), donde a es la constante y b es la pendiente de la ecuación lineal de la curva lineal ajustada que describe el proceso.

1.10 Estado del Arte

1.10.1 En el contexto Nacional.

Del estudio de una bomba operando o funcionando como turbina, se encontró bibliografía de autores en las Universidades de: Arequipa y Puno.

Tesis: Diseño y construcción de un módulo de laboratorio para el análisis de los parámetros de una bomba centrífuga de 1HP como turbina. (Quispe Ccaso & Maquera Quispe, 2019)

Se construyó un reservorio rectangular metálico, sobre el cual se apoyan los equipos. La PAT es ensayada en modo bomba y modo turbina. El reservorio cuenta además con un vertedero



triangular que separa el reservorio en dos compartimentos. Las tuberías son de 2 pulgadas \varnothing de acero galvanizado para un caudal de trabajo máximo de 5.1 l/s y uniones roscadas.



Figura 3: Módulo de Bomba funcionando como Turbina UNA PUNO Fuente: (Quispe & Maquera, 2019, p. 127)

Tesis: Generación de energía eléctrica con una bomba funcionando como turbina y un generador de inducción. (Neyra Huacoto & Amado Arias, 2011).

Se construyó un reservorio rectangular también para esta tesis, sobre el cual se instala una PAT y una turbina Michell Banki; además una bomba centrífuga que se encuentra a nivel del suelo es la encargada de brindar las condiciones de operación máxima de 35 m de altura y 18 l/s de caudal.



Figura 4: Módulo para BFT y turbina MB UCSM Arequipa Fuente: (Neyra & Amado, 2011)



1.10.2 En el contexto mundial.

Del estudio de una bomba operando, funcionando o trabajando como turbina, se encontró en distintas bibliografías que tocan el tema ya sea para demostrar el comportamiento aplicando CFD o para su uso, elaborando manuales de uso. Entre las bibliografías más resaltantes se encuentran:

Libro: Manual on Pumps Used as Turbines. (M. Chapallaz, P. Eichenberger, G. Fischer, 1992).

Los autores plantean que; teniendo las condiciones del sitio, el caudal disponible (Qt) y la altura neta (Ht). El tipo de bomba puede ser elegida de un gráfico de altura versus el caudal, donde se presenta las bombas radiales o centrífugas, mixtas y axiales en rangos de trabajo de bombas en modo turbina hasta 1000 kW. De igual manera se puede obtener la eficiencia de un gráfico de caudal nominal de la bomba en función de la velocidad específica y así inicia el cálculo, modificaciones, control, operación, y las consideraciones económicas de la bomba seleccionada para trabajar como turbina.

Artículo científico: PUMPS AS TURBINES a user's guide. (Arthur Williams, 1995).

El autor plantea la selección de un tipo particular de bomba que trabajara como turbina, las operaciones prácticas de la bomba como turbina y los ajustes considerando las velocidades específicas iguales, en su trabajo como bomba y como turbina. Esta gama de PATs se basa en bombas centrífugas estándar producidas por un importante fabricante del Reino Unido.

Artículo científico: Bombas de fluxo operando como turbinas-procedimiento de Seleção. (Augusto Carvalho Viana y Fabio Horta Nogueira, 1990).

Los autores presentan el comportamiento de una bomba centrífuga operando como bomba y como turbina, muestran las ventajas de operación de este tipo de bomba en modo inverso como turbina hidráulica. Coeficientes experimentales son representados para la corrección de la altura y



el caudal de la bomba funcionando como turbina en función de las condiciones de la bomba funcionando como bomba. Se propone una metodología de selección de la bomba para operar como turbina, basado en datos de un aprovechamiento hidráulico en un medio rural menor a 50 kW de potencia.

Estos y demás autores tocaron temas relacionados a bombas operando como turbinas:

Artículos científicos:

- Bombas utilizadas como turbinas (Orlando A. Audisio).
- Uso de bombas funcionando como turbinas para sistemas de recalque de agua (Emilio & Barreira, 2006).
- Plantas mini hidroeléctricas con bombas centrífugas y motores de inducción. (Llamas, Flores, Treviño, Lujan & Lopez, 2005).

Tesis de postgrado: Contribuições para o estudo e a aplicação de bombas funcionando como turbinas na geração descentralizada (Derick Silva, 2010).

Libros:

- Máquinas Hidráulicas. (Blas Zamora y Antonio Viedma, 2016).
- Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. (Claudio Mataix, 1982).
- Turbinas Hidráulicas. (Pedro Fernández Díez).



CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Turbomáquinas hidráulicas

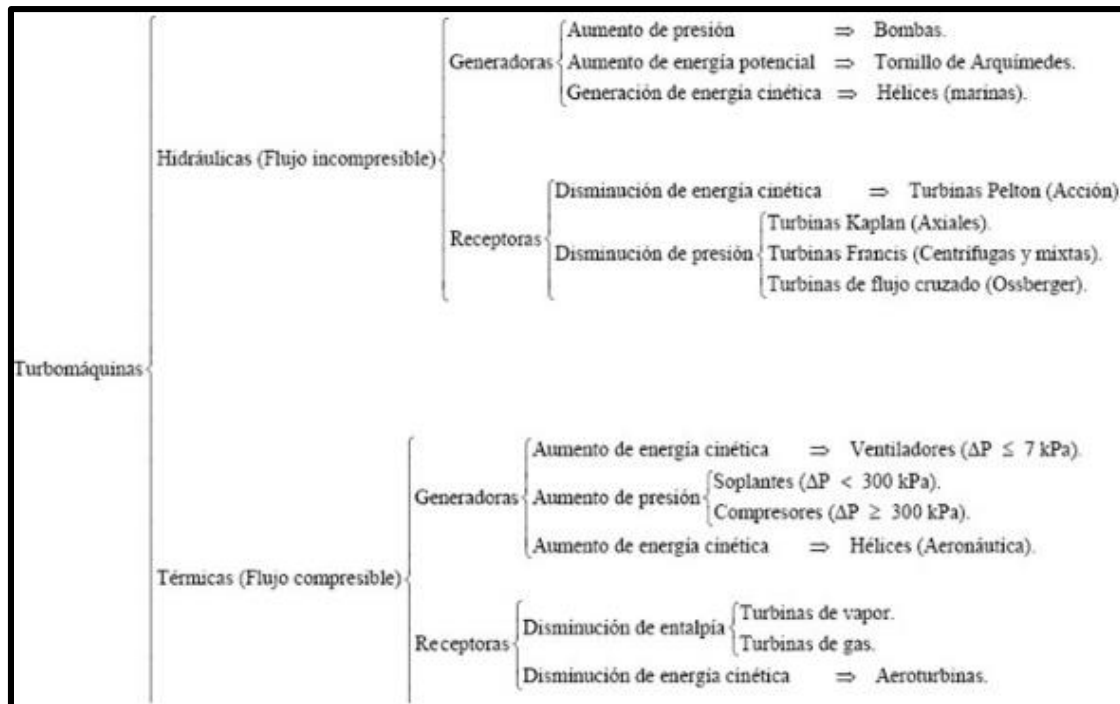
2.1.1 Definición:

Las turbomáquinas son equipos diseñados para conseguir un intercambio energético entre un fluido y un eje de rotación, por medio del efecto dinámico de una o varias coronas de álabes. Las coronas móviles son parte del rotor y el estator que es la parte fija de la máquina. Las turbomáquinas denominadas también máquinas de corriente, los cambios en la dirección y el valor absoluto de la velocidad del fluido juegan un papel esencial. (Mataix, 1986, p. 357)

2.1.2 Clasificación general de las turbomáquinas:

Para clasificar las máquinas hidráulicas se tiene en cuenta el rodete, este es el componente más importante y el encargado de intercambiar la energía mecánica en energía de fluido o viceversa.

*Tabla 3:
Clasificación general de las turbomáquinas, detalles, especificaciones y diferencias existentes.*



(Fuente: García, 2015, pág. 17)

2.1.2.1 Según la geometría (sentido de flujo):

- Axiales: Kaplan, hélice y Bulbo, donde el agua entra en forma paralela al eje, tal como se muestra en la siguiente figura a.
- Radiales: cuando el agua entra en forma perpendicular al eje, figura b, siendo centrífuga cuando el agua va de adentro hacia afuera, y centrípeta, cuando el agua va de afuera hacia adentro (T. Francis).
- Mixtas: cuando se tiene una combinación de las dos geometrías anteriores.
- Tangenciales: cuando el agua entra en forma tangencial (T. Pelton) contra las palas, cangilones o cucharas de la rueda figura c.

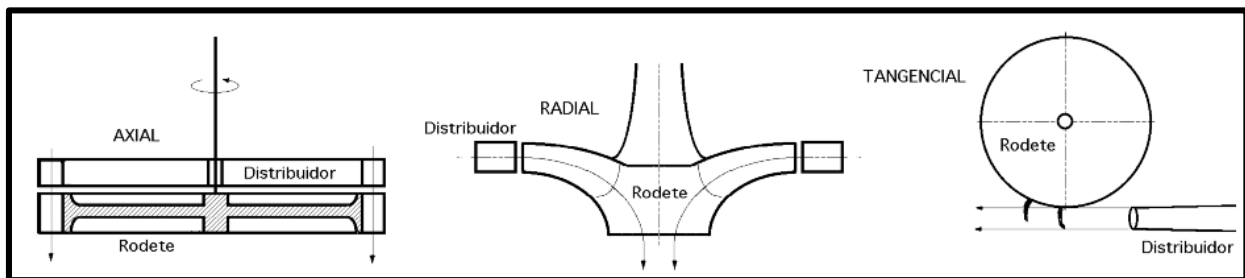


Figura 5: a) Turbina axial; b) Turbina radial; c) Turbina tangencial. Fuente: (Fernández, p. 04)

2.1.2.2 De acuerdo al componente de energía fluidodinámica modificada:

Variación de energía cinética. Un ejemplo es una turbina pelton, en la que se aprovecha la energía cinética del chorro de agua únicamente, a este tipo de máquinas se les llama máquinas de acción pura.

Variación de presión: En estas máquinas únicamente varía el término de presión, o bien las otras variaciones son despreciables frente a la de presión, A este tipo de máquinas se les llama *máquinas de reacción*. Ejemplo la turbina Francis: el fluido llega a la turbina con una gran presión, incide sobre el rodete y disminuye la presión estática.

2.1.2.3 Según el sentido de la transferencia de energía:

- **Máquinas generadoras (pasivas):** La potencia transmitida por el eje al rotor, es utilizada para aumentar la energía específica de un determinado caudal; son máquinas que consumen potencia, y generan un aumento de la energía específica. La fuente de energía primaria proviene de un motor eléctrico que acciona el eje de la máquina (bombas, ventiladores y hélices marinas donde el flujo de trabajo es negativo).
- **Máquinas motoras (activas):** Donde el caudal cede parte de su energía específica al rotor, lo que provoca una salida de potencia a través del eje; este tipo de máquinas desarrollan potencia y son receptoras de la energía del fluido (turbinas tanto hidráulicas como eólicas).

2.2 Ecuación fundamental de las turbomáquinas – Ecuación de Euler.

Esta ecuación es fundamental para el estudio de las turbomáquinas hidráulicas y turbomáquinas térmicas, constituye la ecuación básica tanto para el estudio de las bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas, turbocompresores y turbinas de gas. Es la ecuación que expresa la energía intercambiada en el rodete de todas estas máquinas. El rodete posee una serie de álabes con determinados ángulos de incidencia del fluido, siendo los de entrada (1) y los de salida (2).

Planos de representación de una turbomáquina:

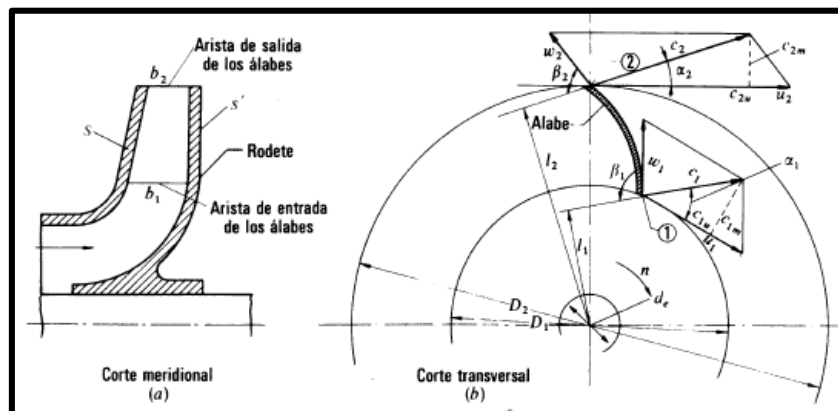


Figura 6: Rodete de una bomba centrífuga con los triángulos de velocidad: a) corte meridional b) corte transversal.

Fuente: (Mataix, 1986, p. 359).

2.2.1 Triángulo de velocidades:

Triángulo formado por tres vectores de velocidad:

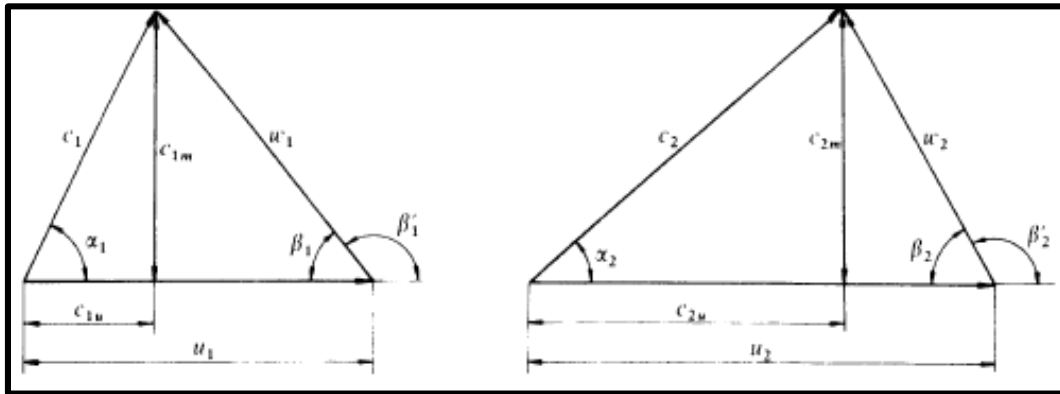


Figura 7: Componentes de los triángulos de velocidad de entrada y salida Fuente: (Mataix, 1986, p. 365).

W: Velocidad relativa, sigue la dirección del alabe.

C: Velocidad absoluta, es la suma vectorial de U y W.

U: Velocidad tangencial, sigue la dirección de giro del rodete.

C_{1m}: Componente meridional de la velocidad absoluta a la entrada.

C_{1u}: Componente periférica de la velocidad absoluta a la entrada.

α : Ángulo formado entre C y U.

β : Ángulo formado entre W y U.

2.2.2 Definición y deducción de la ecuación de euler:

Ecuación fundamental que describe el comportamiento de una turbomáquina bajo la aproximación de flujo unidimensional. El balance de energía nos ayuda a analizar las transformaciones de energía calórica en potencial y cinética. Para completar la ecuación de energía se evalúa la transformación de energía cinética en energía mecánica en el eje. Esta transformación se da en los álabes de forma aerodinámica, la acción del fluido sobre los alabes provoca la aparición de fuerzas, estas fuerzas ocasionan un torque sobre el eje que multiplicado por la velocidad de rotación del eje resulta en potencia mecánica entregada o recibida por el eje de la turbomáquina.

2.2.3 Ecuación de Euler:

$$\text{Generadores Hid.} \gg Hg. h = \frac{(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})}{g}$$

$$\text{Motores Hid.} \gg Hm. h = \frac{(U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u})}{g}$$

Aplicando la ley de cosenos:

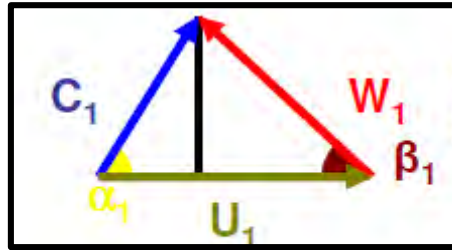


Figura 8: Triángulo de velocidades. Fuente: Elaboración propia.

$$W_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2C_1U_1\cos\alpha_1 = U_1^2 + C_1^2 - 2C_{u1}U_1$$

$$W_2^2 = U_2^2 + C_2^2 - 2C_2U_2\cos\alpha_1 = U_2^2 + C_2^2 - 2C_{u2}U_2$$

$$C_{u1}U_1 = \frac{U_1^2 + C_1^2 - W_1^2}{2} \quad \text{Y} \quad C_{u2}U_2 = \frac{U_2^2 + C_2^2 - W_2^2}{2}$$

De donde obtenemos la segunda forma de la ecuación de Euler:

2.2.4 Segunda Ecuación de Euler:

$$Hg. h = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - W_1^2}{2g}$$

$$Hm. h = \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - W_2^2}{2g}$$

Del análisis energético para la ecuación de Bernoulli, si consideramos despreciable las cotas entre 1 y 2 del álabe obtendríamos:

$$gHr = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$$



De la **ecuación de Bernoulli**:

$$gHr = \frac{P2 - P1}{\rho} + \frac{C2^2 - C1^2}{2}$$

$$\text{Comparando con: } gHr = \frac{U2^2 - U1^2}{2} + \frac{C2^2 - C1^2}{2} - \frac{w1^2 - w2^2}{2}$$

$$\text{Altura dinámica} = Hd = \frac{C2^2 - C1^2}{2g}$$

$$\text{Altura de presión (estática)} = He = \left(\frac{P2 - P1}{\rho} \right) = \frac{U2^2 - U1^2}{2g} - \frac{w2^2 - w1^2}{2g}$$

2.2.5 Grado de acción y reacción:

El grado de reacción se refiere a la forma en que trabaja el rodete, o sea en el modo en que se efectúa la transferencia de energía entre el fluido y el rodete. Por definición, el grado de reacción R (denotado en algunas bibliografías como σ), es la relación existente entre la altura de presión o estática en el rodete y la altura total.

$$R = \frac{H_{estatica}}{H_{total}} \quad R = \frac{H_E}{H_D + H_E}$$

Por ejemplo, las turbinas hidráulicas motoras se clasifican en turbinas de acción y de reacción:

- Turbinas de acción: en este tipo de turbinas la presión se mantiene constante en todo el rodete, por ello la altura de presión absorbida por el rodete es nula y el grado de reacción debe ser igual a cero (turbinas Pelton $R=0$).
- Turbinas de reacción: en este tipo de turbinas la presión a la entrada del rodete es mayor que a la salida, por ello la altura de presión es diferente de cero y el grado de reacción está comprendido $0 < R < 1$ (turbinas Francis).
- Todas las bombas hidráulicas son de reacción y no hay bombas de acción.



2.3 Número específico de revoluciones en turbinas N_s .

El N_s en función de la potencia es un parámetro de semejanza dinámica, que sirve para definir el comportamiento de las turbomáquinas motoras en función a la variación de caudal Q y altura H .

Número específico de revoluciones en función del caudal:

$$Nq = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

Sabemos que $P = c \cdot Q \cdot H$, se deduce el N_s en función de la potencia.

$$Ns = \frac{N\sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}}$$

Donde:

N_s : Velocidad específica

N : Velocidad de rotación (rpm)

P : Potencia generada (CV) o (HP)

H : Altura neta (m)

$$P = \frac{\rho * Q * H * \eta}{75} \text{ (CV)}$$

Donde:

P_a : Potencia en el eje (CV)

$$P_a = \gamma * Q * H * \eta \text{ (Watt)} = \rho * Q * H * \eta \left(\text{Kg} \frac{\text{m}}{\text{s}} \right) = \frac{\rho * Q * H * \eta}{75} \text{ (CV)}$$

Equivalencia: 1Kw = 1.3592 CV

También: $ns = 3.65n\sqrt{\eta Q}H^{-3/4}$ donde: η – eficiencia total.



2.3.1 Clasificación de las turbinas hidráulicas según la velocidad específica.

El N_s es la velocidad de giro del rodete de la turbina modelo de una serie de turbinas semejantes que con un salto de 1 m es capaz de producir una potencia en el eje de 1 CV. Las turbinas hidráulicas son clasificadas por su N_s en tablas tales como:

TURBINA	Inventor y año de patente	N_s (rpm, HP, m) rpm	Q m ³ /s	H m	P kW	$\eta_{m\acute{a}x}$ %	
A C C I Ó N	PELTON	Lester Pelton (EE.UU.) 1880	1 Ch: 30 2 Ch: 30-50 4 Ch: 30-50 6 Ch: 50-70	0.05-50	30-1800	2-300000	91
	TURGO	Eric Crewdson (G. Bretaña) 1920	60-260	0.025-10	15-300	5-8000	85
	MICHELL-BANKI	A.G. Michell (Australia) 1903 D. Banki (Hung.) 1917-1919	40-160	0.025-5	1-50 (200)	1-750	82
R E A C T I Ó N	Bomba rotodinámica	Dionisio Papin (Francia) 1689	30-170	0.05-0.25	10-250	5-500	80
A C C I Ó N	FRANCIS	James Francis (G. Bretaña) 1848	L: 60-150 N: 150-250 R: 250-400	1-500	2-750	2-750000	92
	DERIAZ	P. Deriaz (Suiza) 1956	60-400	500	30-130	100,000	92
	KAPLAN y de hélice	V. Kaplan (Austria) 1912	300-800	1000	5-80	2-200000	93
A C C I Ó N	AXIALES: - Tubular - Bulbo - Generador periférico	Kuhne-1930 Hugenin-1933 Harza-1919	300-800	600	5-30	100,000	93

N_s : Velocidad específica.

Ch: Chorro.

L: Lento.

N: Normal.

R: Rápida.

Figura 9: Características principales de turbinas hidráulicas. Fuente: (Sanchez & Ramirez ITDG, 1995, p. 127).

2.4 Bombas hidráulicas.

Bomba es una máquina que absorbe energía mecánica y restituye al líquido que pasa energía hidráulica. Las bombas rotodinámicas son turbomáquinas generadoras (pasivas), donde la potencia transmitida por el eje al rotor es utilizada para aumentar la energía específica de un determinado caudal (agua), las bombas son máquinas que consumen potencia y generan un aumento de la energía específica del fluido.

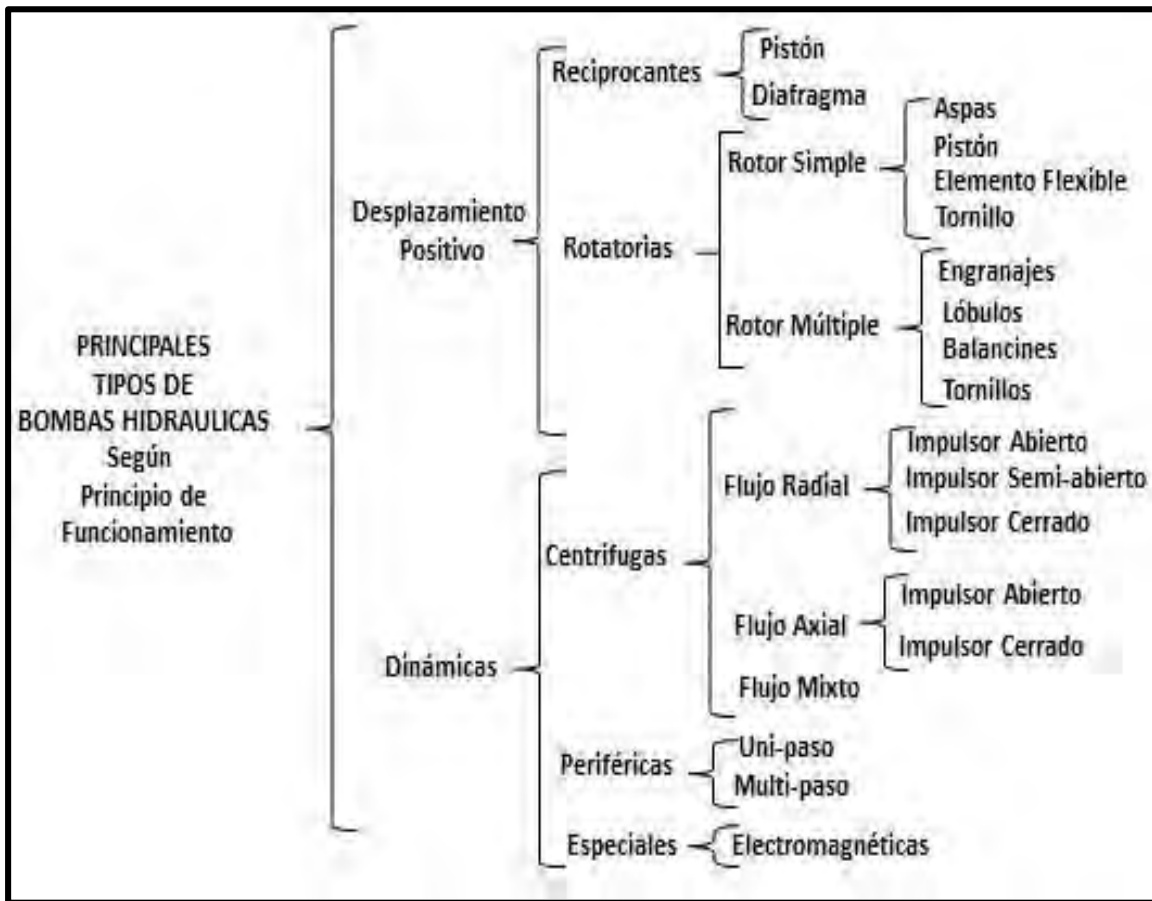


Figura 10: Clasificación de las bombas hidráulicas. Fuente: (Portal electromecanico, s.f.)

2.4.1 Bombas centrífugas.

Son turbomáquinas de tipo radial con flujo de adentro hacia afuera que tienen el objetivo de obligar al fluido a realizar un recorrido radial largo y aumentar la acción centrífuga.

2.4.2 Elementos constitutivos de una bomba radial de eje horizontal – BC.

Rodete: Elemento fundamental que gira con el eje y compuesto por alabes que transmiten energía al fluido (energía cinética y energía de presión).

Corona directriz: Elemento encargado de recoger el líquido del rodete y transformar la energía cinética en energía de presión debido al aumento de sección en esta corona en la dirección del flujo, esta corona directriz no existe en todas las bombas pero hace a la bomba más eficiente.

Caja espiral: Elemento encargado de transformar la energía dinámica en energía de presión y recoger las pérdidas mínimas de energía a la salida del rodete, finalmente la redirige a la tubería de impulsión.

Tubo difusor troncocónico: elemento encargado de transformar la energía dinámica en energía de presión.

Partes de una bomba centrífuga:

- Tubería de aspiración.
- Impulsor o Rodete.
- Voluta o carcasa – Caja espiral.
- Difusor.
- Brida de aspiración.
- Brida de impulsión.
- Anillos de desgaste.
- Empaquetadura o sello mecánico.
- Eje motriz.

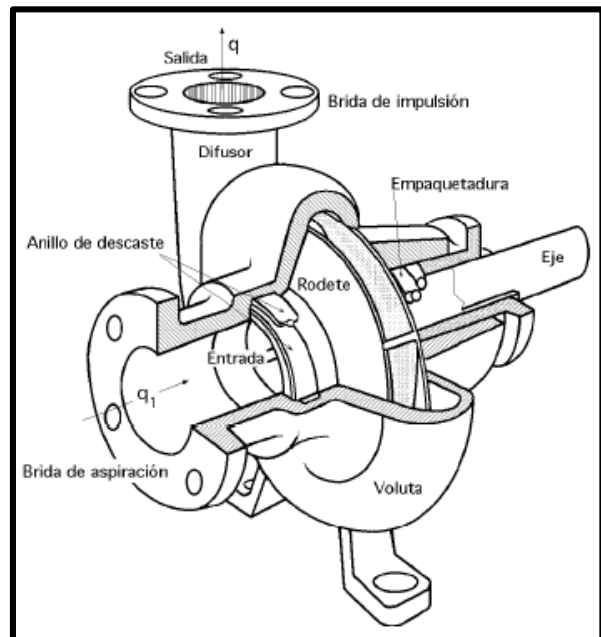


Figura 11: Partes de una Bomba Centrífuga. Fuente: (Fernández, pág. 02)

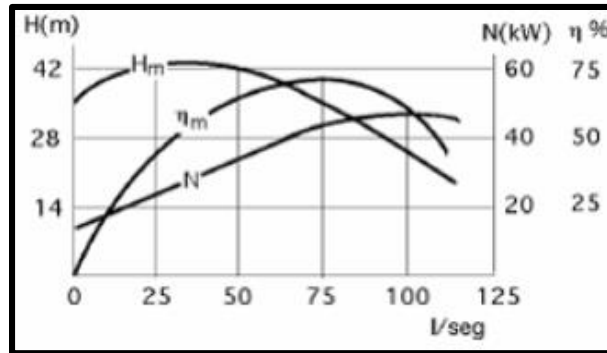


Figura 12: Curva característica de la bomba radial Fuente: (OCWS - Universidad de Sevilla, 2007).

2.4.3 Tipos de bombas centrífugas.

Bombas centrífugas radiales: Diseñadas para cargas altas y caudales pequeños, sus impulsores son angostos. El movimiento del fluido inicia paralelo al eje de giro del impulsor y termina perpendicular a este.

Bombas centrífugas axiales: Utilizadas para cargas pequeñas y grandes caudales, tienen impulsores tipo propela (flujo completamente axial). La energía se cede por la impulsión ejercida por los álabes sobre el mismo.

Bombas centrífugas diagonales: Utilizadas para cargas y caudales intermedios, la corriente líquida pasa radial y axialmente (conocida como flujo mixto). La energía se cede mediante la acción de la fuerza centrífuga y la impulsión de los álabes.

2.4.4 Clasificación por su número específico de revoluciones

Los rodetes se clasifican en cuatro tipos según la forma de sujeción de los álabes:

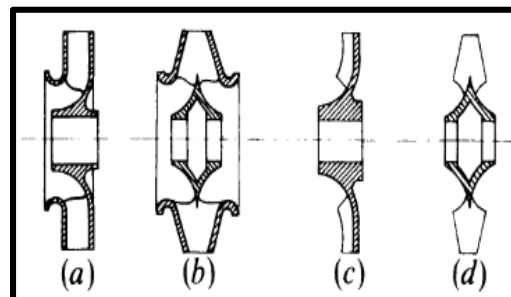


Figura 13: Rodete: cerrado de simple aspiración, cerrado de doble aspiración, semiabierto de simple aspiración y abierto de doble aspiración sin cara anterior ni posterior. Fuente: (Mataix, 1986, p. 380).

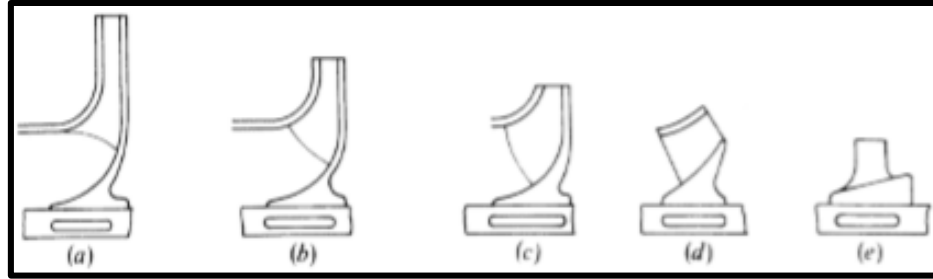


Figura 14: a) Rodete radial lento N_s entre 40 a 80, b) N_s de 80 a 140, c) N_s de 140 a 300, d) Rodete semi axial o mixto con N_s de 300 a 600, e) Rodete axial rápido con N_s entre 600 a 1800. Fuente: (Mataix, 1986, p. 381).

La clasificación más precisa de las bombas rotodinámicas es una clasificación numérica.

Cálculo del N_s :

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}}$$

Donde:

N_s : Número específico de revoluciones

N : Velocidad de rotación (rpm)

P : Potencia generada (CV)

H : Altura neta (m)

$$P = Q\rho gH \text{ (W)} = \frac{Q\rho H}{75} \text{ (CV)}$$

Sistema difusor: Este sistema consta de tres elementos.

- Corona directriz.
- Caja espiral.
- Cono difusor.

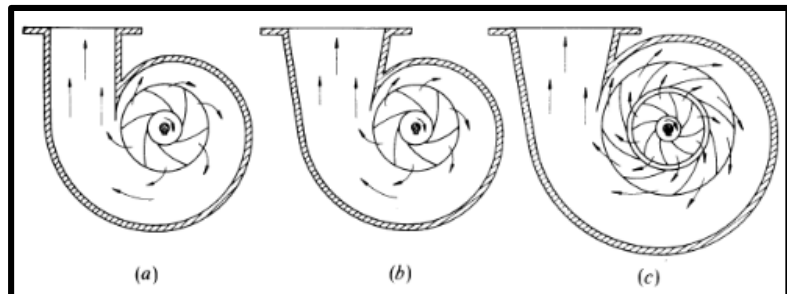


Figura 15: Bomba con solo caja espiral, con caja espiral y cono difusor, con caja espiral, corona directriz y cono difusor (Fuente: Mataix, 1986, p. 382).



2.4.5 Pérdidas Hidráulicas

Las pérdidas hidráulicas disminuyen la energía específica útil que la bomba comunica al fluido y también a la altura del rodete (pérdidas de superficie y pérdidas de forma).

2.4.5.1 Pérdidas de superficie:

Perdidas debido al rozamiento del fluido con las paredes de la bomba (rodete, corona directriz (si existe) y caja espiral) y de las partículas del fluido.

2.4.5.2 Pérdidas de forma:

Producidas por el desprendimiento de la capa límite en los cambios de dirección y a la entrada del rodete.

2.4.5.3 Pérdidas Volumétricas:

Son pérdidas intersticiales del caudal dentro de la bomba, existen pérdidas exteriores e interiores.

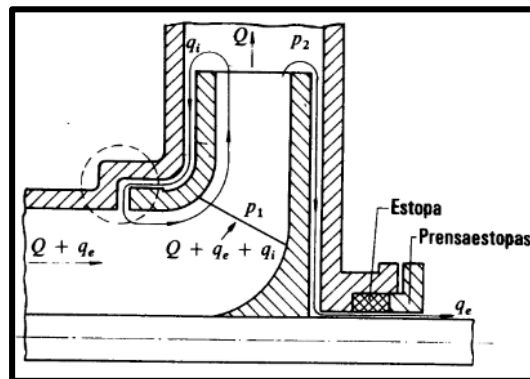


Figura 16: Pérdidas interiores q_i , y pérdidas exteriores q_e . (Fuente: Mataix, 1986, p. 391)

Las pérdidas interiores q_i : se producen por la recirculación interna entre el álabe y la carcasa.

Las pérdidas exteriores q_e : son las fugas de caudal al exterior por las prensaestopas.

2.4.6 Pérdidas mecánicas

Estas pérdidas se producen debido a la fricción entre los siguientes elementos:

- Rozamiento del prensaestopas con el eje de la máquina.
- Rozamiento del eje con los cojinetes.
- Por accionamiento de auxiliares (bomba de engranajes para lubricación, cuentarrevoluciones, etc.).

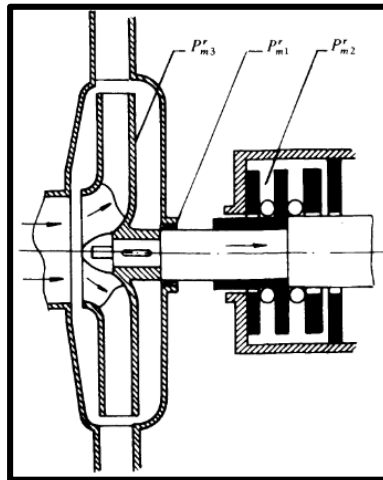


Figura 17: Lugares donde tiene lugar las pérdidas mecánicas, en el disco P_{m3} , en las estopas P_{m2} y en el rodamiento P_{m1} . (Fuente: Mataix, 1986, p. 393)

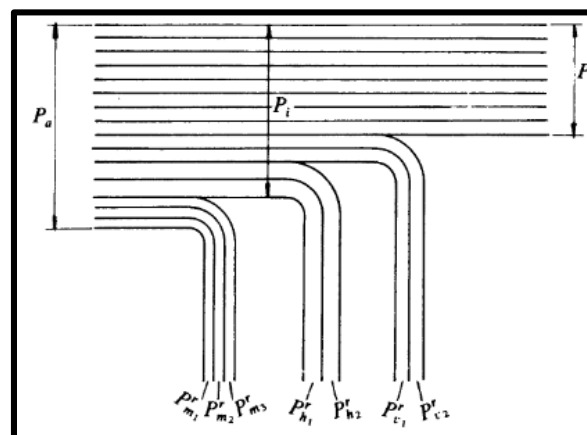


Figura 18: Diagrama de Sankey, representa las pérdidas mecánicas, hidráulicas y volumétricas y la entrega de potencia final P entregada al fluido. (Fuente: Mataix, 1986, p. 394)



2.4.7 Potencias y Rendimientos.

En la figura 17, se muestra que las pérdidas ocasionan una disminución de potencia neta entregada por el rodete al fluido:

2.4.7.1 Potencia de accionamiento P_a :

Potencia neta que recibe el eje de la bomba para accionar la turbomáquina (Potencia entregada por el motor eléctrico afectada por la eficiencia de transmisión).

2.4.7.2 Potencia interna P_i :

Potencia suministrada al rodete igual a la potencia de accionamiento menos las pérdidas mecánicas.

2.4.7.3 Potencia útil P :

Incremento de potencia que experimenta el fluido en la bomba.

Potencia de accionamiento P_a :

$$P_a = M * W = \frac{2\pi}{60} N * M = 0.1047NM$$

Dónde:

M = momento torsional en el eje de la máquina (N*m) S.I.

N = velocidad de giro del eje de la bomba (rpm).

Potencia interna P_i : potencia total transmitida al fluido o potencia de accionamiento descontando las pérdidas mecánicas:

$$P_i = P_a - P_{mecanicas}$$

Potencia útil P : es la invertida en impulsar un caudal útil a una altura útil H .

$$P = \rho gHQ$$

Finalmente la potencia interna afectada por la eficiencia volumétrica e hidráulica:



$$P_i = \frac{\rho g H Q}{\eta_v * \eta_h}$$

2.4.7.4 Rendimientos o eficiencias:

Las eficiencias internas y totales de la turbomáquina:

$$\eta_i = \eta_v * \eta_h$$

$$\eta_{total} = \eta_t = \eta_v * \eta_h * \eta_m$$

En el caso de bombas hidráulicas:

$$\eta_h = \frac{H}{H_r} \text{ En algunas bibliografías H también se da como altura útil } \eta_h = \frac{H_u}{H_r}$$

En bombas la altura del rodete $H_r > H$ (siempre debe ser para garantizar la capacidad de bombeo).

2.4.7.5 Potencia de accionamiento o potencia al eje:

$$P_a = P_e = \frac{\rho g H Q}{\eta_v * \eta_h * \eta_m} = \frac{\rho g H Q}{\eta_t} = \frac{\gamma H Q}{\eta_t}$$

Dónde:

P_e = Potencia al eje (kW).

H = Altura útil o efectiva (m).

Q = Caudal útil o de diseño (m³/s).

γ = Peso específico del agua (N/m³).

La potencia efectiva en otras unidades:

$$P_a = P_e = \frac{\rho H Q}{76(\eta_v * \eta_h * \eta_m)} = \frac{\rho H Q}{76\eta_t} = \frac{\rho H Q}{76\eta_t}$$

Dónde:

P_e = Potencia al eje (HP).

ρ = Densidad del agua (Kg/m³).



2.4.8 Cavitación en bombas.

La cavitación produce dos efectos perjudiciales: disminución del rendimiento y erosión. La cavitación en las bombas está relacionada: a) con el tipo de bomba (cavitación mayor cuanto mayor es el N_s), b) con la instalación de la bomba (altura de suspensión H_s sobre el nivel del líquido en el depósito de aspiración) y c) con las condiciones de servicio de la bomba (el caudal nunca debe exceder el máximo permisible).

La altura de aspiración necesaria: $NPSH_{necesaria} = \Delta h = H_{ed} \text{ min}$

$$H_{ed} \text{ min} = \left(\frac{P_A - P_S}{\rho g} - H_s - H_{rA} - E \right) \text{ min} = \left(\frac{P_e - P_S}{\rho g} + \frac{CE^2}{2g} \right) \text{ min}$$

Altura de aspiración máxima de la bomba:

$$H_s \text{ max} = \left(\frac{P_A - P_S}{\rho g} - H_{rA} - E - \Delta h \right)$$

2.5 Turbomáquinas Reversibles.

Existen diversos tipos de máquinas reversibles que pueden funcionar como bomba o como turbina. El diseño es más complejo y el motor debe funcionar también como alternador.

Sus ventajas son: Menor obra civil, menores dimensiones, menor coste, entre otras; y como desventajas: Menor rendimiento, mayor tiempo de maniobra, presencia de vibraciones, entre otras.

Centrales de bombeo o reversibles:

La demanda de electricidad sufre oscilaciones muy notables a lo largo del día y según la época del año, estas variaciones en la energía obligan un funcionamiento muy irregular del sistema eléctrico. La necesidad de hacer frente a esta demanda irregular ha dado lugar a la aparición de las centrales de acumulación por bombeo, centrales que almacenan energía eléctrica durante las horas de bajo consumo y la devuelven a la red durante las horas punta.

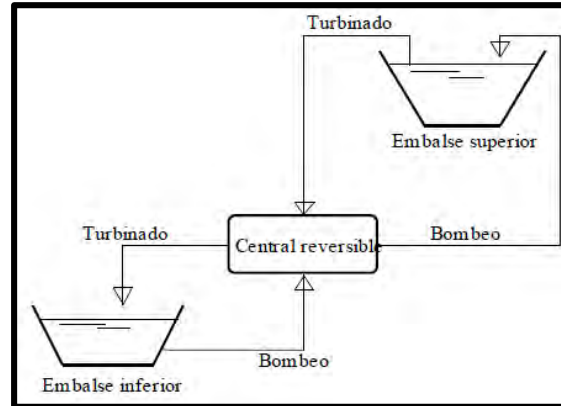


Figura 19: Esquema básico de funcionamiento de una central de acumulación por bombeo. Fuente: (Zamora & Viedma, 2016, p. 250)

2.6 Bomba trabajando como turbina.

2.6.1 ¿Por qué usamos una bomba como turbina?

Se utiliza una bomba como turbina porque teniendo en cuenta los aspectos: económicos, la manufactura de bombas es mucho mayor al de las turbinas por tanto el costo de adquisición de una bomba es menor que el de una turbina; disponibilidad en la adquisición de bombas y repuestos en caso de alguna falla, y finalmente la construcción no requiere de mecánicos altamente calificados para el mantenimiento porque las bombas son de concepción robustas y simple. (Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 04) Procesamiento: (Gina Gonzáles Cruz).

2.6.2 Campos de aplicación de Bombas usadas como Turbinas.

2.6.2.1 Generación de potencia:

- Bombas como turbinas que generalmente en la antigüedad fueron usados para ambos modos, bombeando agua durante la noche debido a la baja tarifa de la electricidad y durante el día desarrollar su trabajo como generador de electricidad a través de la misma máquina operando en modo turbina.
- Bombas estándar ahora son más usadas en MHP (micro-hydropower) en potencias de 5 a 500 kW, son usados en pequeñas industrias y en fábricas de proceso agrícola.



2.6.2.2 Recuperación de potencia hidráulica:

Un factor común de estas instalaciones es la necesidad de reducir la presión de un fluido al final de un proceso o tratamiento del fluido, con la finalidad de incrementar el precio de la energía y el conocimiento de la conservación de la energía. (Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 05)

Procesamiento: (Gina Gonzáles Cruz).

Otros campos de aplicación:

- Riego
- Abastecimiento de agua y sistema de arreglo de aguas residuales.
- Industria
- Procesos petro químicos.
- Osmosis inversa en plantas de desalinización.
- Cancelado de gas.
- Minería

2.7 Bomba como turbina.

Las bombas centrífugas poseen características particulares que las hacen apropiadas para diversos usos, entre los cuales se puede nombrar el funcionamiento en sentido inverso, es decir, como turbina hidráulica. Esta particularidad de las bombas presenta una buena solución para el desarrollo de minicentrales hidroeléctricas y de bajo costo debido a la producción en serie de estos equipos, además poseen una simplicidad constructiva que reduce al mínimo los costos de mantenimiento. Otra característica que hace a estas máquinas tan singulares al momento de funcionar como turbinas, es su amplio rango de caudales y alturas de funcionamiento al que pueden desempeñarse. También tienen la virtud de trabajar con grandes contrapresiones y presiones internas hasta de 300 (bar), así como la posibilidad de funcionar de forma segura en ambientes con alta concentración de polvo, como es el caso de las minas.

2.7.1 Componentes principales de una PAT:

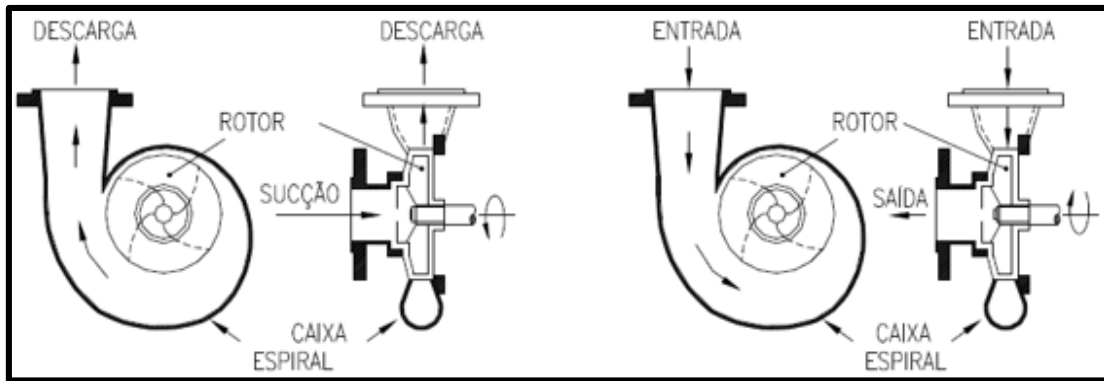


Figura 20: Bomba centrífuga funcionando como bomba y como turbina. Fuente: (Carvalho & Horta, 1990, p. 02)

2.7.1.1 La voluta:

Aunque la voluta de una PAT está diseñada para recoger el agua del impulsor de una bomba, el método de diseño para una bomba es bastante similar a una voluta de turbina Francis. Cuando el flujo es inverso, la voluta de una PAT funcionará correctamente como distribuidor del flujo que rodea el impulsor. Sin embargo, el papel más importante de una voluta es el equilibrio de la presión radial y las fuerzas.

2.7.1.2 El impulsor:

Es el componente principal de una PAT, convierte la energía hidráulica del flujo de entrada en el eje mecánico. Aunque el impulsor ha sido diseñado para presurizar el líquido utilizando la fuerza centrífuga, también puede absorber la energía del flujo con una eficiencia razonable. El impulsor generalmente tiene de 5 a 8 palas, con un tipo de forma de hidroala.

2.7.1.3 El tubo de aspiración:

Se requiere una pequeña energía cinética en la salida de la PAT para minimizar las pérdidas de energía. Usando un tubo de aspiración, la energía cinética se puede convertir en energía potencial. Por lo tanto, un tubo de aspiración está diseñado en función de la conversión máxima de velocidad en presión (según la ecuación de Bernoulli). (Carravetta, Derakhshan & Ramos, 2018, p. 30)

2.7.2 Tipos de bombas utilizadas en modo turbina.

Cualquier tipo de bomba puede ser utilizada como turbina, sin embargo, la principal ventaja de una bomba como turbina está en el menor costo respecto a una turbina convencional, es más beneficioso utilizar bombas centrífugas standard y bombas de flujo mixto que bombas de flujo axial, donde las ventajas son menores.

Descripción de la bomba trabajando como turbina en el banco de pruebas.

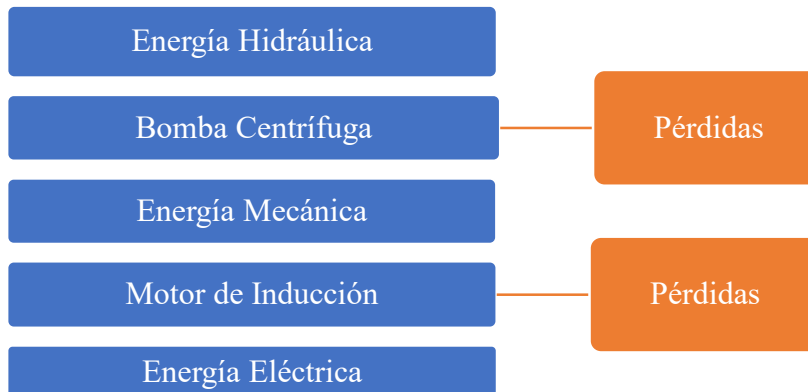


Figura 21: Descripción de la bomba trabajando como turbina en el banco de pruebas. (Fuente: Elaboración propia)

2.8 Diferencias entre una bomba y una turbina.

La teoría hidrodinámica es la misma para ambas máquinas y el comportamiento del fluido incluyendo la fricción y la turbulencia resulta diferentes para el diseño.

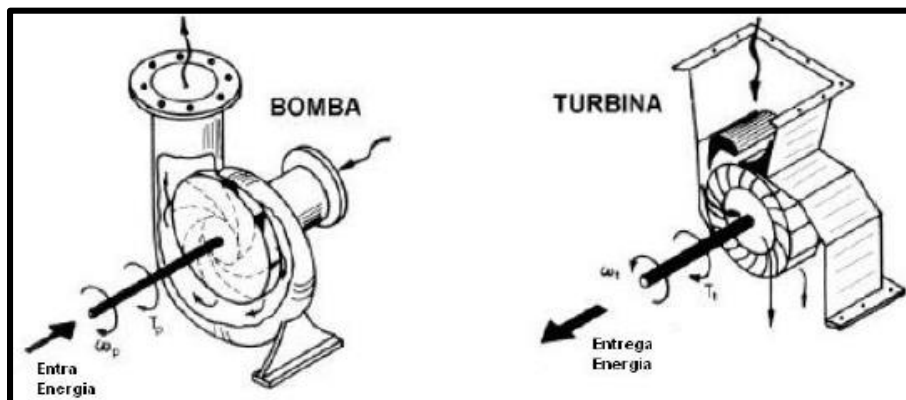


Figura 22: Principal diferencia de fluido y flujo de energía en bombas y turbinas. Fuente: (Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 09) Procesamiento: (Gina Gonzáles).



Tabla 4: Diferencias entre una bomba y una turbina.

	TURBINA	BOMBA
Flujo de energía	<ul style="list-style-type: none"> • La entrada de energía es de tipo hidráulica y por medio de un fluido (agua) bajo presión. • La salida de la energía es de tipo mecánica y a través del torque en el eje de la máquina. 	<ul style="list-style-type: none"> • La entrada de la energía es de tipo mecánica y a través del torque en el eje de la máquina. • La salida de la energía es de tipo hidráulica y por medio de un fluido bajo presión.
Altura de Presión Hidráulica	<ul style="list-style-type: none"> • La altura neta de la Turbina decrece (fricción fluida) con el aumento del caudal. 	<ul style="list-style-type: none"> • La altura dinámica a ser generada por la bomba se incrementa con el incremento del caudal.
Sentido de Rotación	El rotor de la turbina gira en dirección opuesta del impulsor de una bomba.	
Dirección del Torque	En ambos modos tienen la misma dirección.	

Fuente: (Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 09) Procesamiento: (Gina Gonzáles).

2.8.1 Algunas diferencias particulares.

2.8.1.1 Condiciones de operación:

Bombas: Generalmente se operan con velocidad, carga y flujo constantes. Por lo tanto, una bomba está diseñada para un punto particular de operación (punto de trabajo) y no requiere un dispositivo de regulación (paleta guía). Idealmente, el punto de trabajo coincide con la máxima eficiencia de la bomba.

Turbinas: Opera bajo condiciones variables de carga y flujo. En un MHP, el flujo debe ser ajustable para adaptarse a las variaciones estacionales del agua disponible o para ajustar la potencia de salida de acuerdo con la demanda de los consumidores. Los álabes de guía ajustables y / o las cuchillas de guía (o las boquillas controladas por una válvula aerodinámica) regulan el flujo.

(Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 09) Procesamiento: (Gina Gonzáles).



2.8.1.2 Diseño hidráulico:

En una bomba, la energía cinética impartida al fluido debe convertirse en energía de presión (el flujo debe desacelerarse a medida que pasa a través del impulsor y la carcasa de la voluta). El flujo desacelerado es generalmente muy sensible a la separación y a la formación de remolinos para evitarlos, los pasos del impulsor están formados por canales largos y lisos con un área de sección transversal que aumenta gradualmente, por tanto las pérdidas por fricción son relativamente altas. Por otra parte, el flujo a través de una turbina se acelera, lo que está menos sujeto a turbulencias; Los pasos del corredor son relativamente cortos, lo que reduce las pérdidas por fricción y garantiza una alta eficiencia.

2.8.1.3 Ubicación de la máquina – Cavitación:

La bomba en relación con el nivel de agua del sumidero desde el que se bombea agua es crítica. Si es demasiado alto, puede ocurrir cavitación. El diseño de la tubería de succión es muy importante debido a las pérdidas por fricción que reducen la presión en la entrada de la bomba y aumentan la tendencia a la cavitación. Las turbinas son menos sensibles a la cavitación, ya que las pérdidas por fricción en el tubo de aspiración aumentan la contrapresión en la turbina. (Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 10) Procesamiento: (Gina Gonzáles).

2.8.2 Curvas de performance:

El rendimiento de una bomba o una turbina generalmente se presenta en diagramas de alturas versus caudal. El rendimiento del modo bomba y turbina se puede trazar en un solo diagrama extendiendo el eje de flujo en valores negativos que representan la operación inversa de la bomba, es decir, el rendimiento del modo turbina (Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 33).

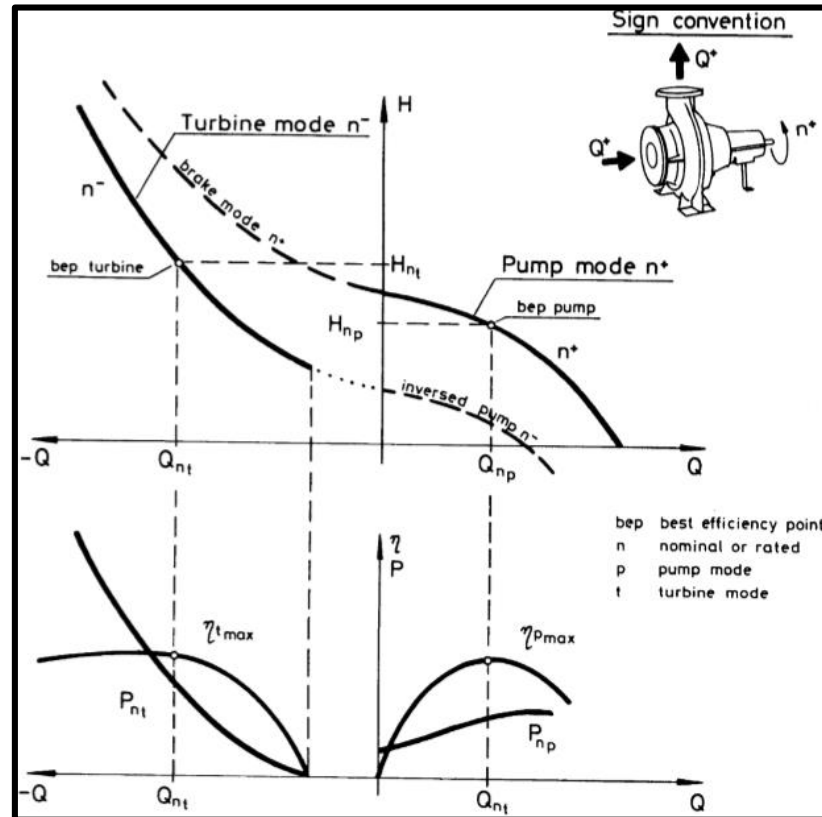


Figura 23: Características completas de una bomba para velocidad constante. (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 34) Procesamiento: (Gina Gonzáles).

En la figura se muestra la característica de flujo de carga total de una bomba PAT para la misma velocidad en la operación de la bomba y la turbina.

- Se puede ver claramente que el punto para mejor eficiencia en modo bomba no corresponde a la misma combinación de valores de altura y caudal para el punto de mejor eficiencia en el modo turbina.
- Se aprecia que la altura y caudal de trabajo en el modo turbina es mayor que en su trabajo como bomba; ahora en lo que respecta a la eficiencia en modo turbina es similar a la eficiencia en modo bomba, finalmente la potencia en el eje en el modo turbina también es mayor que la potencia en el eje en modo bomba.



Tabla 5: Características principales del rendimiento en modo bomba y turbina.

PARÁMETROS	MODO BOMBA	MODO TURBINA
Caudal	Disminuye a medida que aumenta la altura y llega a un valor nulo para la máxima altura (Altura de Corte).	Incrementa continuamente a medida que aumenta la altura o carga.
Potencia	<p><i>Máquina de Flujo Radial:</i> Demanda mínima potencia para la máxima altura. Para alturas inferiores a la altura nominal, la máquina puede ser levemente sobrecargada.</p> <p><i>Máquinas de Flujo Axial:</i> Demanda máxima potencia para la máxima altura, y la misma decrece a medida que disminuye la altura.</p>	<p>Para que la turbina comience a generar, el flujo debe exceder un valor mínimo (caudal de vacío). La potencia nominal entregada aumenta progresivamente aun sobrepasando la altura nominal. El punto de óptimo funcionamiento es más alto que el punto óptimo en el modo bomba lo que representa un torque mayor en el eje.</p>
Rendimiento	La eficiencia de las máquinas se incrementa, con el aumento del flujo, a partir de cero y caudal nulo hasta llegar a un punto máximo o pico (punto nominal de funcionamiento de la máquina). A partir de ese punto decrece a medida que se sigue aumentando el flujo.	El rendimiento se incrementa a partir de cero y de un caudal mínimo (caudal de vacío), hasta un pico que es el punto nominal de funcionamiento, y decrece lentamente a medida que se incrementa el caudal.

(Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 34) Procesamiento: (Gina Gonzáles).

2.9 Motor de Inducción operando como Generador.

Un motor trifásico de inducción (MTI) es un conversor electromecánico reversible, capaz de convertir energía eléctrica en energía mecánica (energía cinética rotativa), o energía mecánica en energía eléctrica (aplicación como generador). El MTI es el tipo de motor más utilizado en la industria (90%). Esto se da por su gran robustez y simplicidad constructiva frente a otros tipos de máquinas (Máquinas y accionamientos eléctricos (3M4), 2019, p. 01).

El motor asíncrono o de inducción es un motor eléctrico de corriente alterna, en el cual su rotor gira a una velocidad diferente a la del campo magnético del estator, este rotor puede ser de dos tipos: Jaula de ardilla, bobinado, y un estator donde se encuentran las bobinas inductoras, que se están desfasadas entre sí 120° (Wikipedia, 2020).

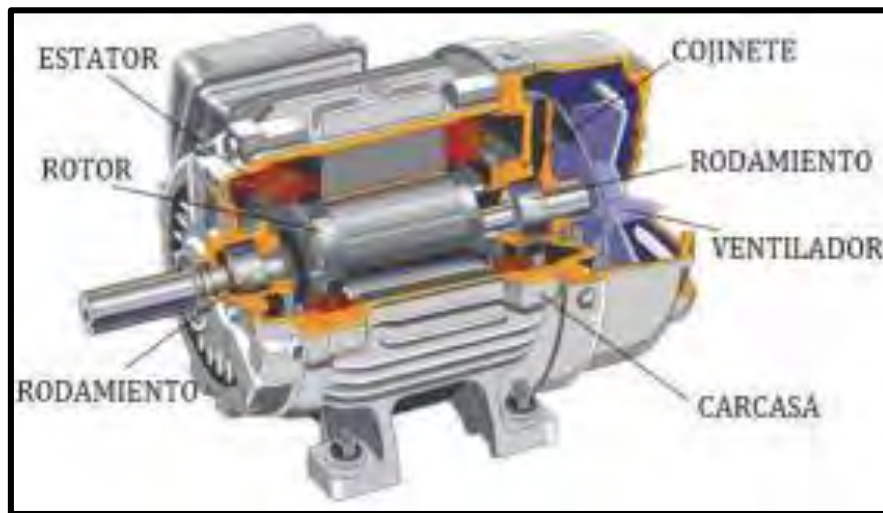


Figura 24: Partes de un Motor Jaula de Ardilla. Fuente: (Herrera, 2018, pág. 04)

Seleccionamos el motor de inducción con las siguientes características: Modelo WEG W22, carcasa 132S y potencia de 7.5 kW. Estos datos son muy importantes para ser probado como MAG en un banco de pruebas donde será analizado su comportamiento.



Figura 25: Motor de inducción. Fuente: Elaboración propia.

2.10 Equipo de Generación Convencional.

Se selecciona y diseña una turbina convencional para comparar el performance técnico económico de la bomba funcionando como turbina. La turbina convencional trabaja a las siguientes condiciones: Altura de 22 m y Caudal de 0.037 m³/s. De la siguiente figura intersectando las condiciones, seleccionamos una Turbina Convencional Michell Banki. Lo que define su eficiencia; el número de alabes recomendado es de 10 a 34. (Carravetta, Derakhshan & Ramos, 2018, p. 08) Procesamiento: (Gina Gonzáles).

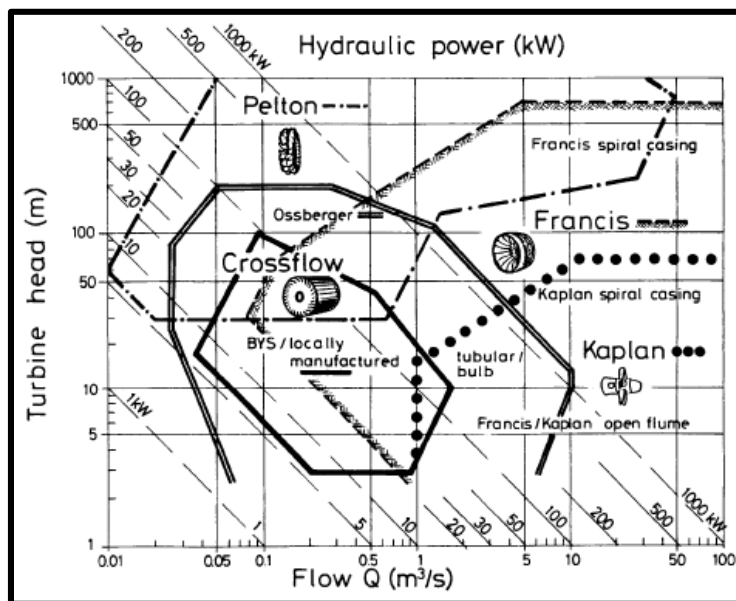


Figura 26: Rangos generales de aplicación de diferentes tipos de turbinas y turbina Michell Banki. Fuente:

(Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 15) y Elaboración propia.

2.11 Concepto de potencia en un circuito de corriente alterna.

Potencia activa P, potencia que se aprovecha como potencia útil (media, real o verdadera) y se encuentra en unidad de **vatio (W)**.

Potencia reactiva Q, potencia que necesitan las bobinas y los condensadores para generar campos magnéticos o eléctricos, y su unidad se encuentra en **voltamperio reactivo (VAr)**.



Potencia aparente S, potencia total consumida por la carga, obtenida sumando las potencias activa y reactiva, su unidad se encuentra en **voltamperio (VA)**.

Estas potencias se representan en el triángulo de potencias que podemos ver en la siguiente figura, tomando como origen de fases la intensidad y multiplicándola por los tres lados del triángulo. Si volvemos a multiplicar por la intensidad, obtenemos el triángulo de potencias (Wikipedia, 2021).

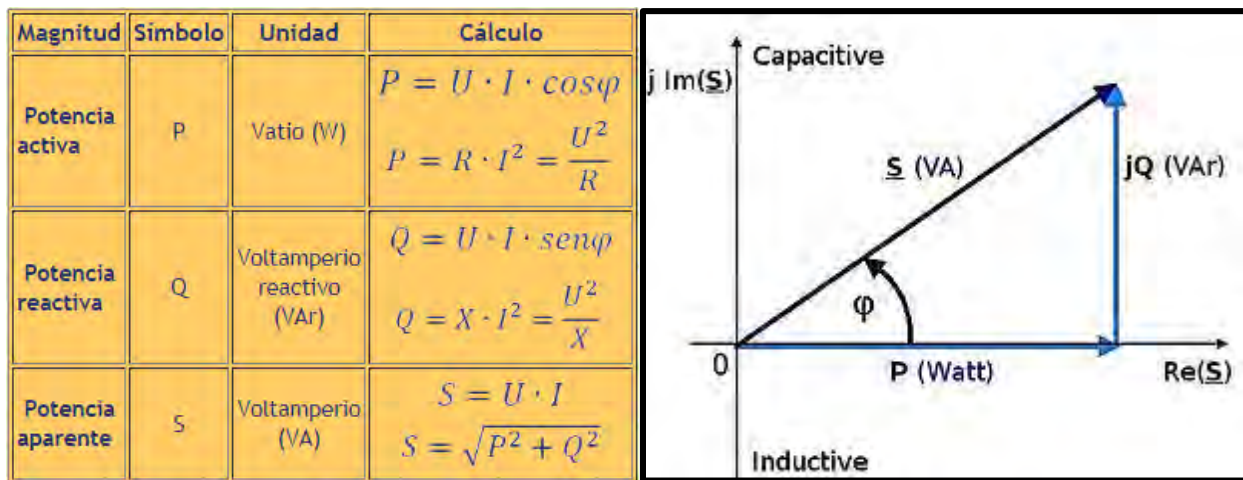


Figura 27: Ecuación y triángulo de potencias en un circuito de corriente alterna. Fuente: (Wikipedia, 2021).



CAPÍTULO III:

BOMBA OPERANDO COMO TURBINA

3.1 Introducción.

Existe bibliografía y experiencia práctica de las bombas operando como turbinas a nivel internacional, sin embargo en Perú no se conoce que se hayan efectuado instalaciones prácticas con este tipo de equipamiento, solo se conoce de algunas pruebas llevadas a cabo en forma experimental. En la región Cusco no se efectuaron estudios sobre este tema y tampoco se han hecho instalaciones prácticas a nivel experimental.

Debido que las bombas comerciales tienen sus propias características operativas, para el proceso de selección de los equipos para determinadas condiciones operativas hidráulicas se deberá de tener en cuenta varios aspectos tales como:

- Las bombas que operan en forma inversa como turbina no cuentan con el distribuidor como en las turbinas.
- Las bombas que operan como turbina en rangos de bajas potencias pueden ser controladas con una regulación de caudal mediante una válvula externa, caso contrario operarían a plena carga de caudal.
- La energía eléctrica generada puede ser controlada mediante un sistema de regulación de carga electrónica para rangos de hasta 100 kW de potencia, debiendo contar con sistemas de disipación de energía, calentando agua o irradiando calor al ambiente.
- La ventaja de usar bombas como turbina es la reducción del costo en comparación con el de las turbinas tradicionales puesto que son fáciles de adquirir comercialmente, de reparar y ser producidas en serie.
- La eficiencia de la bomba cae cuando se usa en forma inversa como turbina.

3.2 Metodologías de cálculo y selección de la PAT.

3.2.1 Método: J. M. Chapallaz, P. Eichenberger y G. Fischer – Manual en Bombas

Usadas como Turbinas

Teniendo las condiciones del sitio, el caudal disponible (Q_t) y la altura neta (H_t). El tipo de bomba puede ser elegida de la siguiente figura, donde se presenta las bombas radiales o centrífugas, mixtas y axiales. Además, muestra la aplicación de bombas en modo turbina hasta 1000 kW.

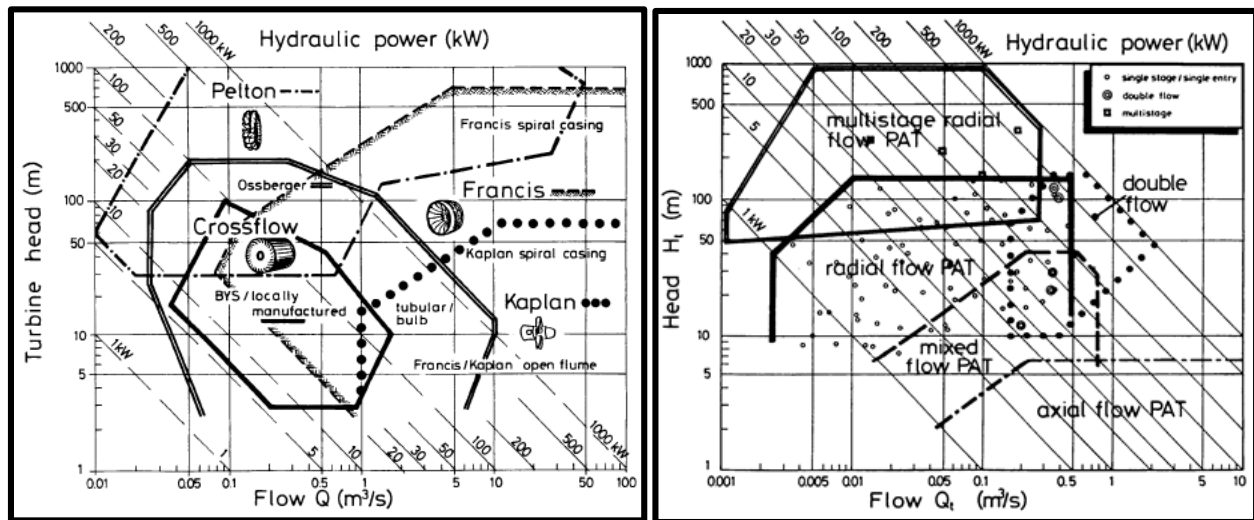


Figura 28: Rangos generales de aplicación de diferentes tipos de turbinas y PAT. (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 15)

Al seleccionar el tipo de bomba y considerando la velocidad de rotación síncrona se puede calcular la velocidad específica de BFT.

$$n_{qt} = \left(\frac{nt\sqrt{Q_t}}{(gH_t)^{\frac{3}{4}}} \right) 10^3$$



Donde:

nqt : Velocidad específica de la bomba o BFT (SI)

nt : Velocidad de BFT (rps)

Qt : Caudal de BFT (m^3/s).

g : Aceleración de gravedad (m/s^2)

Ht : Altura de BFT (m).

Al tener la velocidad específica de la BFT, calcular la velocidad específica de la bomba está dado por la siguiente ecuación:

$$nqb = \frac{nqt}{0.89}$$

Donde:

nqb : Velocidad específica de la bomba (SI)

nqt : Velocidad específica de la BFT (SI)

Se realiza la estimación del caudal de la bomba con las condiciones del sitio o caudal de la BFT.

La ecuación siguiente ecuación no es el caudal determinada para la bomba sino sirve para estimar la eficiencia máxima de la bomba Figura 32 y para determinar los factores de conversión de altura y caudal. Figura 33 y Figura 34.

$$Qbf = \frac{Qt}{1.3}$$

Dónde:

Qbf : Caudal ficticio de la bomba (m^3/s).

Qt : Caudal de BFT (m^3/s).

Con los datos de la ecuación de n_{qb} y Q_{bf} se estima la eficiencia de la bomba de acuerdo a la figura 28.

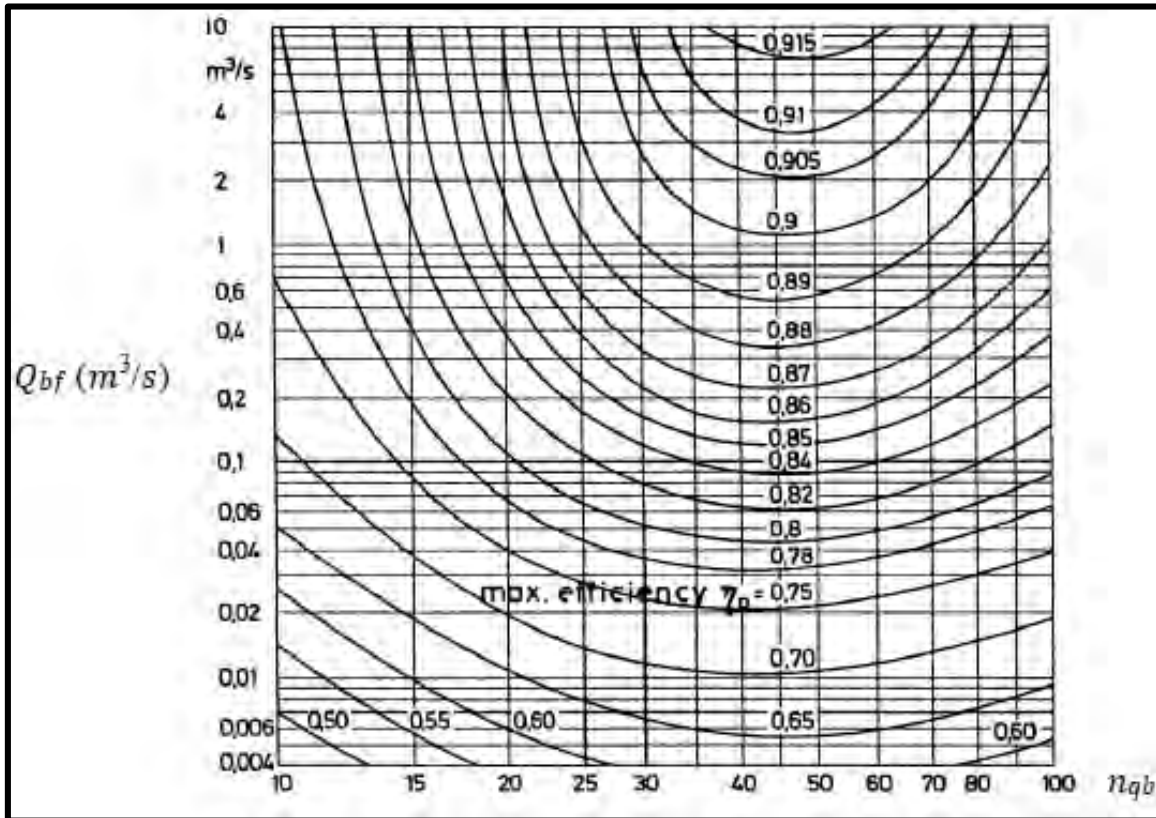


Figura 29: Eficiencia máxima de la bomba en función de la velocidad específica y el caudal. (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 44)

La altura y caudal de la bomba requerida para que funcione como turbina se determina a través de las siguientes ecuaciones.

$$H_b = \frac{H_t}{CH}$$

$$Q_b = \frac{Q_t}{CQ}$$

Conociendo la eficiencia máxima de la figura 28 y Velocidad específica n_{qb} calculada, se determina los coeficientes de altura y caudal de la Figura: 29 y 30.

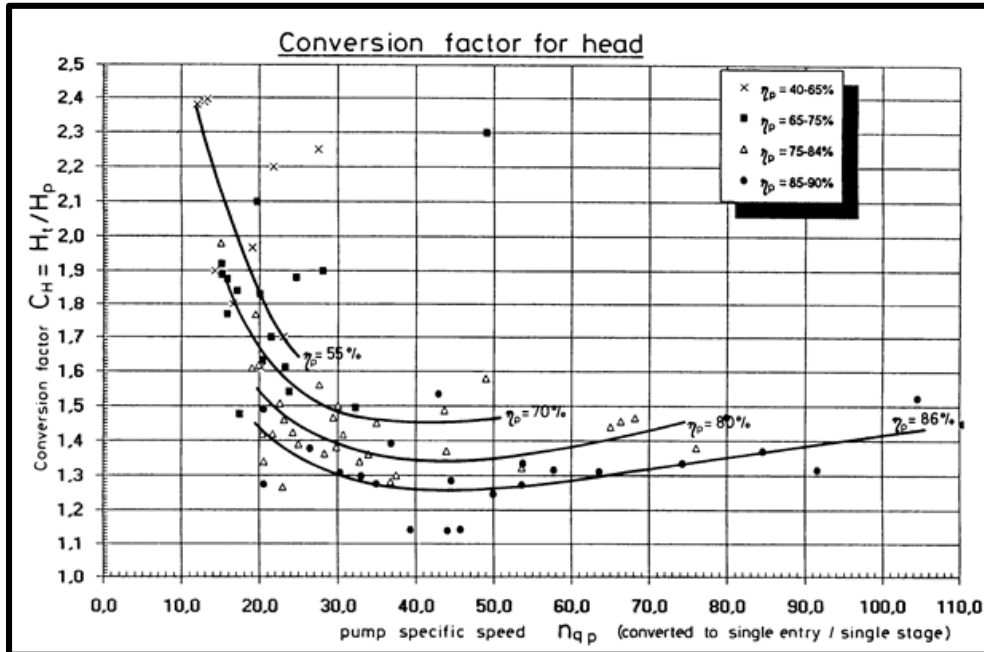


Figura 30: Coeficiente de altura. (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 41)

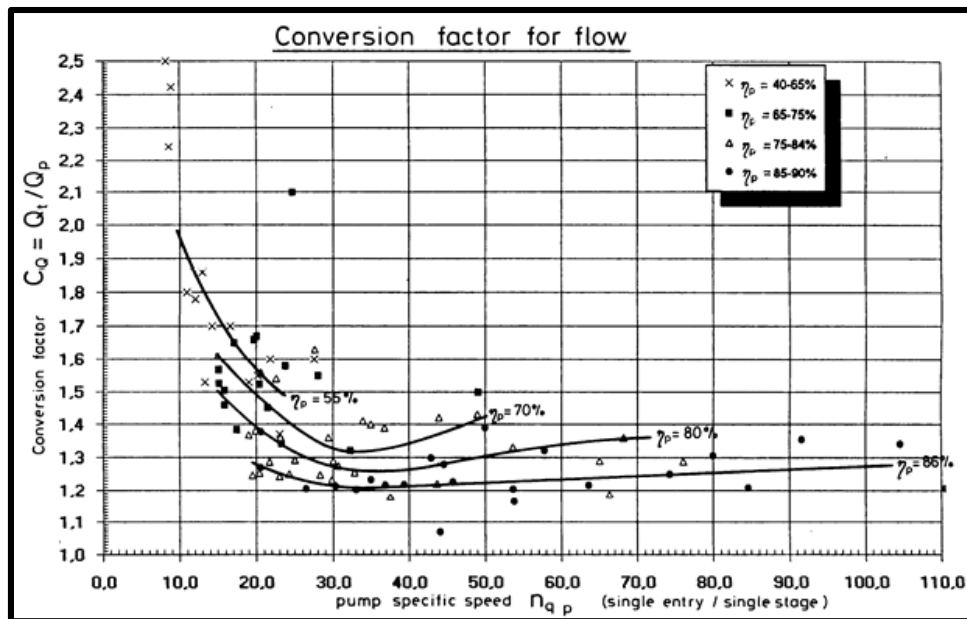


Figura 31: Coeficiente de caudal. (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 41)

3.2.2 Método: Augusto Nelson Carvalho Viana y Fabio J. Horta Nogueira - Bombas de Flujo Operando como Turbinas – Procedimiento de selección.

Teniendo los datos de la zona, se tiene la altura neta disponible (H_t) y el caudal disponible (Q_t). En este método la altura y caudal de la bomba están dadas por las siguientes ecuaciones, los cuales a su vez tienen que ser afectados por los coeficientes de caudal y altura que obtendremos del gráfico.

$$H_b = K_a * H_t$$

$$Q_b = K_q * Q_t$$

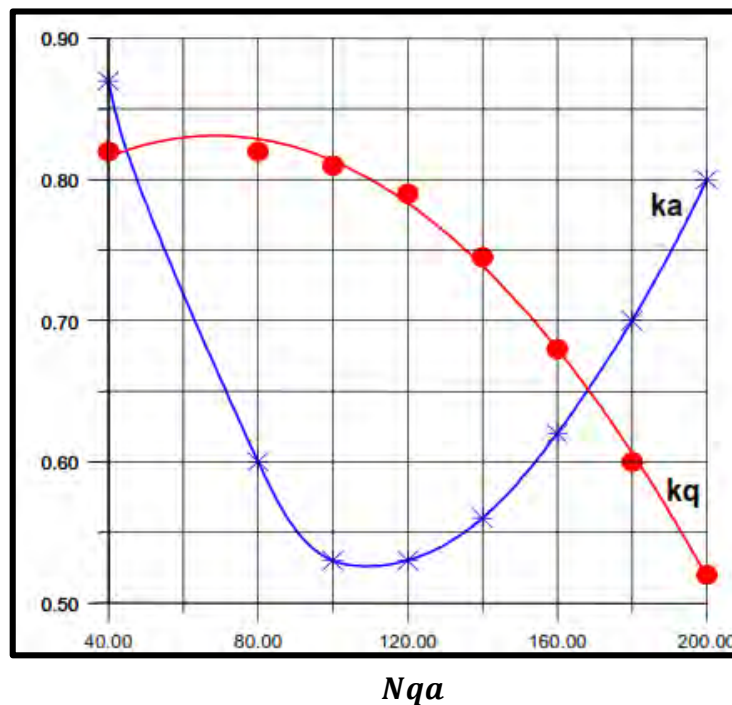


Figura 32: Coeficiente de caudal y altura versus la velocidad específica de la BFT. (Fuente: Carvalho & Horta, 1990, p. 03)

Donde:

H_b : Altura de la bomba que será utilizada como Turbina (m).

H_t : Altura disponible para el aprovechamiento de BFT (m).



Ka : Coeficiente de altura.

Qb : Caudal de la bomba que será utilizada como Turbina (m^3/s).

Qt : Caudal disponible para el aprovechamiento de la BFT (m^3/s).

Kq : Coeficiente de Caudal.

Los coeficientes se calculan de acuerdo con la ecuación 2.9 que están basados en resultados experimentales en las bombas donde se muestra los coeficientes de caudal y altura en función de la Velocidad específica en BFT.

$$nqa = \left(\frac{nt\sqrt{Qt}}{(gHt)^{\frac{3}{4}}} \right) 10^3 \quad (2.9)$$

Donde:

nqa : Velocidad específica de la bomba o BFT (SI).

nt : Velocidad de BFT (rps).

Qt : Caudal de BFT (m^3/s).

g : Aceleración de gravedad (m/s^2).

Ht : Altura de BFT (m).

Para la velocidad de la bomba funcionando como turbina se considera la velocidad síncrona de (3600 rpm, 1800 rpm, etc.)

Una vez obtenido la altura y caudal de bomba, cabe resaltar que una bomba comúnmente trabaja con velocidades asíncronas (3400 rpm, 1700 rpm, Etc.) por lo tanto se utiliza las leyes de semejanza como se muestra en las siguientes ecuaciones:

$$Hob = \left(\frac{nob}{nb} \right)^2 * Hb$$

$$Qob = \left(\frac{nob}{nb} \right) * Qb$$



Donde:

Hob: Altura referente a velocidad nominal de la bomba en el catálogo del fabricante (m).

nob: Velocidad nominal de la bomba en el catálogo de fabricante (rpm).

nb: Velocidad de la bomba designada anteriormente como (rpm).

Hb: Altura de la bomba calculada para velocidad síncrona (m).

Qob: Caudal referente a velocidad nominal de la bomba en el catálogo del fabricante (m³/s).

Qb: Caudal de la bomba calculada para velocidad síncrona (m³/s).

3.2.3 Método: Arthur Williams – Bombas como turbinas (Una guía de uso).

Rango adecuado de alturas y caudales del sitio.

El autor plantea una guía de uso con la finalidad de brindar ayuda a la hora de instalar un proyecto de micro hidroeléctrico en lugares remotos, donde usar una bomba estándar es una alternativa de bajo costo respecto a una turbina convencional. El método y tipos de descripción de equipos en esta guía son para proyectos de generación entre 200 W y 30 kW.

El rango de Pelton y turbinas de flujo cruzado de turbinas vista está basado en información de rangos de turbinas manufacturadas en Nepal, y esta comparada con los rangos de bombas centrífugas estándar trabajando con 4 polos (aprox. 1500 rpm) de generación. Los rangos de PATs pueden ampliarse para el uso de un generador de 2 polos (aprox. 3000 rpm) o de 6 polos (aprox. 1000 rpm), como se puede apreciar en la figura, esta gama de bombas como turbinas se basa en bombas centrífugas estándar producidas por un importante fabricante del Reino Unido.

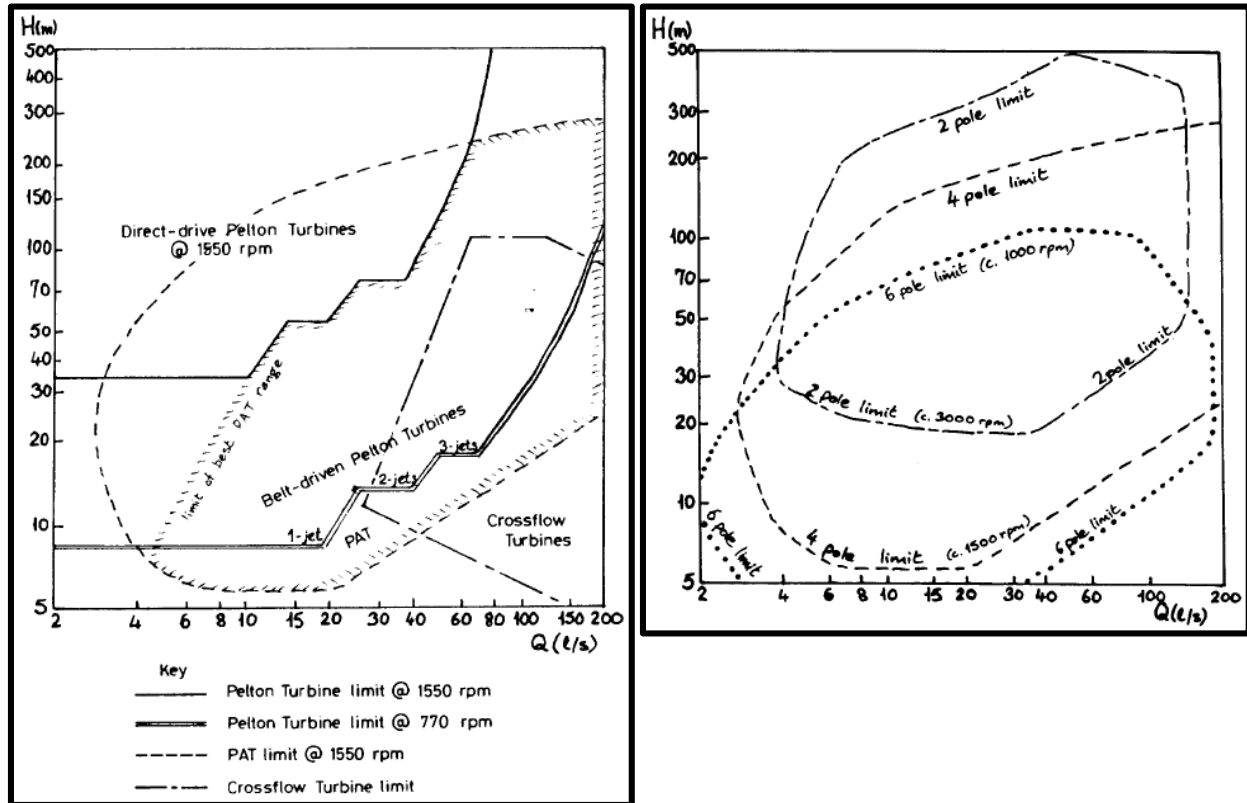


Figura 33: Rangos de altura y caudal para: varias opciones de turbinas y manejo directo de PAT. (Fuente: Williams, 1997, p. 05)

Para estimar el uso de Bomba funcionando como turbina, se puede usar la eficiencia en el punto máximo de la bomba. Si la velocidad de la turbina es lo mismo como la velocidad de la bomba, esta ecuación está dado por:

$$Q_t = \frac{Q_{bep}}{\eta_{max}^{0.8}}$$

$$H_t = \frac{H_{bep}}{\eta_{max}^{1.2}}$$

Donde:

Q_t : Caudal de turbina en punto de máxima eficiencia PME (m^3/s).

Q_{bep} : Caudal de bomba en BEP (m^3/s).

η_{max} : Eficiencia máxima de la bomba.



H_t : Altura de turbina en BEP (m).

H_{bep} : Altura de turbina en BEP (m).

Frecuentemente la velocidad de la turbina no es la misma que la velocidad de la bomba, es necesario ajustar la ecuación anterior. Entonces se tiene las siguientes ecuaciones:

$$Q_t = \frac{N_t}{N_b} * \frac{Q_{bep}}{\eta_{max}^{0.8}}$$

$$H_t = \left(\frac{N_t}{N_b}\right)^2 * \frac{H_{bep}}{\eta_{max}^{1.2}}$$

Dónde:

N_t : La velocidad de rotación de la turbina (rpm).

N_b : La velocidad de rotación de la bomba (rpm).

Cálculo de las condiciones de trabajo de la PAT:

La eficiencia de una PAT al 80% del caudal en su BEP normalmente será menor que al 120% del caudal en su BEP.

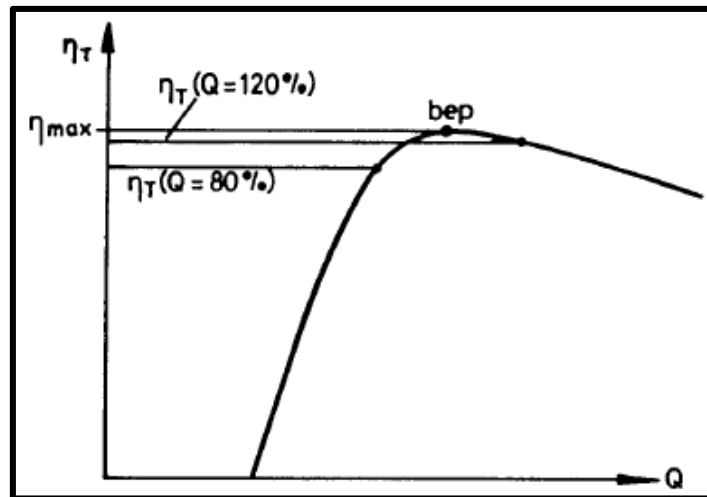


Figura 34: Curva de eficiencia típicas bombas como turbinas. (Fuente: Williams, 1997, p. 42)



3.3 Características Operativas de la PAT como Grupo Hidroeléctrico.

Suponiendo que tenemos recurso hídrico de caudal de $Q_t = 0.038 \text{ m}^3/\text{s}$ a una altura geométrica de tal modo que se tiene una altura neta de $H_t = 22\text{m}$, suponiendo que se va instalar una turbina a una velocidad síncrona de $n_t = 1800 \text{ rpm} = 30 \text{ rps}$, se sabe que la gravedad a 3360 m.s.n.m. es aproximadamente de $g = 9.806 \text{ m/s}^2$, con estos valores calculamos la velocidad específica de la turbina.

$$n_{qt} = \frac{n_t * (\sqrt{Q_t}) * 10^3}{gH_t^{0.75}}$$
$$n_{qt} = \frac{30 * (\sqrt{0.038}) * 10^3}{(9.806 * 22)^{0.75}}$$
$$n_{qt} = 103.859$$

Con este dato obtenido tomando en cuenta los datos de la zona, procedemos a determinar el coeficiente de altura $K_a = 0.528$ y coeficiente de caudal $K_q = 0.810$ según la Figura 32.

Cálculo de la altura de la bomba:

$$H_b = K_a * H_t$$

$$H_b = 0.528 * 22$$

$$H_b = 11.616 \text{ m}$$

Cálculo del caudal de la bomba:

$$Q_b = K_q * Q_t$$

$$Q_b = 0.810 * 0.038$$

$$Q_b = 0.0308 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$



Como la altura y caudal de la bomba calculada respecto a la velocidad asíncrona ($n_t=1800\text{rpm}$) se hace un ajuste para velocidad de fabricante ($n_{ob} = 1750\text{rpm}$) que se muestra en la placa de la bomba Pentax.

$$H_{ob} = \left(\frac{n_{ob}}{n_b}\right)^2 * H_b$$

$$H_{ob} = \left(\frac{1750}{1800}\right)^2 * 11.616$$

$$H_{ob} = 10.980 \text{ m}$$

$$Q_{ob} = \left(\frac{n_{ob}}{n_b}\right)^2 * Q_b$$

$$Q_{ob} = \left(\frac{1750}{1800}\right)^2 * 0.0308$$

$$Q_{ob} = 0.029 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Con los resultados obtenidos de las ecuaciones anteriores a una velocidad asíncrona de 1750 rpm, se selecciona la bomba centrífuga. La curva de funcionamiento dada por el fabricante que se encuentra en ANEXO 1.

Ecuación de la potencia del generador:

$$P = 9.81 * Q_t * H_t * \eta_t * \eta_g * \eta_{ac} \text{ (kW)}$$

Donde:

Q_t : Caudal de turbina en punto de máxima eficiencia BEP (m^3/s).

H_t : Altura de turbina en BEP (m).

η_t : Eficiencia de la turbina.

η_g : Eficiencia del generador (aprox. 100% si es directo).

η_{ac} : Eficiencia de transmisión o acoplamiento.



3.4 Características de la bomba centrífuga que se utilizará como turbina.

Como todas las bombas centrífugas monoblock de eje horizontal fabricadas según las normas EN 733; se utilizan en gran parte en la alimentación hídrica, en las instalaciones de presurización y anti-incendio, enfriamiento, calefacción, riego, aplicaciones agrícolas e industriales; según el estándar se suministran con contra brida. Para mayor detalle se muestra en el ANEXO 1, 2 y 3 la bomba que se seleccionó para el estudio.



Figura 35: Datos de la placa de la bomba Pentax. Fuente: Elaboración Propia.

Tabla 6: Datos de la placa de la bomba centrífuga.

PENTAX		CA80-200 ^a	
T _{máx} Líq. (°C)	90	H _{min} (m)	8,5
N (rpm)	1750	HP	7,5
Q(L/min)	700-2700	kW	5,5
H(m)	15,9-8,5	Pr máx (bar)	10
H _{máx} (m)	15,9	Bomba eje	Acero AISI 316

Fuente: Elaboración Propia.

3.5 Desmontaje de la bomba centrífuga PENTAX modelo CA80-200A.

Se procedió a desmontar cuidadosamente la bomba centrífuga, para tener un mejor reconocimiento de las partes externas e internas.

- Se inicia retirando los pernos de la carcasa usando un juego de dados.



Figura 36: Desmontando los pernos de la carcasa. Fuente: Elaboración Propia.

- Se procede a retirar la carcasa y el anillo de desgaste del impulsor.
- Se retira el tornillo del impulsor y liberamos el rodete o impulsor.



Figura 37: Desmontando: la carcasa y el rotor. Fuente: Elaboración Propia.

- Se quita el sello mecánico, la chaveta del impulsor y la chaveta del eje.



Figura 38: Desmontando: sello mecánico, chaveta y eje con los rodamientos. Fuente: Elaboración Propia.

Figura 39: Desmontaje: pernos, tuerca del impulsor, chavetas y sello mecánico. Fuente: Elaboración propia.

- Se extrae la prensaestopas o caja de sello, el eje con los rodamientos y finalmente el pie de soporte.



Figura 40: Bomba centrífuga desmontada. Fuente: Elaboración Propia.



3.6 Herramientas usadas para el desmontaje de la Bomba Centrífuga Pentax.

Se utilizó un Juego de dados y maneral, un extractor de poleas, un martillo de goma y aceite lubricante para el desmontaje completo de la bomba centrífuga Pentax.



Figura 41: Juego de dados y maneral – Bomba centrífuga completamente desmontada. Fuente: Elaboración Propia.



Figura 42: Extractor de poleas, Chipote o martillo de goma y Aceite lubricante. Fuente: Elaboración Propia.

3.7 Banco de pruebas para bomba turbina.

Descripción:

El banco de pruebas a construir contempla la instalación de 2 grupos de generación de energía, uno de ellos es un grupo convencional compuesto de una turbina Michell Banki y alternador síncrono con sus sistemas de control de potencia y el otro grupo no convencional, materia de nuestro estudio, utiliza una bomba centrífuga trabajando como turbina y un motor asíncrono eléctrico que es adaptado para que trabaje como generador asíncrono; ambos grupos recibirán las condiciones de trabajo de una bomba centrífuga o Bomba Madre como la llamamos.

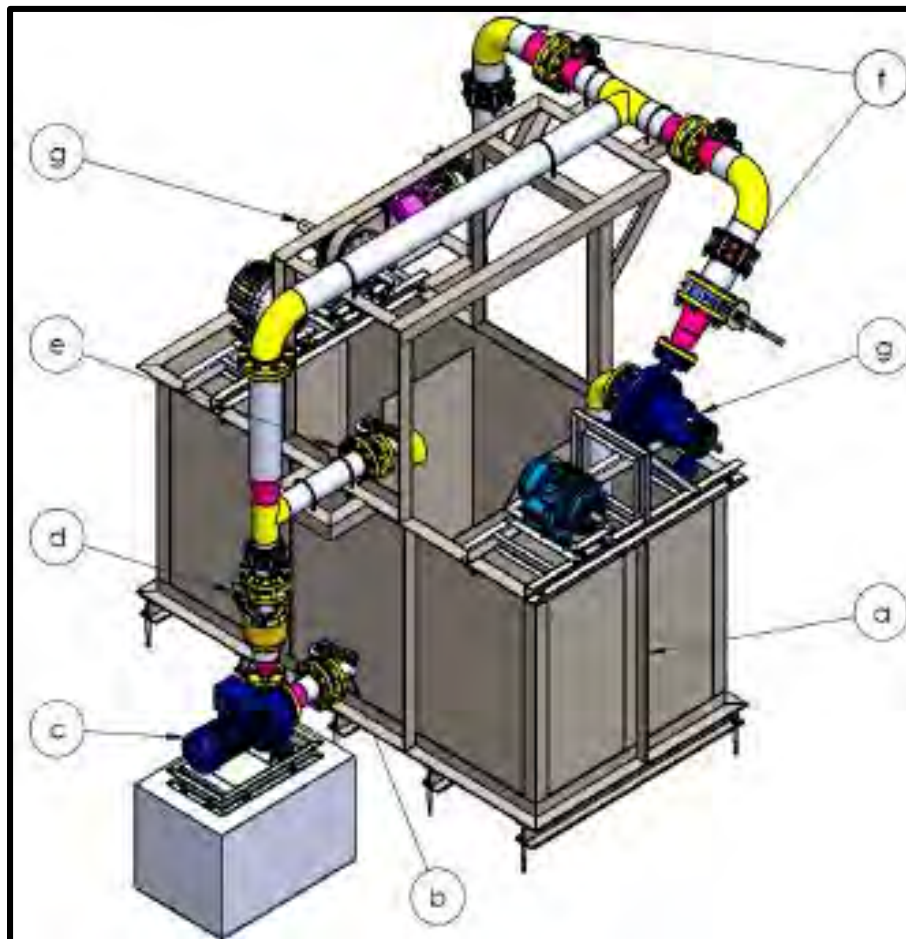


Figura 43: Componentes del banco de pruebas. Fuente: (Gustin, 2020, p. 50)

Tabla 7: Componentes del grupo convencional y grupo Bomba – Turbina.

Comp.	Entrada a la turbina Michell Banki o Bomba Operando como Turbina
a	Reservorio.
b	Línea de succión.
c	Equipo de bombeo.
d	Línea de descarga principal.
e	Línea reguladora de caudal.
f	Línea de alimentación a equipos de energía mecánica.
g	Equipos de generación de energía mecánica turbina Michell Banki o PAT.

Fuente: Elaboración propia

3.7.1 Grupo de bombeo o bomba madre (BM) - definir Q y H:

El grupo de bombeo o bomba madre como la denominamos, es la encargada de simular el caudal de un tanque o represa de una central hidroeléctrica. Esta bomba suministra el caudal (las condiciones de trabajo) al banco de pruebas para ambos grupos de generación.



Figura 44: Datos de la placa de la BM e imagen. Fuente: Elaboración propia.

3.7.2 Grupo hidroeléctrico convencional – Turbina Michell Banki y Componentes.

El grupo de generación convencional consta de una micro turbina Michell Banki, un alternador síncrono cuyas variables operativas de altura y caudal ingresan por una tubería forzada, y una válvula de control. La turbina cuenta con un alabe directriz que se encarga de regular el caudal de acuerdo a la demanda de energía el cual deberá mantener la velocidad de rotación síncrona (900 RPM), el torque producido se convierte en una potencia al eje de la turbina que es transmitida al generador síncrono usando transmisiones flexibles (fajas), el cual se encarga de transformarla en



energía eléctrica que es consumida en un banco de resistencias graduables para las pruebas respectivas, las variables eléctricas son medidas en los tableros de control y almacenados en una PC.

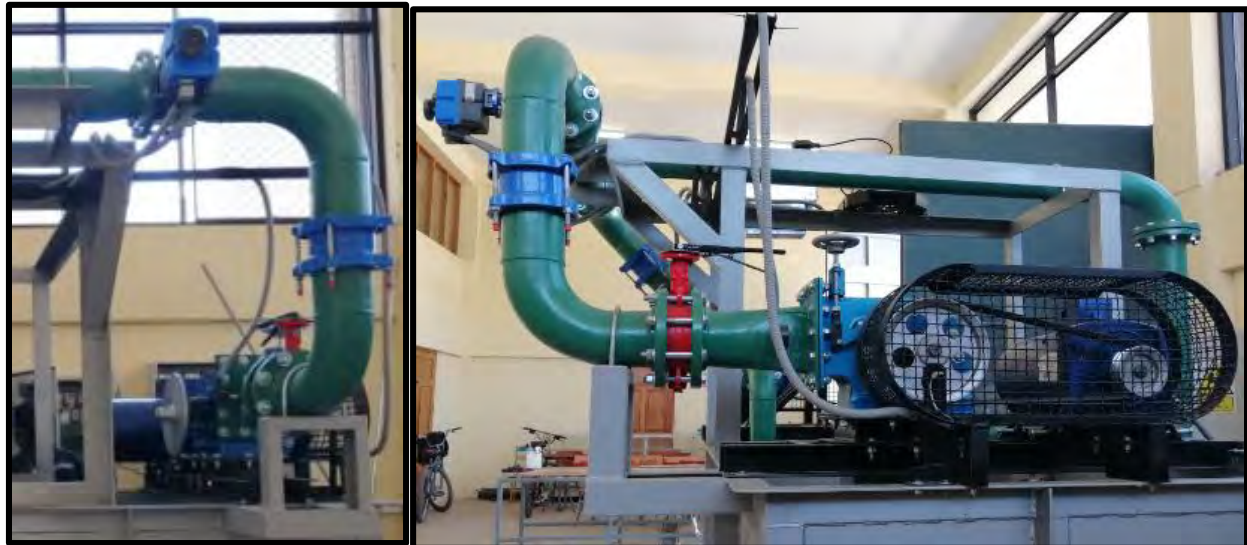


Figura 45: Componentes en línea de succión de la Turbina Michell Banki. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 8: Componentes en línea de succión de la Turbina Michell Banki.

Componentes en línea de succión de la Michell Banki	
Válvula de pie	Reducción DN 125 a DN 100
Niple de acero	Electroválvula DN 100
Brida clase 150 DN 80	Ampliación DN 100 a DN 125
Ampliación SCH40 DN 80 a DN 100	Codo 90° DN 125
Niple de 0.1 m DN 100	Unión Dresser DN 125
Brida clase 150 DN 100	Codo 90° DN 125
Válvula mariposa wafer DN 100	Válvula mariposa wafer DN 125
Niple de 0.1 m DN 100	Transición circular a rectangular
Bomba Madre Pentax	PAT Pentax CA80-200A
Ampliación DN 65 a DN 100	Tee DN 100
Válvula check anti retorno DN 100	Ampliación DN 100 a DN 125
Válvula mariposa wafer DN 100	Codo 90° DN 125
Unión Dresser DN 100	Tee DN 125

Fuente: Elaboración propia

3.7.3 Grupo hidroeléctrico no convencional – bomba trabajando como turbina (PAT).

El grupo de generación eléctrica mediante el uso de una bomba centrífuga o bomba-turbina consta de una bomba madre la cual simulará las condiciones de caudal y altura de trabajo, luego el fluido ingresará por una tubería forzada a la bomba-turbina (bomba centrífuga de prueba) por la succión de la bomba centrífuga, haciendo trabajar al impulsor y esta a su vez generará energía mecánica la cual será transmitida mediante el eje usando transmisiones flexibles, en este caso mediante fajas al motor de inducción el cual se encargará de convertirla en energía eléctrica que será consumida por el banco de resistencias regulable. Las características de la electricidad generada serán observadas en tablero de control, luego serán registradas y guardadas en una PC.



Figura 46: Componentes en línea de presión de la PAT. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 9: Componentes en línea de presión de la PAT.

Componentes en línea de presión de la PAT	
Válvula de pie	Ampliación DN 100 a DN 125
Niple de acero	Codo 90° DN 125
Brida clase 150 DN 80	Tee DN 125
Ampliación SCH40 DN 80 a DN 100	Reducción DN 125 a DN 100
Niple de 0.1 m DN 100	Electroválvula DN 100



Brida clase 150 DN 100	Ampliación DN 100 a DN 125
Válvula mariposa wafer DN 100	Codo 90° DN 125
Bomba Madre Pentax	Unión Dresser DN 125
Ampliación DN 65 a DN 100	Válvula mariposa wafer DN 125
Válvula check anti retorno DN 100	Reducción DN 125 a DN 100
Válvula mariposa wafer DN 100	Reducción DN 100 a DN 80
Unión Dresser DN 100	PAT Pentax CA80-200A
Tee DN 100	

Fuente: Elaboración propia

3.7.4 Rangos de trabajo en banco de pruebas

Los rangos de trabajo en el banco de pruebas están determinados para turbomáquinas entre 1 a 6 kW de potencia, las condiciones hidráulicas de H y Q serán propias de la capacidad del sistema de bombeo hidráulico que en el banco serán variados instalando una segunda bomba de alimentación ya sea en serie o paralelo como parte del sistema de implementación. Sin embargo, la variedad de pruebas a realizar podría estar sujeto al control sobre las variables de presión y caudal del sistema, lo que no limita a utilizar o probar turbomáquinas de potencias menores de 1 kW.

Se determinó físicamente las condiciones que se podrían reproducir en el banco para los rangos de potencia mencionados:

Tabla 10: Rangos de trabajo de la PAT.

Denominación	Valor máximo	Valor medio	Valor mínimo
Potencia entregada a turbina	6 kW	3 kW	1 kW
Altura de trabajo en turbina	22 m	15 m	8 m
Caudal de operación	0.038 m ³ /s	0.025 m ³ /s	0.012 m ³ /s

Fuente: Elaboración propia

Adicionalmente, “las BFT son usadas mayormente en el rango de 5 a 500 kW para microgeneración debido a sus múltiples ventajas. También se sabe que el rango de altura para aplicaciones de BFT parte de 10 m a más de cien metros” en instalaciones industriales. (Chapallaz, Eichenberg, & Fischer, 1992, p. 6)

De la figura 48 para las potencias deseadas se ubican por debajo de la línea de 10 kW, en la zona de bombas centrífugas y bombas de rodete mixto para mayores grados de reacción.

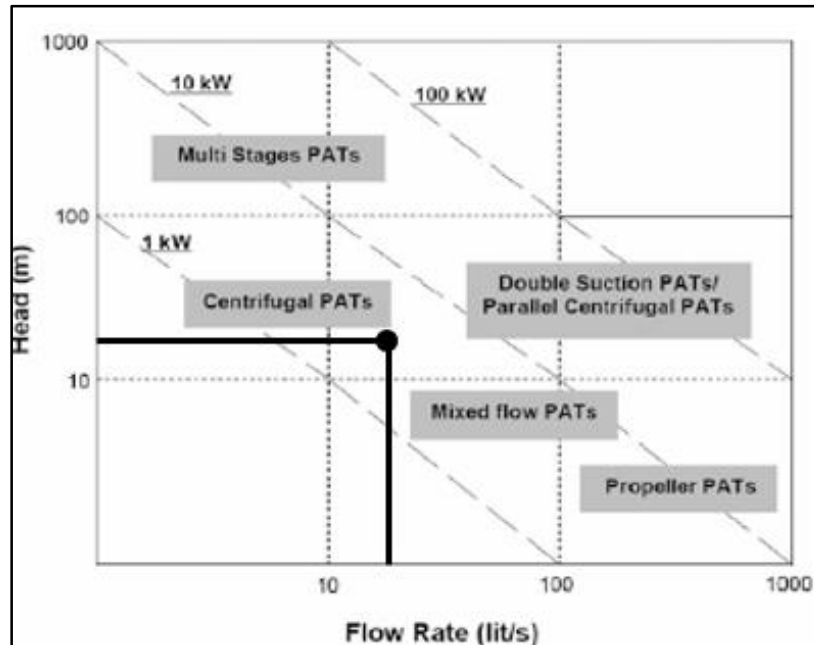


Figura 47: Diferentes tipos de PAT según potencia, caudal y altura. Fuente: Carravetta, 018, p. 12.

3.7.5 Carga eléctrica (CE) del grupo hidroeléctrico no convencional.

a) **Carga resistiva:** El banco de pruebas consta de una carga de eléctrica de 4000 W (carga resistiva con puntos variables), esta carga consta de tres hornillas; dos de ellas consumen carga de hasta 1500 W (consta de 7 posiciones de 214.29 W en cada posición) y la tercera que es un poco más pequeña consume hasta 1000 W (consta de 7 posiciones de 142.86 W en cada posición), estas posiciones nos permiten controlar la carga consumida a la hora de realizar las pruebas.





Figura 48: Carga eléctrica de 4000 W (carga resistiva con puntos variables). Fuente: Elaboración propia.

b) Cargas Inductivas: Para nuestro caso se tomó las cargas inductivas de la iluminación del propio laboratorio que cuenta con fluorescentes instalados en los techos que llegan a acumular una carga de hasta 12 fluorescentes de 36 watt cada uno.

c) Cargas Capacitivas: Proporcionado por los mismos capacitores instalados a la salida del generador asíncrono y capacitores de arranque instalados en los equipos fluorescentes.

Las potencias en un circuito con cargas resistivas, capacitivas e inductivas, en corriente, alterna se pueden obtener con las siguientes fórmulas:

Potencia eléctrica Trifásica:
$$P_{EE} = \sqrt{3} * V * I * \cos\theta$$

Dónde:

P_{EE} = Potencia eléctrica en bornes de generador en kW

V= Voltaje en volts

I= Amperaje en Amperios

$\cos \theta$ = Factor de potencia que varía entre 0.8 a 1, pero depende del tipo de carga al que estará sometido el equipo de generación.

Potencia Reactiva = $Q = V \times I \sin(\theta)$ en VAR (volt amperios reactivos)

Potencia Aparente = $PS = V \times I$ en VA (volt amperios)

CAPÍTULO IV:

ANÁLISIS HIDRÁULICO DE LA PAT

4.1. Análisis hidráulico de la bomba operando como bomba.

4.1.1 Análisis de la voluta o carcasa de la bomba.

La voluta o carcasa de las bombas son con voluta espiral y sin voluta espiral. Nuestra bomba Pentax tiene voluta espiral, esta con la finalidad de equilibrar la presión y las fuerzas radiales.

(Carravetta, Derakhshan & Ramos, 2018, p. 29) Procesamiento: Gina Gonzáles Cruz.

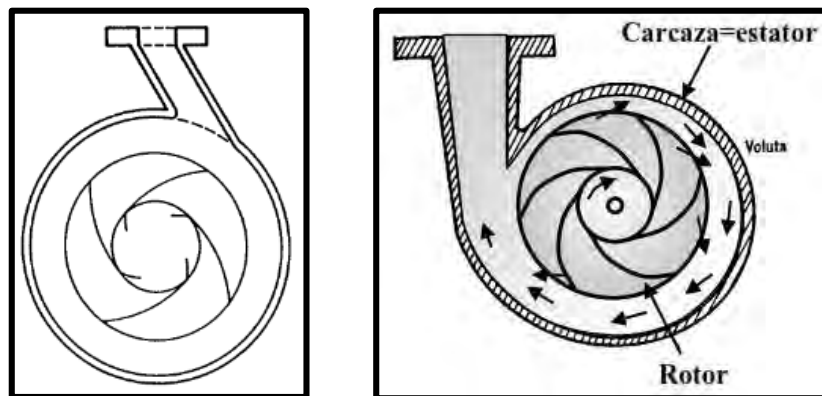


Figura 49: Bomba con voluta no espiral y con voluta espiral. Fuente: (Williams, 1997, p. 04)

4.1.2 Análisis del impulsor de la bomba Pentax.

El impulsor en bombas ha sido diseñado para presurizar el líquido utilizando la fuerza centrífuga y generalmente tiene de 5 a 8 palas, con un tipo de forma de hidroala.

El rodete de nuestra Bomba Centrífuga Pentax modelo CA80-200A consta de 7 palas o alabes.



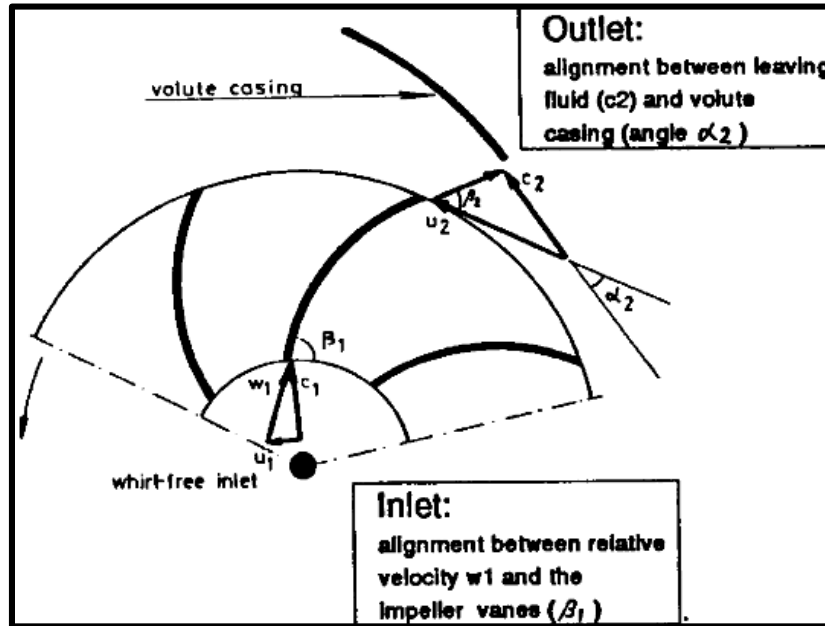


Figura 50: Rotor de la bomba centrífuga Pentax y triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete de la BC.

(Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 181 y Elaboración Propia)

4.2 Toma de datos físicos de los componentes de la bomba.

4.2.1 Dimensionamiento del rodete.

Las dimensiones físicas del rotor fueron tomadas utilizando un vernier para obtener valores más precisos y así realizar una hoja de cálculo para corroborar las medidas con las dimensiones brindadas en el catálogo de la bomba. Con estos datos se procedió a diseñar el rodete en SOLIDWORKS y ANSYS.



Figura 51: Rotor de la bomba centrífuga Pentax. Fuente: Elaboración Propia.



Tabla 11: Dimensiones del rotor de la bomba centrífuga Pentax.

DESCRIPCIÓN	DENOMINACIÓN	UNIDAD
D _{1int}	53	mm
D _{1ext}	117	mm
D ₁	85	mm
D ₂	175	mm
b ₁	27	mm
b ₂	50	mm
β_1	16	°
β_2	35	°
α_1	90	°

Fuente: Elaboración Propia.

4.2.2 Dimensionamiento del eje.

Las dimensiones físicas del eje fueron tomadas utilizando un vernier para obtener valores más exactos y corroborarlos con las dimensiones brindadas en el catálogo de la bomba. Seguidamente se procedió a diseñar el eje con los rodamientos en AUTOCAD y ANSYS.

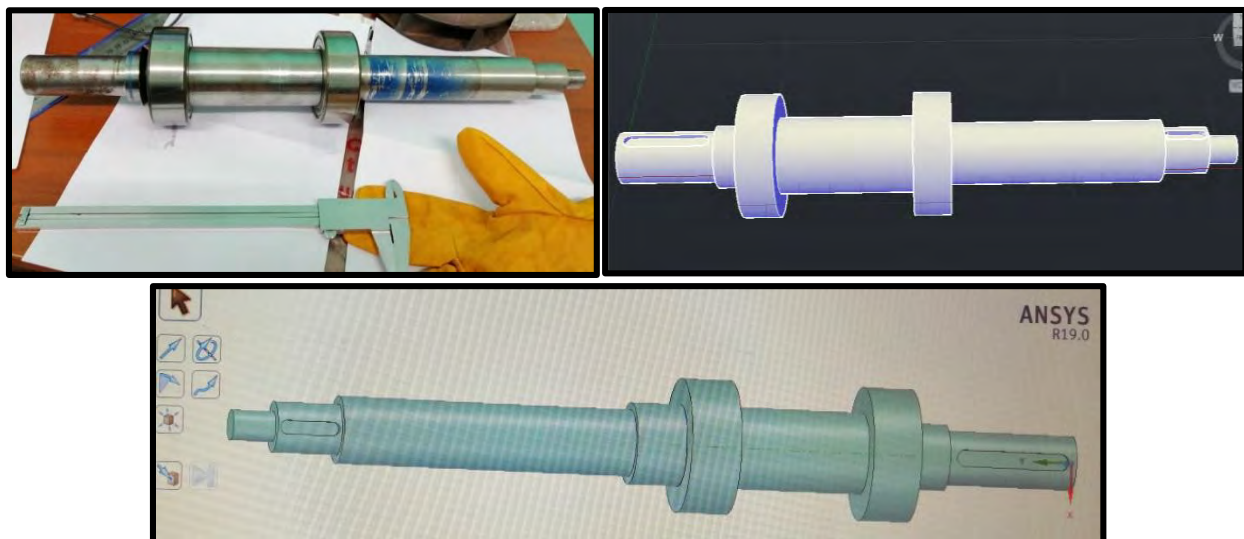


Figura 52: Eje de la bomba centrífuga Pentax fotografía, diseño en AUTOCAD y diseño en ANSYS. Fuente:

Elaboración Propia.

Tabla 12: Dimensiones del eje de la bomba centrífuga Pentax.

DESCRIPCIÓN	Diámetro (cm)	Longitud (cm)
Diámetro 1	3.3 cm	8 cm
Diámetro 2	4 cm	2.2 cm
Rodamiento 1	8 cm	3 cm
Diámetro 3	4.9 cm	11.2 cm
Rodamiento 2	8 cm	3 cm
Diámetro 4	4 cm	17.6 cm
Diámetro 5	3 cm	3.8 cm
Diámetro 6	1.8 cm	2.5 cm
Longitud total		51.3 cm

Fuente: Elaboración Propia.

4.3 Obtención y análisis del molde del álabe del rodete.

4.3.1 Obtención del álabe del rodete en material cerámico en frío.

Se hizo un molde del álabe del rodete en material cerámico en frío por su fácil maleabilidad y remoción. Este material es similar a una plastilina el cual se adapta muy fácilmente a la superficie de nuestro álabe; una vez adaptado al álabe, se procede a dejarlo expuesto al ambiente por unos días hasta estar completamente seco volviéndose así en un cerámico, finalmente para corregir imperfecciones en el molde se tiene que lijar cuidadosamente.

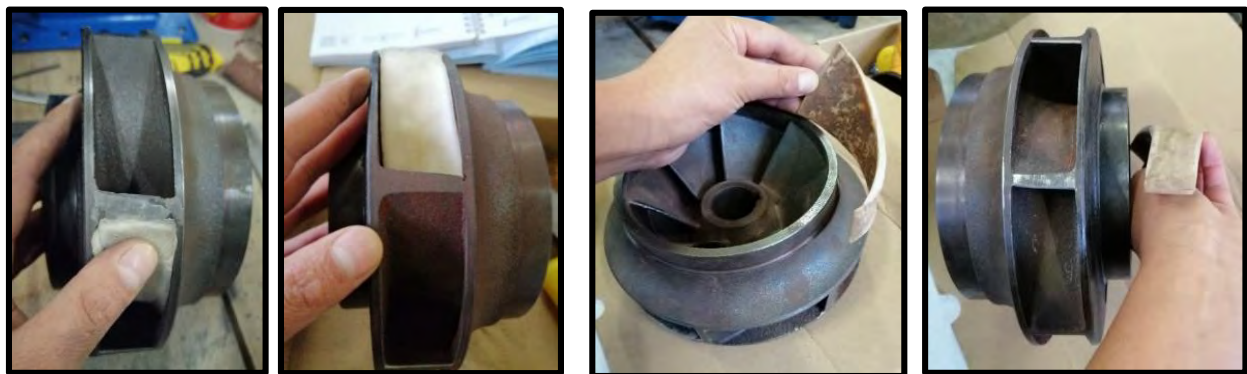


Figura 53: Adaptación de la cerámica en frío al álabe y obtención del molde. Fuente: Elaboración Propia.



4.3.2 Corroborando medidas del álabe de material cerámico.

Una vez obtenido el molde en cerámico en frío se procedió a corroborar sus medidas en un diseño a mano alzada y otro en Autocad del rodete, con estos datos se procede a iniciar con los cálculos de los triángulos de velocidad de la bomba.

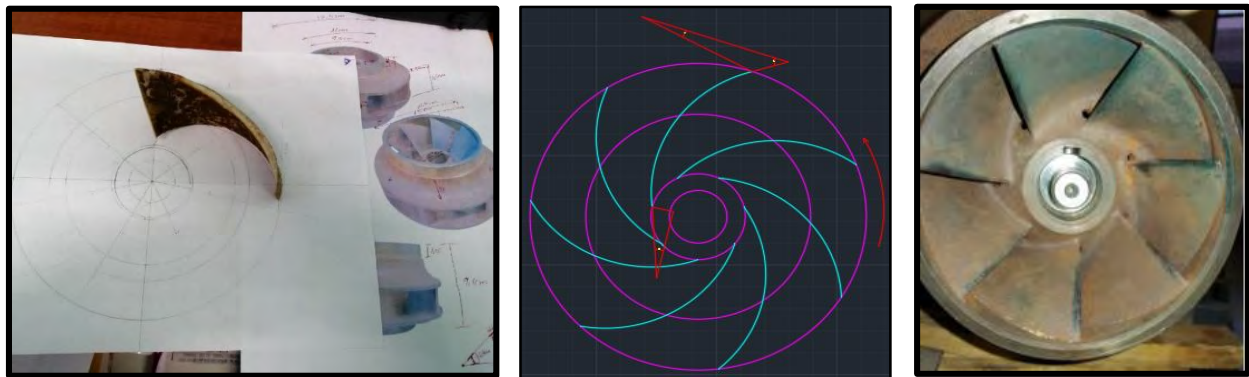


Figura 54: Corroborando álabe de cerámico en frío en el diseño a mano alzada y en Autocad. Fuente: Elaboración

Propia.

4.4 Parámetros de operación de la Bomba operando como Bomba.

4.4.1 Datos de la Bomba Pentax – Placa.

Tabla 13: Datos de la placa de la bomba Pentax CA80-200A.

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Placa	Trabajo	
Caudal	Q=	l/min	700-2700	1987.081	0.038
Altura neta	H=Hn=	M	15.9-8.5	13	CAT, Pentax
Velocidad	n=	Rpm	1750		
Potencia	P=	kW	5.500		
	P=	HP	7.500		
Eficiencia(tabla)	η_b =	%	0.6-0.75	0.77	CAT. Pentax
Presión máxima	Pr=	Bar	10		
Gravedad	g=	m/s ²	9.806		
Peso específico	γ =	kN/m ³	9.806		
Densidad	ρ =	kg/m ³	1000.000		

Fuente: Elaboración Propia.



Tabla 14: Rangos de eficiencias para Turbomáquinas.

Items	turbomáquina	η
1	Ventiladores centrífugos	0.5 – 0.7
2	Ventiladores axiales	0.5 – 0.6
3	Bombas hidráulicas $Q < 2\text{m}^3/\text{s}$	0.6 – 0.75
4	Bombas hidráulicas $Q > 2\text{m}^3/\text{s}$	0.7 – 0.9
5	Turbinas Pelton	0.8 – 0.9
6	Turbinas Michell Banki	0.65 – 0.85
7	Turbinas Francis	0.8 – 0.94
8	Turbinas Kaplan	0.8 a 0.94

Fuente: Elaboración Propia.

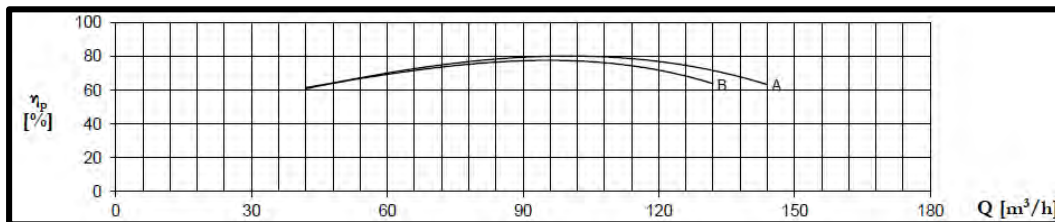


Figura 55: Gráfico de eficiencias de la Bomba Pentax CA80-200A en función del Caudal. (Fuente: Pentax, 2019)

4.4.2 Cálculo del Ns.

$$Ns = \frac{N\sqrt{P}}{Ht^{\frac{5}{4}}}$$

Donde:

Ns: Velocidad específica

N: Velocidad de rotación (rpm)

Ht: Altura neta (m)

P: Potencia generada (CV)

$$Ns = \frac{1750\sqrt{7.48}}{13^{\frac{5}{4}}} = 193.89$$

El valor del Ns de 193.89, corresponde al rodete de una bomba mixta de alabes curvados hacia atrás que está dentro del rango de Ns entre 140 a 300.



4.4.3 Cálculo de los Triángulos de velocidades.

Trabajando como bomba, los triángulos de velocidades responden al de un rodete con alabes curvados hacia atrás, típicos en bombas centrifugas.

Tabla 15: Datos obtenidos para el cálculo de los triángulos de velocidad.

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor		
Diámetro	D1=	m	0.085	PROMEDIO	
	D2=	m	0.175		
Ancho	b2=	m	0.027		
	b1=	m	0.050		
Ángulo (u-w) β 1=	β 1=	°	0.279	16	
	β 2=	°	0.611	35	
Ángulo (u-c)	α 1=	°	1.5708	90	Cm1=Cm2
	α 2=	°	0.2124	12.171	

Fuente: Elaboración propia.

4.4.3.1 *Iniciando los cálculos de la Bomba Centrífuga*

Teniendo las medidas de los diferentes componentes de nuestra Bomba Centrífuga Modelo Pentax CA80-200A, procedemos a iniciar con los cálculos de su funcionamiento como bomba para corroborar y comparar los datos calculados con los datos brindados por la placa y el catálogo. Así tendremos valores mas exactos y saber realmente las condiciones de trabajo para generar la potencia requerida, ademas de ver y analizar el comportamiento mas a detalle de cada uno de los componentes de la bomba centrífuga.

4.4.4 Cálculo de la velocidad tangencial de entrada:

$$U_1 = \frac{\pi D_1 N}{60}$$

Donde:

U1: Velocidad tangencial de entrada (m/s)

D1: Diámetro promedio de entrada del rodete (m)



N: Velocidad de rotación (rpm)

$$U1 = \frac{\pi * 0.085 * 1750}{60}$$

$$U1 = 7.785 \text{ m/s}$$

4.4.5 Cálculo de la velocidad absoluta de entrada:

$$\tan\beta1 = \frac{C1}{U1}$$

Donde:

C1: Velocidad absoluta (m/s)

U1: Velocidad tangencial de entrada (m/s)

$\beta1$: Ángulo de entrada entre W y U

$$C1 = 7.785 * \tan16 = 2.232 \text{ m/s}$$

4.4.6 Cálculo de la velocidad relativa de entrada:

$$W1 = \sqrt{C1^2 + U1^2}$$

Donde:

W1: Velocidad relativa (m/s)

C1: Velocidad absoluta (m/s)

U1: Velocidad tangencial (m/s)

$$W1 = \sqrt{2.232^2 + 7.785^2}$$

$$W1 = 8.098 \text{ m/s}$$

4.4.7 Cálculo de la velocidad meridiana de entrada (Cm1) y salida (Cm2):

Entonces del triángulo de velocidades por teoría concluimos que:

$$C1=Cm1=Cm2= 2.232 \text{ m/s}$$



4.4.8 Cálculo de la velocidad lineal de salida:

$$U_2 = \frac{\pi D_2 N}{60}$$

Donde:

U_2 : Velocidad tangencial de salida (m/s).

D_2 : Diámetro de salida del rodete (m).

N : Velocidad de rotación (rpm).

$$U_2 = \frac{\pi * 0.175 * 1750}{60}$$

$$U_2 = 16.027 \text{ m/s}$$

4.4.9 Cálculo de la proyección de la velocidad relativa sobre la velocidad tangencial a la salida:

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{m2}}{W_{2u}}$$

Donde:

W_{2u} : Velocidad relativa de salida respecto a velocidad tangencial (m/s).

C_{m2} : Velocidad meridiana de salida (m/s).

β_2 : Ángulo de salida entre W y U .

$$W_{2u} = \frac{2.232}{\tan 35}$$

$$W_{2u} = 3.188 \text{ m/s}$$

4.4.10 Cálculo de la proyección de la velocidad absoluta sobre la velocidad tangencial de salida:

$$U_2 = C_{2u} + W_{2u}$$



Donde:

$C2u$: Velocidad absoluta de salida respecto a velocidad tangencial (m/s).

$U2$: Velocidad tangencial de salida (m/s).

$W2u$: Velocidad relativa de salida respecto a velocidad tangencial (m/s).

$$C2u = 16.027 - 3.188$$

$$C2u = 12.839 \text{ m/s}$$

4.4.11 Cálculo de la velocidad relativa de salida:

$$W2 = \sqrt{Cm2^2 + W2u^2}$$

Donde:

$W2$: Velocidad relativa de salida (m/s)

$Cm2$: Velocidad meridiana de salida (m/s)

$W2u$: Velocidad relativa de salida respecto a velocidad tangencial (m/s)

$$W2 = \sqrt{2.232^2 + 3.188^2}$$

$$W2 = 3.892 \text{ m/s}$$

4.4.12 Cálculo de la velocidad absoluta de salida:

$$C2 = \sqrt{C2u^2 + Cm2^2}$$

Donde:

$C2$: Velocidad absoluta de salida (m/s).

$C2u$: Velocidad absoluta de salida respecto a velocidad tangencial (m/s).

$Cm2$: Velocidad meridiana (m/s).

$$C2 = \sqrt{12.839^2 + 2.232^2}$$

$$C2 = 13.032 \text{ m/s}$$



4.4.13 Cálculo del ángulo de salida entre C y U:

$$\tan\alpha_2 = \frac{C_{m2}}{C_{2u}}$$

Donde:

α_2 : Ángulo de salida entre C y U.

C_{2u} : Velocidad absoluta de salida respecto a la velocidad tangencial (m/s)

C_{m2} : Velocidad merididana (m/s)

$$\alpha_2 = \arctan \frac{2.232}{12.839}$$

$$\alpha_2 = 12.171^\circ$$

4.4.14 Triángulos de velocidades para nuestra BC.

DONDE: $\alpha_1=90^\circ \Rightarrow (C_1=C_{m1}=C_{m2} \text{ y } C_{1u}=0)$.

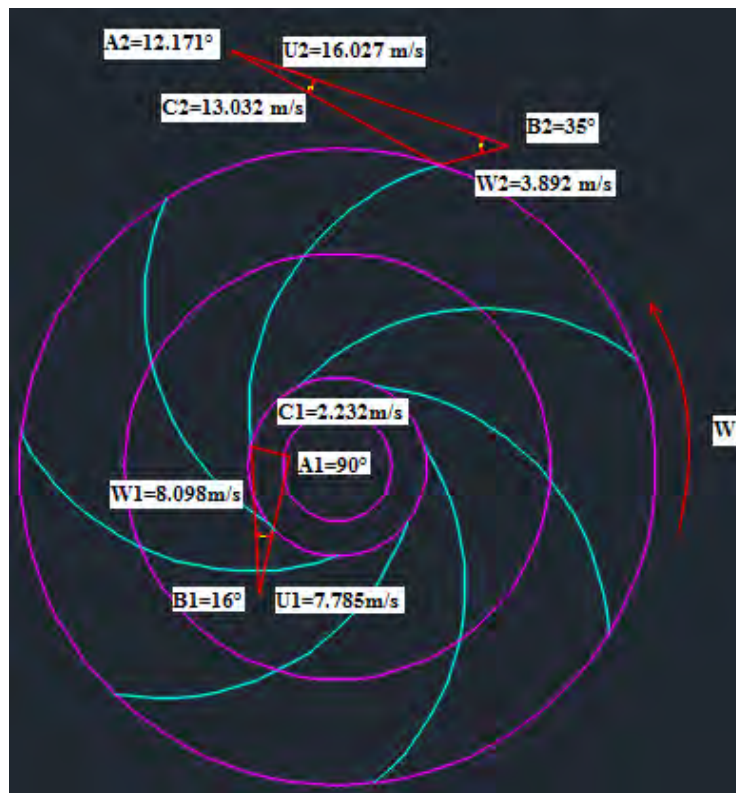


Figura 56: Triángulos de velocidades a la entrada y salida de la Bomba Centrífuga. Fuente: Elaboracion Propia.



4.4.15 Recalculando el caudal de la bomba con los datos físicos del rodete:

$$Q = \pi D_2 b_2 C_{m2}$$

Donde:

Q: Caudal de la bomba (m³/s)

D₂: Diámetro de salida del rodete (m)

b₂: Ancho del rodete a la salida (m)

C_{m2}: Velocidad meridiana de salida (m/s)

$$Q = \pi * 0.175 * 0.027 * 2.232$$

$$Q = 0.033 \frac{m^3}{s} = 119.225 \frac{m^3}{h} = 1988.094 l/min$$

4.4.16 Calculamos la altura del Rodete con la ecuación de Euler:

$$H_r = \frac{U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}}{g}$$

Donde:

H_r: Altura del rodete (m)

U₂: Velocidad tangencial de salida (m/s)

C_{2u}: Velocidad absoluta de salida respecto a la velocidad tangencial (m/s)

U₁: Velocidad tangencial de entrada (m/s)

C_{1u}: Velocidad absoluta de entrada respecto a la velocidad tangencial (m/s)

g: Gravedad (m/s²)

$$H_r = \frac{16.027 * 12.839 - 7.785 * 0}{9.806}$$

$$H_r = 20.976m$$



4.4.17 Calculamos la eficiencia hidráulica:

$$\eta_h = \frac{H_n}{H_r}$$

Donde:

η_h : Eficiencia hidráulica (%)

H_r : Altura del rodete (m)

H_n : Altura neta (m)

$$\eta_h = \frac{13}{20.985}$$

$$\eta_h = 62 \%$$

4.4.18 Cálculo de la Potencia en el eje

$$P_e = \frac{\gamma * Q * H_n}{\eta_b}$$

P_e : Potencia en el eje (kW)

γ : Peso específico (kN/ m³)

Q : Caudal de la bomba (m³/s)

H_n : Altura neta (m)

η_b : Eficiencia de la bomba (%)

$$P_e = \frac{9.806 * 0.033 * 13}{0.75}$$

$$P_e = 5.60 \text{ kW}$$

4.4.19 Cálculo tomando con eficiencia de la bomba 0.77 del Catálogo-Pentax:

$$P_e = \frac{9.806 * 0.033 * 13}{0.77}$$

$$P_e = 5.46 \text{ kW}$$

Analizando los resultados obtenidos en base a las mediciones físicas y geometría del rodete hallada mostradas en la tabla 15, se calculó la altura de Euler del rodete $H_r = 20.976$ m y los datos de potencia en el eje en el recalcu de la bomba centrífuga se obtuvo $P_e = 5.60$ kW que coincide con los datos de placa. El valor del N_s de 193.89 corresponde al rodete de una bomba mixta de alabes curvados hacia atrás que está dentro del rango de N_s entre 140 a 300 de acuerdo a la figura 14 de clasificación de bombas. Por tanto, estos resultados indican que la verificación física de la bomba y el rodete corresponden a los datos de placa del equipo.

4.5 Análisis hidráulico de la bomba operando como turbina (PAT).

4.5.1 Análisis de la voluta o carcasa de la bomba Pentax operando como turbina

La voluta de una PAT está diseñada para recolectar el agua del impulsor de una bomba, pero ahora en su funcionamiento inverso su comportamiento es similar al de un caracol o carcaza de una turbina Francis, esto por la forma espiral de la voluta de la PAT. Dos máquinas pueden tener similar comportamiento en el modo bomba (similar impulsor) pero no necesariamente alcanzará la misma performance operando en modo turbina.

No todas las bombas centrífugas pequeñas tienen voluta en espiral, pero si una carcasa redonda simple con un tubo de salida en ángulo.

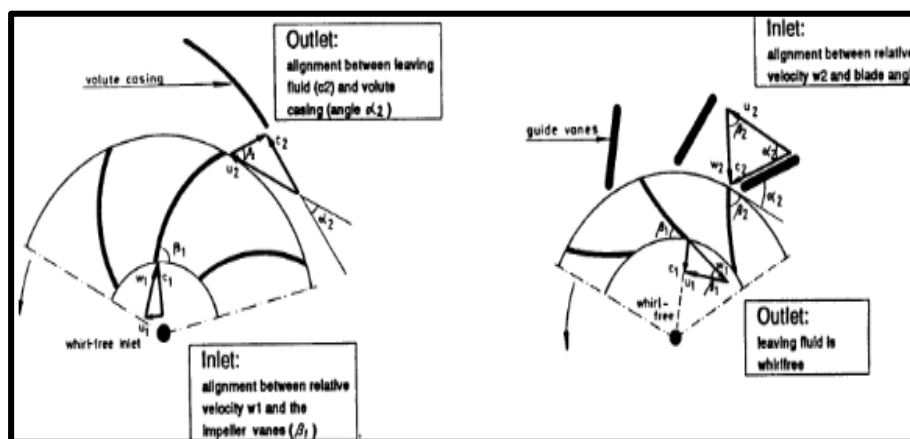


Figura 57: Comparando el comportamiento de la voluta de una Bomba con el distribuidor de una Turbina Francis.

(Fuente: Williams, 1997, p. 10 y Carravetta, Derakhshan & Ramos, 2018, p. 29)

4.5.2 Análisis del rodete de la bomba Pentax operando como turbina.

El rodete es el componente principal de una PAT, encargado de convertir la energía hidráulica del flujo de entrada a energía mecánica en el eje. El impulsor generalmente tiene de 5 a 8 palas, con un tipo de forma de alabe curvado hacia atrás hidroala, este rodete consta de 7 palas. Las características constructivas del rodete mostrado, en este caso operando como turbina, están en el rango de rodetes de reacción tipo Francis lento o normal, donde los diámetros de ingreso son mayores a los diámetros de salida y el ángulo del alabe β_2 es de 35° en la entrada y a la salida β_1 16° . En el caso de los ángulos de ataque el recalcu arroja que el ángulo de ataque α_2 es de 6° y el ángulo de salida α_1 es de 90° por tener salida radial.

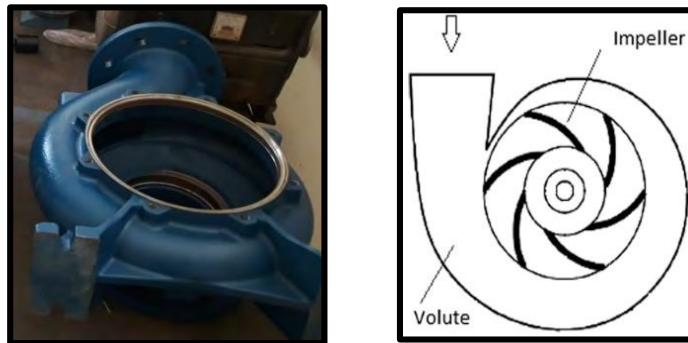


Figura 58: Carcasa de la Bomba Pentax. Fuente: Elaboración Propia.

Otro dato importante es el valor del espesor de alabe $e = 3$ mm puesto que ocasionara una obstrucción al ingreso del fluido ocasionando una pérdida por espesor de alabe.

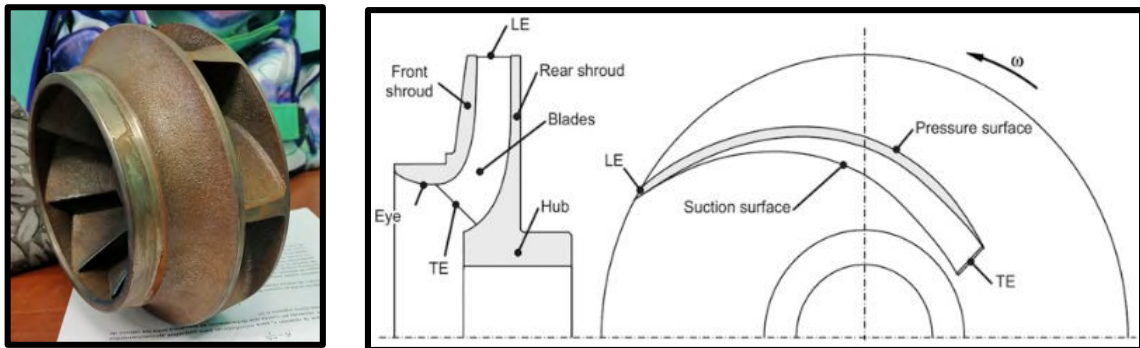


Figura 59: Rotor de la bomba, impulsor y detalles de una pala. Fuente: Elaboración Propia y (Carravetta,

Derakhshan y Ramos, Pumps as Turbines, pág.29, 2018).



4.6 Verificación del Comportamiento de los Elementos Mecánicos de la PAT.

Conociendo el funcionamiento y las dimensiones de trabajo de cada componente, se procede a realizar los ajustes y modificaciones con la finalidad de lograr mejores condiciones de trabajo y mejores resultados en su funcionamiento como turbina. Se inicia con un análisis del comportamiento de cada elemento mecánico y se procede a realizar los ajustes y modificaciones según lo requiera cada componente.

4.6.1 Comportamiento del tornillo del impulsor.

El tornillo del impulsor es modificado para su funcionamiento como turbina, el rodete realiza un giro anti horario, ocasionando un desajuste o desenrosque (debido a trabajo inverso); por tanto, se realiza una incrustación de prisionero en el mismo tornillo del impulsor, el cual cumple la función de evitar el giro anti horario (desajuste) del tornillo del impulsor.

- Se procede a realizar un agujero roscado utilizando un macho.
- Al agujero roscado se le incrusta un prisionero de 1/8".
- El prisionero es asegurado con Loctite para que así quede bien adherido al tornillo y cumpla su función a la hora de realizar el giro anti horario.
- El tornillo del impulsor será ajustado al eje utilizando una Llave hexagonal Allen 1/8".
- Finalmente, una vez asegurado el Tornillo del impulsor, queda listo para el adecuado funcionamiento de la bomba como turbina y los valores obtenidos serán más exactos. A continuación, en las imágenes se puede apreciar el tornillo del impulsor con el agujero realizado, el prisionero utilizado y debidamente colocado.



Figura 60: Adaptando el prisionero al Tornillo del impulsor. Fuente: Elaboración Propia.



Figura 61: Juego de Machos, Llaves Hexagonales y Maneral tipo Garrote. Fuente: Elaboración Propia



4.6.2 Transmisión del torque al motor de inducción.

Mediante una transmisión flexible de fajas en v utilizando poleas, es transmitido el torque hacia el motor de inducción para ser transformado en potencia eléctrica. La polea necesita la incrustación de dos prisioneros para acoplarla con el eje de la bomba fijamente, así como dos prisioneros adicionales para acoplarla con el eje del motor de inducción en su funcionamiento como turbina y como generador respectivamente, para evitar pérdidas a la hora de transmitir el torque al motor de inducción o jaula de ardilla, además de evitar también resbalamiento de la polea en la transmisión.

- Se procede a realizar los cuatro agujeros roscados utilizando un juego de machos.
- A los agujeros roscados se les incrusta los prisioneros de 3/16".
- Finalmente se ajusta el prisionero con Llave hexagonal Allen de 3/16" (SAE).

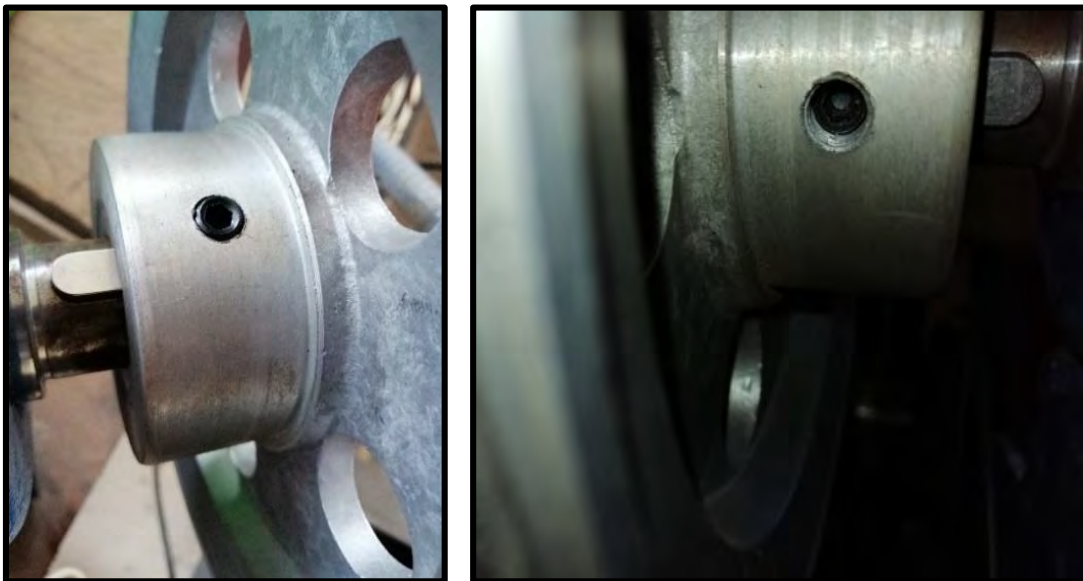


Figura 62: Adaptando los prisioneros a la polea que ira conectada a la PAT. Fuente: Elaboración Propia.



Figura 63: Adaptando los prisioneros a la polea de la PAT y al motor de inducción. Fuente: Elaboración Propia.

4.6.3 Comportamiento de los álabes del rotor.

La periferia de los álabes del rodete a la entrada del fluido en su trabajo de bomba como turbina es limada con la finalidad de evitar vórtices en el rodete de la PAT, así como separación del caudal que causa la caída de la eficiencia. Limando o maquinando este ángulo agudo del álabe mejoramos la eficiencia de la PAT. Chapallaz, Eichenberger & Fischer (1992) afirman "Las eficiencias iguales han sido reportadas como resultado de esta simple modificación" (p. 64). Carravetta, Derakhshan & Ramos(2018) afirman "Estas modificaciones podrían reducir el componente de pérdidas netas por separación de flujo en la cuchilla y el impulsor" (p. 60).



Figura 64: Limando la periferia de los álabes del rodete a la entrada del fluido. Fuente: Elaboración Propia.

4.7 Montaje de la bomba centrífuga lista para operar como turbina.

Se procedió a montar la bomba luego de haber realizado los ajustes y modificaciones necesarias para su correcto funcionamiento en modo turbina.

- Se inicia colocando la cubierta del sello al eje ya montado con la caja prensaestopas y la polea.
- Seguidamente se coloca el sello mecánico en el mismo orden en el cual fue desmontado.



Figura 65: Cubierta del sello y sello mecánico. Fuente: Elaboración Propia.



Figura 66: Montaje del sello mecánico. Fuente: Elaboración Propia.

- Procedemos a comprimir el resorte del sello mecánico para colocar la chaveta del eje.
- Seguidamente se coloca el rodete.



Figura 67: Comprimiendo sello mecánico. Fuente: Elaboración Propia.



Figura 68: Comprimiendo el sello mecánico, chaveta colocada y seguidamente el rodete. Fuente: Elaboración Propia.

- Una vez colocado el rodete se aplica Loctite al perno roscado para colocar el tornillo del impulsor y así evitar o contrarrestar el giro anti horario de nuestro rodete, igualmente se le aplica Loctite a los hilos del tornillo del impulsor y al prisionero de este.
- Luego de haber colocado el rodete y el tornillo del impulsor se coloca grasa al canal de la cubierta del sello para colocar el anillo.

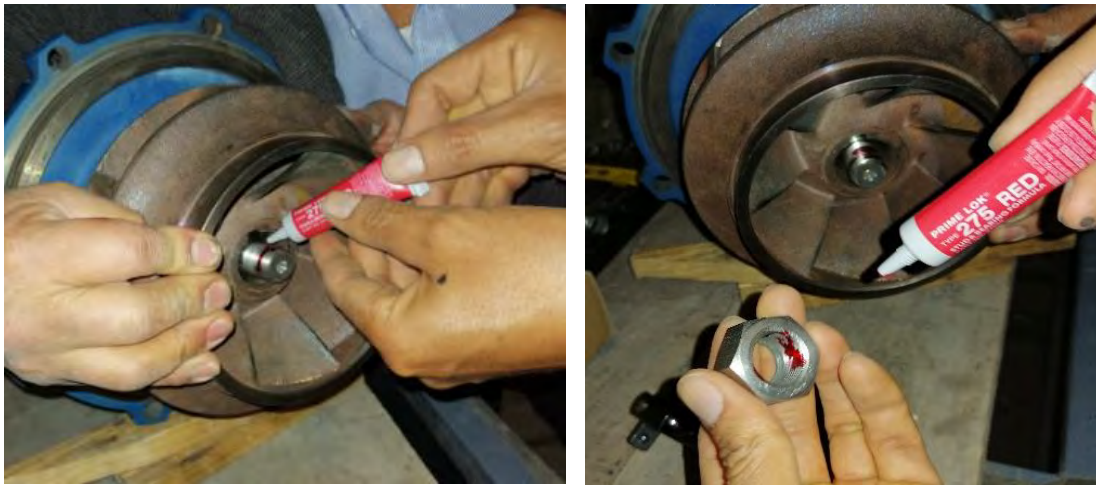


Figura 69: Aplicando Loctite al perno roscado y al tornillo del impulsor. Fuente: Elaboración Propia.

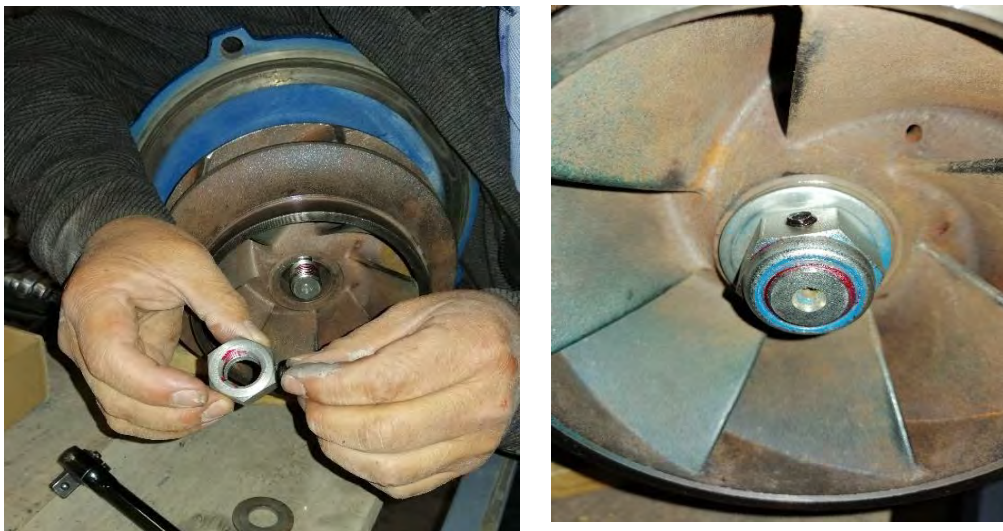


Figura 70: Aplicando Loctite al prisionero y tornillo completamente colocado. Fuente: Elaboración Propia.



- Finalmente se coloca la carcasa y los pernos de la misma usando un juego de dados para asegurar correctamente la PAT.



Figura 71: Colocando grasa al canal del anillo y asegurando los pernos a la carcasa. Fuente: Elaboración Propia.



Figura 72: Juego de dados y maneral para asegurar pernos y PAT completamente montada para su operación.

Fuente: Elaboración propia.



4.8 Análisis de los parámetros de operación de la PAT.

Debemos tener en cuenta que los rangos de trabajo en los que puede operar el banco estarán determinados por las condiciones hidráulicas que el sistema entrega a la PAT. El banco de pruebas tendrá la posibilidad de operar entre valores máximos, medios y mínimos de acuerdo al equipamiento del grupo de bombeo. Para el análisis hidráulico teórico de la bomba operando como turbina utilizaremos los valores máximos para los cuales se planteó el trabajo. Condiciones que se alcanzaran cuando el banco opere con dos bombas que suministren las condiciones operativas finales al término del proyecto.

Tabla 16: Condiciones de trabajo del BP.

Denominación	Valor máximo	Valor medio	Valor mínimo
Potencia entregada a turbina	6 kW	3 kW	1 kW
Altura de trabajo en turbina	22 m	15 m	8 m
Caudal de operación	0.038 m ³ /s	0.025 m ³ /s	0.012 m ³ /s

Fuente: Elaboración Propia.

4.8.1 Datos operativos de la PAT.

En la siguiente tabla se muestran las condiciones de trabajo de la PAT:

Tabla 17: Datos operativos de entrada de la PAT.

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Placa
Caudal	Q=	m ³ /s	0.038
Altura	H=Hn=	M	22
velocidad	n=	Rpm	1750
Eficiencia	η_t =	%	0.45-0.8
Gravedad	g=	m/s ²	9.806
Peso específico	γ =	kN/m ³	9.806
Densidad	ρ =	kg/m ³	1000.000

Fuente: Elaboración Propia.



4.8.2 Cálculo de la Potencia en el eje en condiciones nominales:

$$Pe = \gamma Q H_n \eta_t$$

Donde:

Pe: Potencia en el eje (kW)

Q: Caudal (m³/s)

H_n: Altura neta (m)

η_t: Eficiencia de turbina (%)

$$Pe = 9.806 * 0.038 * 22 * 0.75$$

$$Pe = 6.14 \text{ kW} = 8.34 \text{ CV}$$

4.8.3 Cálculo de la Potencia eléctrica:

$$PEE = Pe * \eta_{tr} * \eta_g$$

Donde:

Pe: Potencia en el eje (kW)

PEE: Potencia eléctrica del motor de inducción (kW)

η_{tr}: Eficiencia de transmisión (%)

η_g: Eficiencia de generación (%)

$$PEE = 6.14 * 0.85 * 0.78$$

$$PEE = 4 \text{ kW} = 5.53 \text{ CV}$$

Tabla 18: Potencias, eficiencias y altura neta de trabajo en la PAT en condiciones nominales.

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Trabajo
Potencia eléctrica	PEE=	kW	4
Eficiencia transmisión	η _{tr} =	%	0.85
Eficiencia generación	η _g =	%	0.78
Potencia en el Eje	Pe=	kW	6.14
Altura neta	H _n =	m	22

Fuente: Elaboración Propia.



4.8.4 Dimensiones del rodete para continuar con el cálculo de la PAT:

Las dimensiones físicas del rodete tales como su diámetro externo, diámetro interno, ancho de rodete a la entrada y salida, así como los ángulos de los alabes fueron verificados y medidos físicamente.

Tabla 19: Datos físicos tomados del rodete de la bomba Pentax.

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	
Diámetro	D1=	M	0.085	promedio
	D2=	M	0.175	
Ancho	b2=	M	0.027	
	b1=	M	0.050	
Ángulo (u-w) β 1=	β 1=	°	0.279	16
	β 2=	°	0.611	35
Ángulo (u-c)	α 1=	°	1.571	90
	α 2=	°		

Fuente: Elaboración Propia.

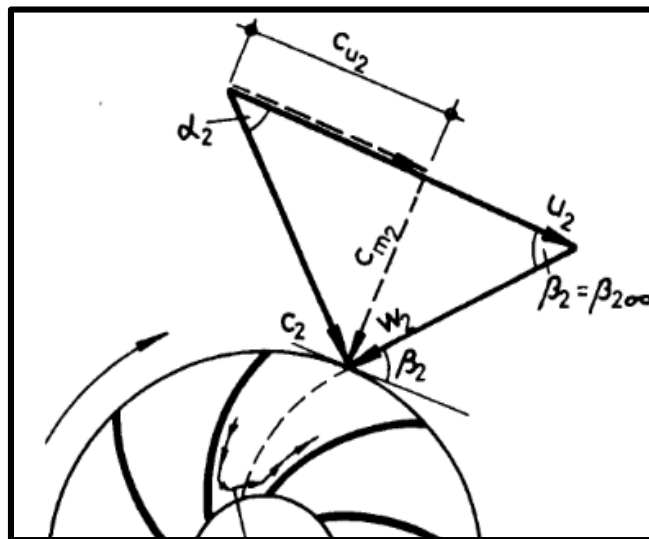


Figura 73: Triángulo de velocidades a la entrada de la PAT. Fuente: (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer,



4.8.5 Parámetros hidráulicos Q y Hn del sistema para operación de la PAT.

Los parámetros hidráulicos de altura y caudal serán con caudales de alrededor de 0.025 m³/s y alturas alrededor de 10 metros, estos valores en la práctica real variarán de acuerdo a la velocidad entregada por el variador de velocidad a la bomba principal.

4.8.6 Cálculo del Ns y grado de reacción.

Puesto que la PAT se comporta como una turbina de reacción, sus velocidades específicas deben estar dentro del rango de las turbinas Francis.

$$Ns = \frac{N\sqrt{Pe}}{Ht^{\frac{5}{4}}}$$

Donde:

Ns: Velocidad específica

N: Velocidad de rotación (RPM)

Hn: Altura neta (m)

Pe: Potencia generada (CV)

$$Ns = \frac{1750\sqrt{8.34}}{22^{\frac{5}{4}}}$$

$$Ns = 106.07$$



Tabla 4.1 Características principales de turbinas hidráulicas							
TURBINA	Inventor y año de patente	N _s (rpm, HP, m) rpm	Q m ³ /s	H m	P kW	η _{máx} %	
A C C I Ó N	PELTON	Lester Pelton (EE.UU.) 1880	1 Ch: 30 2 Ch: 30-50 4 Ch: 30-50 6 Ch: 50-70	0.05-50	30-1800	2-300000	91
	TURGO	Eric Crewdson (G. Bretaña) 1920	60-260	0.025-10	15-300	5-8000	85
	MICHELL-BANKI	A.G. Michell (Australia) 1903 D. Banki (Hung.) 1917-1919	40-160	0.025-5	1-50 (200)	1-750	82
R E A	Bomba rotodinámica	Dionisio Papin (Francia) 1689	30-170	0.05-0.25	10-250	5-500	80
	FRANCIS	James Francis (G. Bretaña) 1848	L: 60-150 N: 150-250 R: 250-400	1-500	2-750	2-750000	92

Figura 74: Características principales de Turbinas Hidráulicas. Fuente: (Sanchez & Ramirez ITDG, 1995, p. 127).

Verificando la velocidad específica $N_s = 106.07$ se aprecia que la PAT podría trabajar sustituyendo una turbina Michell Banki o una turbina Francis lenta.

4.8.7 Análisis de los triángulos de velocidades de la PAT.

Ahora que tenemos el sistema de control de todo el banco instalado, procedemos a iniciar los cálculos dentro del volumen de control de la PAT.

$$Q = 0.038 \text{ m}^3/\text{s} = 2280 \text{ l/min}$$

Después de realizar el cálculo del caudal de trabajo de la PAT, se procede con los cálculos de los triángulos de velocidades y comportamiento de nuestro rodete.

4.8.8 Cálculo de la velocidad meridiana de entrada teniendo los valores de la PAT:

$$Q = \pi D^2 b^2 C m^2$$

Donde:

Qt: Caudal de trabajo de la PAT (m³/s)



D_2 : Diámetro de entrada del rodete (m)

b_2 : Ancho del rodete a la entrada (m)

C_{m2} : Velocidad meridiana de entrada (m/s)

$$0.038 = \pi * 0.175 * 0.027 * C_{m2}$$

$$C_{m2} = 2.56 \text{ m/s}$$

4.8.9 Cálculo de la proyección de C_1 sobre U_1 :

Entonces del triángulo de velocidades por teoría concluimos que:

Si $\alpha_1 = 90^\circ$ entonces $C_{1u} = 0$

4.8.10 Cálculo de la velocidad tangencial de salida de la PAT:

$$U_1 = \frac{\pi D_1 N}{60}$$

Donde:

U_1 : Velocidad tangencial de salida de la PAT (m/s)

D_1 : Diámetro promedio de salida del rodete (m)

N : Velocidad de rotación (RPM)

$$U_1 = \frac{\pi * 0.085 * 1750}{60} = 7.78 \text{ m/s}$$

4.8.11 Cálculo del ángulo de salida β_1 de la PAT:

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1}{U_1}$$

Donde:

C_1 : Velocidad absoluta (m/s)

U_1 : Velocidad tangencial de salida de la PAT (m/s)

β_1 : Ángulo de salida entre W y U .

$$C_1 = 7.78 * \tan 16 = 2.23 \text{ m/s}$$



4.8.12 Cálculo de la velocidad relativa de salida de la PAT:

$$W1 = \sqrt{C1^2 + U1^2}$$

Donde:

W1: Velocidad relativa (m/s)

C1: Velocidad absoluta (m/s)

U1: Velocidad tangencial (m/s)

$$W1 = \sqrt{2.23^2 + 7.78^2}$$

$$W1 = 8.09 \text{ m/s}$$

4.8.13 Cálculo de la velocidad tangencial de entrada de la PAT:

$$U2 = \frac{\pi D2N}{60}$$

Donde:

U2: Velocidad tangencial de entrada a la PAT (m/s)

D2: Diámetro de entrada del rodete (m)

N: Velocidad de rotación (RPM)

$$U2 = \frac{\pi * 0.175 * 1750}{60}$$

$$U2 = 16.03 \text{ m/s}$$

4.8.14 Cálculo de la proyección de la velocidad relativa sobre la velocidad tangencial a la

salida:

$$\tan\beta2 = \frac{Cm2}{W2u}$$

Donde:

W2u: Velocidad relativa de entrada respecto a velocidad tangencial (m/s)



C_{2u} : Velocidad meridiana de entrada (m/s)

β_2 : Ángulo de entrada entre W y U .

$$W_{2u} = \frac{2.56}{\tan 35} = 3.71 \text{ m/s}$$

4.8.15 Cálculo de la proyección de la velocidad absoluta sobre la velocidad tangencial de entrada:

$$U_2 = C_{2u} + W_{2u}$$

Donde:

C_{2u} : Velocidad absoluta de entrada respecto a velocidad tangencial (m/s)

U_2 : Velocidad tangencial de entrada (m/s)

W_{2u} : Velocidad relativa de entrada respecto a velocidad tangencial (m/s)

$$C_{2u} = 16.03 - 3.71$$

$$C_{2u} = 12.29 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.8.16 Cálculo de la velocidad relativa de entrada:

$$W_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + W_{2u}^2}$$

Donde:

W_2 : Velocidad relativa de entrada (m/s)

C_{2u} : Velocidad meridiana de entrada (m/s)

W_{2u} : Velocidad relativa de entrada respecto a velocidad tangencial (m/s)

$$W_2 = \sqrt{2.56^2 + 3.71^2}$$

$$W_2 = 4.53 \text{ m/s}$$

4.8.17 Cálculo de la velocidad absoluta de entrada:

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{m2}^2}$$



Donde:

$C2$: Velocidad absoluta de entrada (m/s)

$C2u$: Velocidad absoluta de entrada respecto a la velocidad tangencial (m/s)

$Cm2$: Velocidad merididana de entrada (m/s)

$$C2 = \sqrt{12.29^2 + 2.6^2}$$

$$C2 = 12.56 \text{ m/s}$$

4.8.18 Cálculo del ángulo de entrada entre C y U:

$$\tan\alpha_2 = \frac{Cm2}{C2u}$$

Donde:

α_2 : Ángulo de entrada entre C y U.

$C2u$: Velocidad absoluta de entrada respecto a la velocidad tangencial (m/s)

$Cm2$: Velocidad merididana de entrada (m/s)

$$\alpha_2 = \arctan \frac{2.6}{12.29}$$

$$\alpha_2 = 11.94^\circ$$

4.8.19 Cálculo de la altura del rodete con la Ecuación de Euler:

$$Hr = \frac{U2C2u - U1C1u}{g}$$

Donde:

Hr : Altura del rodete (m)

$U2$: Velocidad tangencial de entrada a la PAT (m/s)

$C2u$: Velocidad absoluta de entrada respecto a la velocidad tangencial (m/s)

$U1$: Velocidad tangencial de salida (m/s)



C1u: Velocidad absoluta de salida respecto a la velocidad tangencial (m/s)

g: Gravedad (m/s²)

$$Hr = \frac{16.03 * 12.29 - 8.25 * 0}{9.81} = 20.05 \text{ m}$$

4.8.20 Cálculo de la eficiencia hidráulica:

$$\eta_h = \frac{Hr}{Hn}$$

η_h : Eficiencia hidráulica (%)

Hr : Altura del rodete (m)

Hn : Altura neta (m)

$$\eta_h = \frac{20.05}{22} = 0.91$$

Analizando los resultados obtenidos al estudiar el comportamiento hidráulico del rodete y de los álabes de la bomba centrífuga operando en forma inversa como turbina se determinó los valores de su triángulo de velocidades lo que arrojó una altura del rodete Hr de 20.05 m, una altura neta Hn de 22 m, una eficiencia hidráulica η_h de 0.911 y un caudal de operación Q de 0.0308 m³/s para producir una potencia al eje de 6.14 kW.

4.8.21 Cálculo del grado de reacción R

El grado de reacción se refiere a la forma en la que trabaja el rodete, o sea en el modo en que se efectúa la transferencia de energía entre el fluido y el rodete. Por definición, el grado de reacción R (denotado en algunas bibliografías como σ), es la relación existente entre la altura de presión o estática en el rodete y la altura total.

$$R = \frac{H_{estatica}}{H_{total}} \quad R = \frac{H_E}{H_D + H_E}$$



Donde:

$$\text{Altura..dinamica} = H_D = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

$$H_D = \frac{12.56^2 - 2.23^2}{2 * 9.81}$$

$$H_D = 7.79 \text{ m}$$

$$\text{Altura..de..presion..(estatica)} = H_E = \left(\frac{p_2 - p_1}{\gamma} \right) = \frac{u^2_2 - u^2_1}{2g} - \frac{w^2_2 - w^2_1}{2g}$$

$$H_E = \frac{16.03^2 - 7.78^2}{2 * 9.81} - \frac{4.53^2 - 8.09^2}{2 * 9.81}$$

$$H_E = 12.05 \text{ m}$$

$$R = \frac{H_E}{H_D + H_E}$$

$$R = \frac{12.05}{12.05 + 7.79}$$

$$R = 0.607$$

El grado de reacción $R=0.6012$, corresponde a una turbina de reacción cuyo rodete de la PAT estaría dentro de los rodetes mixtos típicos de las turbinas Francis lenta.

4.9 Análisis del tubo de aspiración de la bomba Pentax operando como turbina.

El tubo de aspiración desempeña una característica muy importante en las turbinas de reacción más no en las de acción porque no poseen tubo de aspiración. Esta característica hay que tenerla muy en cuenta cuando mayor es el número específico de revoluciones de la turbina. El tubo de aspiración puede ser cilíndrico, troncocónico o acodado.

Se requiere una pequeña energía cinética en el flujo de salida de la PAT para minimizar las pérdidas de energía. Usando un tubo de tiro, la energía cinética se puede convertir en energía potencial. Por lo tanto, un tubo de tiro se diseña en base a la máxima conversión de velocidad a presión (según la ecuación de Bernoulli). (Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 67).

Ecuación de Bernoulli entre la salida del rodete y el nivel inferior del salto:

$$\frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{C_2^2}{2g} - H_{ra} = \frac{P_3}{\rho g} + Z_3 + \frac{C_3^2}{2g}$$

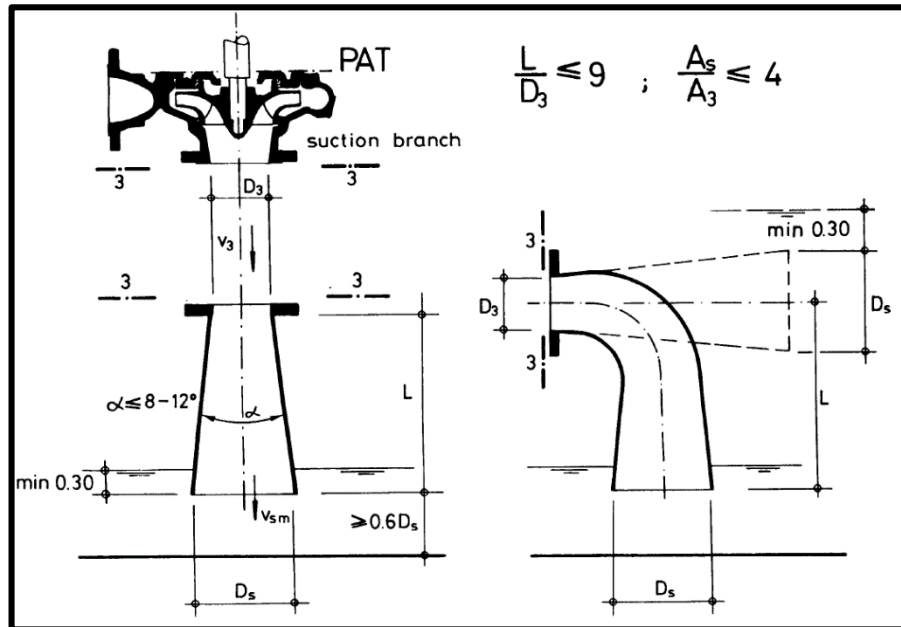


Figura 75: Diseño del tubo de aspiración y dimensiones principales. (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 67)

4.9.1 Funciones que desempeña el tubo de aspiración:

- Recupera la altura de suspensión de la turbina, creando una depresión a la salida del rodete (función aspiradora).
- Recupera la energía cinética a la salida del rodete, creando una depresión (función difusora).

En las turbinas de bajo N_s , caracterizadas por alturas grandes, la función aspiradora suele ser más importante; sin embargo, con elevado N_s , caracterizadas por caudales grandes, es más importante la función difusora. Tener en cuenta que cuando menores se han las pérdidas en el tubo de aspiración mayor será la depresión alcanzada a la salida del rodete.

CAPÍTULO V: PROTOCOLO DE PRUEBAS

5.1 Introducción

En este capítulo se desarrolla la parte experimental, para lo cual se someterá a la bomba que opera como turbina (PAT) a una serie de pruebas programadas a diferentes condiciones operativas, los datos experimentales son capturados con sensores electrónicos de presión, caudal y velocidad en rpm, que fueron instalados y conectados hacia los tableros de control automatizado que capturarán las señales digitales. Estas señales fueron centralizadas en el PLC para su posterior entrega al sistema de control en PC. Las señales de energía eléctrica como son las potencias, voltajes, corrientes, factor de potencia y otras son llevadas a los tableros de control de los grupos de generación y procesadas en un analizador de redes. Todas las señales capturadas son centralizadas en un PLC industrial que controla el sistema automatizado de operación.

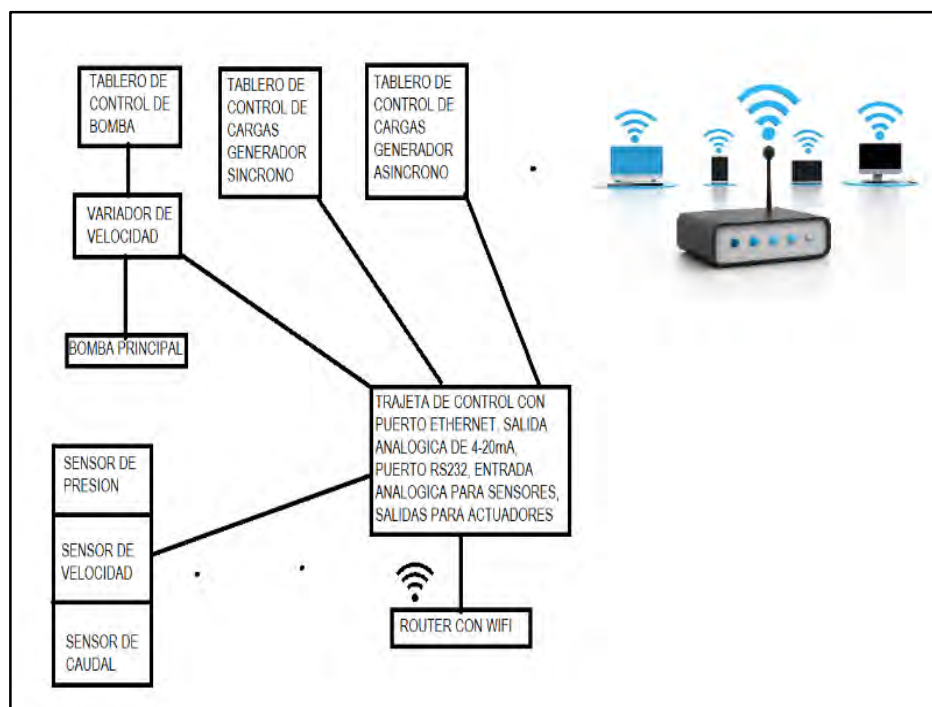


Figura 76: Configuración de sistema de captura de datos y control. Fuente: Elaboración PI

El banco de pruebas cuenta con un sistema de interfaz de usuario “Banco de Pruebas” para Turbomáquinas Hidráulicas, la cual servirá para el monitoreo, control y adquisición de datos experimentales. La Interfaz de usuario fue implementada gracias a la capacidad del PLC S7 1214 AC/DC/RLY para trabajar como servidor web y permitir la creación de páginas web personalizadas por el usuario para el monitoreo y control en un entorno industrial utilizando software libre.

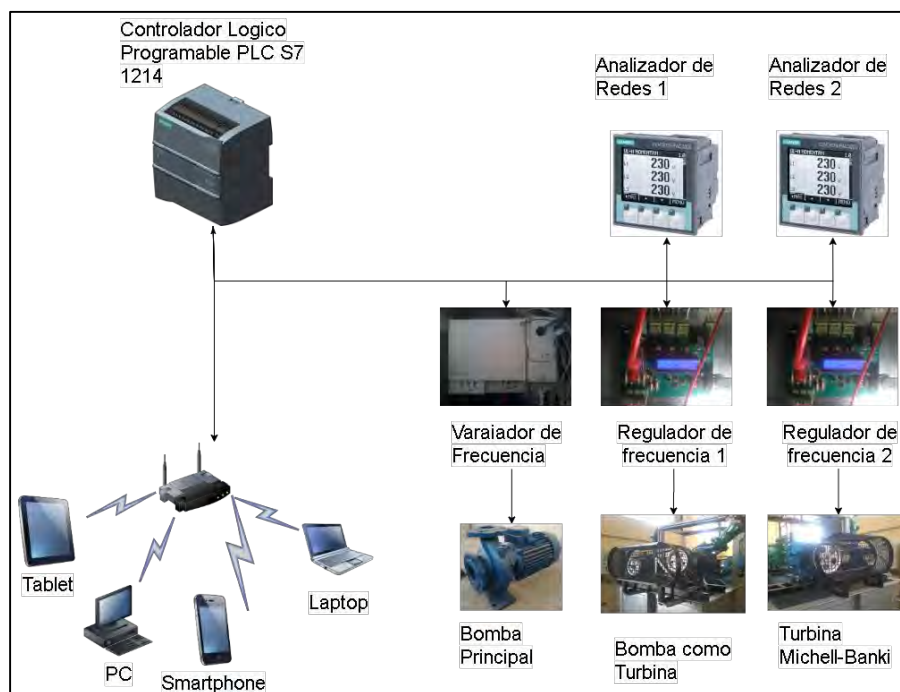


Figura 77: Esquema de comunicación entre los distintos elementos del sistema de control del banco de pruebas.

Fuente: Elaboración PI.

Consideraciones a tener en cuenta:

- Se han definido los rangos de trabajo de la PAT, rangos que fueron fijados teóricamente dentro de los cuales se harán las pruebas de operación y producción de energía.
- Los valores obtenidos son producto del comportamiento físico del sistema desarrollado en el cual los valores de las variables independientes de entrada tales como la altura neta H,



caudales Q y velocidad en rpm serán los que nos entreguen los equipos instalados en el sistema.

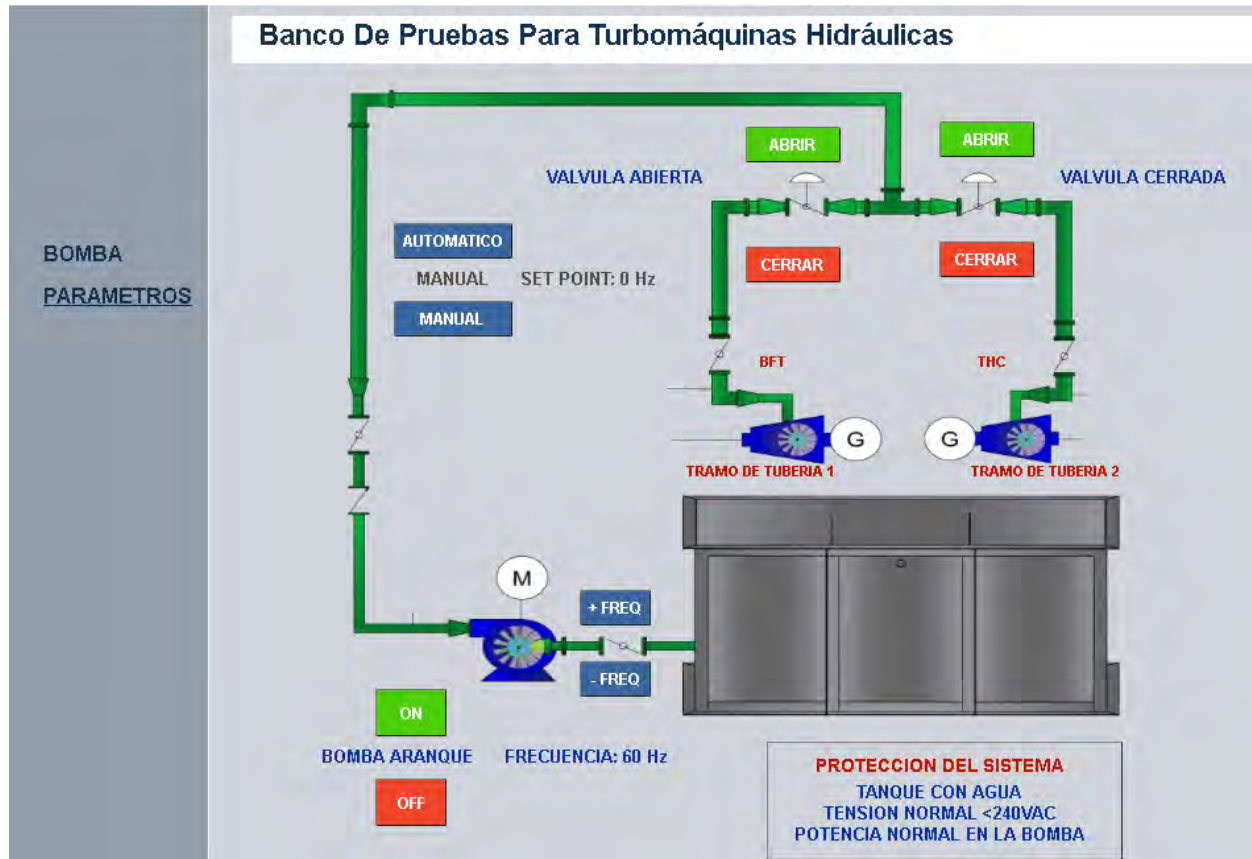
- Las variables dependientes de salida tal como potencia hidráulica P_h , potencia eléctrica P_{EE} y potencia en el eje de la PAT P_e , serán producto de las pruebas mismas, la geometría física del diseño del banco mismo y de la capacidad del equipo de bombeo principal.
- A la fecha se cuenta con un solo grupo de bombeo, se espera instalar el 2do grupo de bombeo que permita hacer mayores pruebas en condiciones de mayor altura y caudal con variaciones operativas en serie o paralelo.

Los rangos de trabajo mostrados son generales, los valores de las pruebas deberán caer dentro de estos rangos previstos teniendo en cuenta las consideraciones mencionadas.

Tabla 20: Rangos operativos de trabajo de la PAT

Denominación	Valor máximo	Valor medio	Valor mínimo
Potencia entregada a turbina	6 kW	3 kW	1 kW
Altura de trabajo en turbina	22 m	15 m	8 m
Caudal de operación	0.037 m ³ /s	0.025 m ³ /s	0.012 m ³ /s

Fuente: Elaboración Propia.



Banco De Pruebas Para Turbomáquinas Hidráulicas

DATOS ELECTRICOS ELECTROBOMBA		DATOS ELECTRICOS THC		DATOS ELECTRICOS BFT	
Tension de Red:	224.95 V	Tensión UL1-L2:	0 V	Tensión UL1-L2:	237.55 V
Corriente Suministrada:	30.18 A	Tensión UL2-L3:	0 V	Tensión UL2-L3:	236.22 V
Potencia Activa:	13397.92 Watt	Tensión UL3-L1:	0 V	Tensión UL3-L1:	238.51 V
Potencia Reactiva:	15336.14 VAR	Corriente L1:	0 A	Corriente L1:	16.53 A
Potencia Aparente:	20354.93 VA	Corriente L2:	0 A	Corriente L2:	17.5 A
Frecuencia Suministrada:	60 Hz	Corriente L3:	0 A	Corriente L3:	15.91 A
RPM:	3600 rpm	Potencia Activa:	0 Watt	Potencia Activa:	-1610.9 Watt
PRESION ELECTROBOMBA		Potencia Reactiva:	0 VAR	Potencia Reactiva:	-1274.23 VAR
Presion:	1.4 Bar	Potencia Aparente:	0 VA	Potencia Aparente:	6818.39 VA
CAUDAL EN TUBERIA		Frecuencia:	0 Hz	Frecuencia:	56.57 Hz
Caudal:	1360.97 L/min	PRESION THC		PRESION BFT	
ALTURA EN TUBERIA		Presion:	0.06 Bar	Presion:	1.09 Bar
Altura:	14.3 m	RPM THC		RPM BFT	
		RPM:	0 rpm	RPM:	1721 rpm

BOMBA
PARAMETROS

Figura 78: Sistema de Control y Automatización del Banco de Pruebas y Hoja de Parámetros. Fuente: Elaboración propia.



5.2 Pruebas de comportamiento de la PAT en función del tiempo (100 segundos) a plena CE, una frecuencia de 60 Hz y 220 voltios de salida.

El banco de pruebas permite la captura de datos para las diversas variables operativas, en este caso analizaremos el comportamiento del caudal Q, la potencia activa P1, la presión de entrada a la PAT H1 y la velocidad operativa alcanzada en la PAT en rpm en 100 segundos. Los valores capturados por el sistema automatizado serán analizados llegando a verificar su significancia estadística, que de ser adecuados serán aceptados como datos validos en las diversas pruebas operativas a las que será sometida la PAT; a lo largo de este capítulo se verá la parte netamente experimental.

Las condiciones de toma de datos en estas primeras pruebas son las siguientes:

- $f = 60$ Hz, se mantiene constante la frecuencia de la BM para ambas posiciones.
- Posición 1 de la carga eléctrica: (2 - 0.5 - 1.5) de 1428.58 W y constante en el tiempo.
- Posición 2 de la carga eléctrica: (2 - 1.5 - 1.5) de 1857.15 W y constante en el tiempo.
- Válvula mariposa (entrada de la PAT) totalmente abierta.
- Tensión nominal de 220v.

A continuación, presentamos una serie de datos de las variables continuas: caudal, potencia, altura o presión y velocidad, que son variables estadísticas por analizar:

tiempo (s)	PRUEBA POS 1				PRUEBA POS 2			
	QDAL (L/min)	P1 (Watt)	H1 (bar)	RPM _{PAT} (rpm)	QDAL (L/min)	P1 (Watt)	H1 (bar)	RPM _{PAT} (rpm)
1	1287,33	1532,35	1,05	1693	1310,04	1307,07	1,03	1667
2	1285,45	1533,46	1,07	1693	1309,75	1301,1	1,06	1667
3	1284,00	1558,55	1,05	1701	1308,74	1340,36	1,05	1677
4	1284,14	1580,59	1,08	1703	1308,59	1366,48	1,04	1683
5	1284,29	1612,27	1,09	1717	1310,91	1359,71	1,05	1679
6	1282,84	1623,69	1,07	1720	1312,93	1333,67	1,02	1677
7	1282,55	1608,35	1,07	1719	1311,2	1286,25	1,03	1659



8	1280,38	1569,69	1,07	1709	1310,33	1314,51	1,05	1667
9	1277,49	1563,1	1,07	1704	1312,36	1348,51	1,05	1678
10	1278,65	1581,88	1,08	1713	1313,08	1364,02	1,06	1684
11	1280,09	1592,88	1,07	1714	1315,83	1357,33	1,05	1683
12	1279,37	1583,89	1,07	1706	1319,01	1349,76	1,04	1678
13	1277,78	1586,61	1,05	1713	1319,73	1334,35	1,01	1677
14	1277,92	1559,43	1,05	1701	1319,01	1306,76	1,02	1670
15	1275,61	1536,84	1,07	1694	1318,14	1296,9	1,04	1665
16	1278,65	1597,96	1,07	1711	1315,25	1309,93	1,03	1669
17	1279,08	1619,55	1,07	1719	1313,37	1308,89	1,01	1668
18	1280,53	1621,23	1,06	1720	1311,49	1293,43	1,03	1665
19	1280,67	1580,16	1,08	1710	1307,87	1299,05	1,02	1671
20	1279,66	1568,34	1,08	1701	1305,99	1295,61	1,02	1665
21	1278,5	1599,02	1,06	1715	1308,59	1301,83	1,04	1667
22	1276,91	1581,66	1,05	1712	1305,7	1315,06	1,05	1664
23	1277,2	1509,53	1,02	1694	1306,57	1357,64	1,05	1678
24	1276,33	1457,71	1,04	1682	1309,03	1366,31	1,05	1683
25	1278,65	1480,86	1,05	1679	1312,64	1346,6	1,04	1681
26	1283,28	1512,00	1,04	1696	1313,8	1323,92	1,03	1673
27	1282,55	1507,00	1,03	1691	1313,22	1308,91	1,05	1670
28	1283,28	1505,62	1,05	1693	1314,67	1331,25	1,05	1677
29	1285,01	1542,36	1,08	1692	1313,95	1338,49	1,04	1680
30	1287,04	1599,13	1,07	1717	1316,84	1333,08	1,04	1673
31	1286,89	1614,64	1,06	1718	1318,43	1321,91	1,02	1671
32	1283,28	1593,73	1,07	1711	1316,12	1294,26	1,03	1667
33	1281,83	1578,5	1,06	1711	1315,97	1300,66	1,05	1662
34	1281,54	1565,66	1,07	1703	1316,55	1342,48	1,05	1672
35	1282,26	1580,42	1,06	1702	1318,14	1369,8	1,05	1684
36	1283,42	1580,88	1,06	1713	1321,9	1363,36	1,03	1682
37	1283,42	1566,69	1,09	1697	1325,23	1343,52	1,03	1678
38	1283,71	1596,95	1,07	1712	1324,51	1315,17	1,04	1672
39	1283,42	1600,37	1,07	1713	1325,67	1314,27	1,03	1667
40	1280,09	1582,44	1,08	1708	1323,93	1346,21	1,03	1682
41	1278,65	1598,56	1,1	1714	1322,48	1331,73	1,01	1677
42	1277,92	1628,18	1,07	1720	1321,33	1311,2	1,04	1670
43	1276,91	1604,9	1,05	1722	1321,76	1314,36	1,03	1674
44	1278,5	1558,74	1,06	1701	1323,35	1319,4	1,03	1674
45	1277,49	1563,55	1,06	1706	1321,61	1299,29	1,00	1671
46	1279,08	1589,7	1,08	1710	1320,46	1268,73	1,03	1653
47	1279,37	1605,37	1,07	1720	1318,29	1301,3	1,05	1667
48	1279,8	1579,75	1,03	1711	1318,00	1338,65	1,05	1678



49	1276,33	1512,19	1,06	1700	1321,9	1359,68	1,05	1682
50	1276,19	1518,54	1,09	1695	1326,82	1360,08	1,02	1686
51	1281,39	1601,02	1,07	1718	1325,67	1308,58	1,06	1671
52	1281,97	1597,56	1,06	1716	1326,1	1322,5	1,06	1674
53	1280,38	1573,53	1,09	1708	1326,1	1365,47	1,06	1683
54	1282,55	1598,76	1,08	1714	1327,84	1378,23	1,05	1691
55	1281,39	1620,88	1,06	1723	1327,4	1366,89	1,06	1685
56	1280,38	1576,24	1,03	1712	1329,28	1368,00	1,04	1687
57	1278,36	1529,12	1,04	1700	1329,28	1361,3	1,04	1686
58	1277,2	1514,97	1,04	1693	1328,85	1348,63	1,01	1679
59	1278,5	1497,13	1,03	1693	1329,72	1307,7	1,05	1672
60	1280,09	1498,78	1,07	1687	1329,57	1301,01	1,03	1663
61	1284,00	1537,17	1,06	1704	1322,77	1333,04	1,05	1674
62	1285,01	1563,96	1,05	1703	1321,61	1340,05	1,02	1679
63	1284,87	1534,04	1,04	1702	1316,12	1298,63	1,00	1667
64	1282,7	1519,33	1,08	1693	1311,49	1255,18	1,04	1654
65	1281,54	1567,69	1,05	1709	1308,3	1293,01	1,03	1662
66	1281,54	1576,08	1,07	1712	1307,15	1318,16	1,02	1675
67	1278,5	1569,87	1,08	1705	1306,86	1308,96	1,04	1668
68	1279,8	1602,83	1,06	1716	1309,61	1335,56	1,03	1674
69	1281,39	1600,29	1,08	1713	1312,21	1319,78	1,03	1673
70	1282,12	1603,65	1,07	1719	1316,12	1308,05	1,04	1665
71	1281,54	1596,6	1,06	1717	1314,38	1318,13	1,02	1674
72	1279,66	1562,47	1,05	1709	1314,67	1299,95	1,03	1662
73	1277,92	1550,46	1,08	1698	1313,37	1298,43	1,02	1666
74	1279,8	1579,15	1,08	1710	1313,08	1288,46	1,05	1661
75	1280,67	1590,43	1,07	1714	1313,08	1303,45	1,04	1665
76	1279,8	1574,93	1,07	1709	1312,93	1325,92	1,03	1674
77	1279,08	1558,88	1,05	1707	1313,37	1304,81	1,04	1666
78	1277,92	1550,19	1,08	1705	1313,08	1309,64	1,05	1671
79	1277,49	1592,67	1,07	1711	1313,08	1342,92	1,03	1683
80	1279,66	1621,1	1,08	1719	1314,38	1322,4	1,02	1674
81	1279,37	1607,9	1,07	1719	1314,38	1299,92	1,01	1671
82	1280,09	1605,97	1,07	1716	1314,38	1280,61	1,03	1664
83	1279,8	1596,00	1,06	1719	1315,83	1297,53	1,05	1666
84	1278,21	1565,37	1,06	1709	1318,29	1335,57	1,05	1680
85	1276,77	1564,89	1,09	1705	1319,88	1339,22	1,05	1677
86	1275,75	1593,81	1,08	1716	1323,21	1344,26	1,02	1683
87	1276,91	1622,8	1,05	1721	1322,34	1317,12	1,01	1677
88	1274,88	1585,37	1,07	1715	1320,89	1280,01	1,01	1663
89	1273,58	1548,35	1,05	1706	1316,12	1271,85	1,04	1664



90	1272,42	1545,15	1,06	1700	1313,8	1295,74	1,04	1666
91	1272,42	1548,08	1,07	1708	1310,76	1348,13	1,03	1682
92	1275,75	1575,12	1,05	1710	1312,36	1314,7	1,01	1678
93	1278,94	1573,62	1,06	1712	1312,21	1270,1	1,02	1661
94	1278,36	1579,22	1,08	1709	1313,22	1269,77	1,04	1661
95	1278,5	1598,15	1,08	1716	1310,04	1318,11	1,05	1672
96	1279,22	1587,00	1,08	1713	1312,21	1338,61	1,03	1681
97	1279,95	1584,74	1,06	1713	1315,54	1332,1	1,05	1677
98	1278,94	1571,65	1,07	1709	1319,44	1334,96	1,04	1680
99	1279,08	1584,39	1,09	1710	1321,76	1356,48	1,04	1683
100	1280,38	1624,55	1,07	1721	1326,24	1340,36	1,04	1677

Figura 79: Datos de las condiciones de trabajo obtenidas en dos posiciones de trabajo en el banco de pruebas.

Fuente: Elaboración Propia.

5.2.1 Curvas del comportamiento del caudal de la PAT durante 100 segundos para 2 posiciones de CE.

Se procederá a una captura de datos de la variable caudal en un periodo de 100 segundos cuyo comportamiento se muestra en el siguiente gráfico:

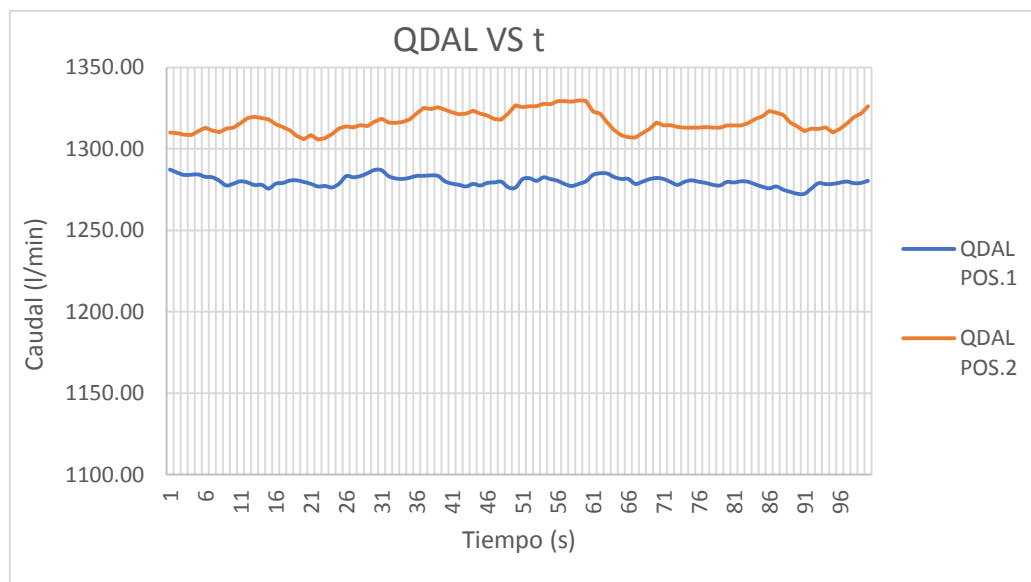


Figura 80: Curvas del comportamiento del caudal de la PAT en 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.



5.2.1.1 Análisis estadístico de los datos obtenidos del Caudal en el BP:

Los datos obtenidos del comportamiento de la variable Q1 y Q2 son sometidos a un análisis de estadística descriptivo y análisis de regresión de la variable con el SPSS V25.

Estadísticos descriptivos:

		Q1	Q2
N	Válidos	100	100
	Perdidos	0	0
Media		1280,0187	1316,7145
Error estándar de la media		,29848	,62268
Mediana		1279,7475 ^a	1315,6367 ^a
Moda		1278,50 ^b	1313,08
Desv. Desviación		2,98477	6,22681
Varianza		8,909	38,773
Rango		14,91	24,02
Mínimo		1272,42	1305,70
Máximo		1287,33	1329,72
Percentiles	25	1278,2600 ^c	1312,3600 ^c
	50	1279,7475	1315,6367
	75	1282,0450	1321,6850

a. Se ha calculado a partir de datos agrupados.
b. Existen múltiples modos. Se muestra el valor más pequeño.
c. Los percentiles se calculan a partir de datos agrupados.

Figura 81: Estadísticos descriptivos de la variable Caudal Q1 y Q2. Fuente: Elaboracion propia – SPSS V25.

Del cuadro de estadísticos descriptivos podemos mencionar que las medias para Q1 y Q2 son 1280.0187 y 1316.7145, es una serie multimodal cuyas desviaciones estándar σ son 2,984 y 6.226 que son valores muy bajos menores al 1% de las medias lo que indica que la serie de datos analizados son bastante compactos al valor medio.

REGRESION Q1

Resumen del modelo			
R	R cuadrado	R cuadrado ajustado	Error estándar de la estimación
,387	,149	,141	2,767
La variable independiente es T.			

Coeficientes				
	Coeficientes no estandarizados		Coeficientes estandarizados	
	B	Desv. Error	Beta	t
T	-,040	,010	-,387	-4,149
(Constante)	1282,027	,558		2299,467
				Sig.
				,000
				,000

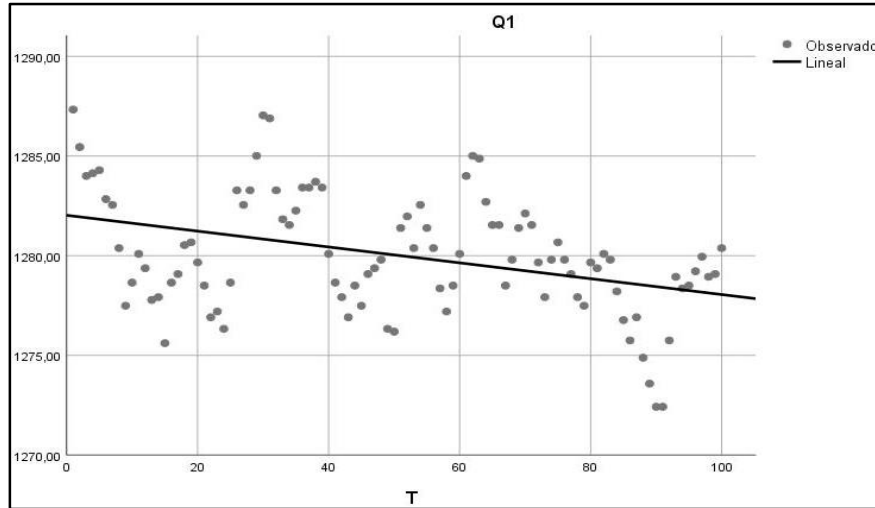


Figura 82: Regresión lineal Q1, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboracion propia – SPSS V25.

Resumen del modelo: Para analizar la regresión de la variable caudal Q1 aplicamos una regresión lineal, de acuerdo a los cuadros y gráfico mostrados, podemos afirmar que esta variable tiene un tendencia decreciente con pendiente negativa, el coeficiente R (correlación de Pearson) tiene un valor de 0.387 (entre 0.2 y 0.4) que indica una correlación baja entre Q y T, el valor de R^2 de 0.141 (coeficiente de determinación) indica que el 14.1 % de las variables puede ser explicado por el transcurso del tiempo y el error estándar de la desviación es bajo lo que indica que a menor error es mejor ajuste.

El análisis corresponde a una regresión lineal cuyos coeficientes se muestran en la tabla correspondiente y responden a una ecuación lineal $y=a + bx$, donde a es la constante 1282.027 y b es la pendiente -0.040 que es un valor bajo y negativo por ser decreciente quedando la ecuación de regresión como sigue; $y=1282.027-0.040 x$.

REGRESION Q2

Resumen del modelo			
R	R cuadrado	R cuadrado ajustado	Error estándar de la estimación
,176	,031	,021	6,160
La variable independiente es T.			

Coeficientes					
	Coeficientes no estandarizados		Coeficientes estandarizados		
	B	Desv. Error	Beta	t	Sig.
T	,038	,021	,176	1,775	,079
(Constante)	1314,802	1,241		1059,163	,000

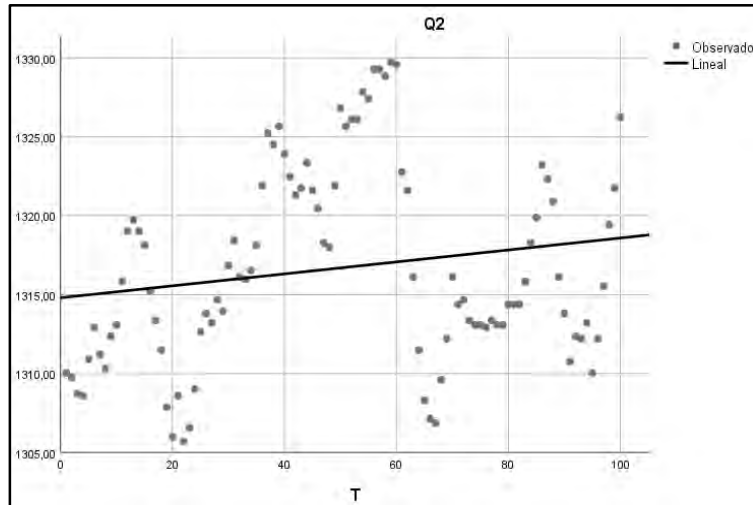


Figura 83: Regresión lineal Q2, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboración Propia – SPSS V25.

Resumen del modelo: Para analizar la regresión de la variable caudal Q2 aplicamos una regresión lineal, de acuerdo a los cuadros y gráficos mostrados, podemos afirmar que esta variable tiene una tendencia creciente con pendiente positiva, el coeficiente R (correlación de Pearson) tiene un valor de 0.031 (entre 0 y 0.20) que indica que no tiene una correlación significativa entre Q y T, el valor de R^2 de 0.021 (coeficiente de determinación) indica que el 2.1 % de las variables puede ser explicado por el transcurso del tiempo y el error estándar de la desviación es bajo lo que indica que a menor error es mejor ajuste.

El análisis corresponde a una regresión lineal cuyos coeficientes se muestran en la tabla correspondiente y responden a una ecuación lineal $y=a + bx$, donde a es la constante 1314.802 y b es la pendiente +0.038 que es un valor bajo y positivo por ser creciente quedando la ecuación de regresión como sigue; $y=1314.802+0.038 x$.



5.2.2 Curvas del comportamiento de la altura estatica de la PAT durante 100 segundos para 2 posiciones de CE.

Se procederá a una captura de datos de la variable altura de entrada H1 (presión estática) en un periodo de 100 segundos cuyo comportamiento se muestra en el siguiente gráfico:

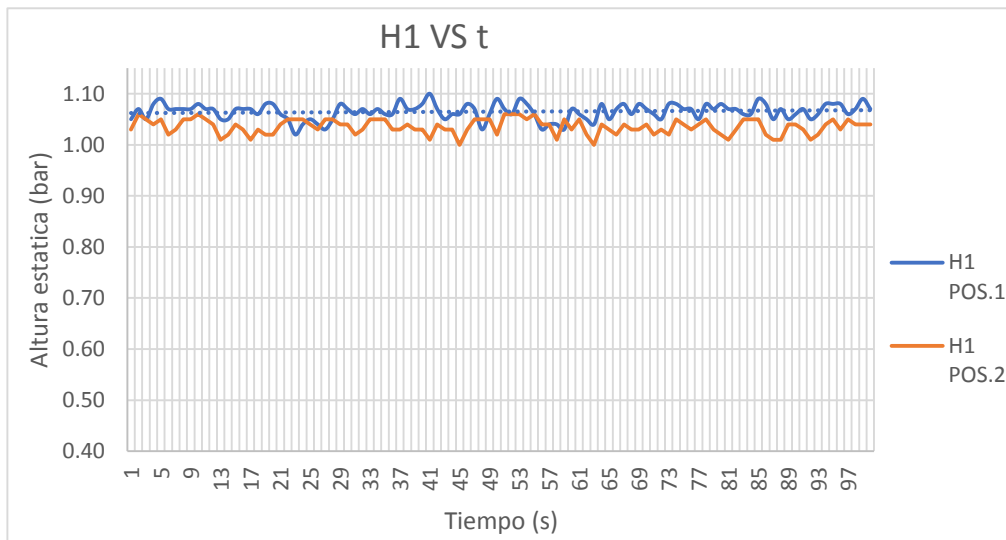


Figura 84: Curvas del comportamiento de la altura de entrada H1 PAT en 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.

5.2.2.1 Análisis estadístico de los datos obtenidos de la Altura de entrada en el BP:

Los datos obtenidos del comportamiento de la variable H1m y H2m son sometidos a un análisis de estadística descriptivo de la variable. Para este caso se ha transformado el valor de variable medido en bar a la unidad de m (m.c.a) afectando x 10.22 m que corresponde a 1 bar de presión. La información será procesada en el SPSS V25.



Estadísticos descriptivos:

		H1m	H2m
N	Válido	100	100
	Perdidos	0	0
Media		10,88328	10,58485
Error estándar de la media		,015879	,014903
Mediana		10,89786 ^a	10,59700 ^a
Moda		10,935	10,731
Desv. Desviación		,158790	,149029
Varianza		,025	,022
Rango		,818	,613
Mínimo		10,424	10,220
Máximo		11,242	10,833
Suma		1088,328	1058,485
Percentiles	25	10,77609 ^b	10,47266 ^b
	50	10,89786	10,59700
	75	11,00214	10,70545

a. Se ha calculado a partir de datos agrupados.
b. Los percentiles se calculan a partir de datos agrupados.

Figura 85: Estadísticos descriptivos de variable Altura de entrada H1 y H2. Fuente: Elaboracion propia – SPSS V25.

Del cuadro de estadísticos descriptivos podemos mencionar que las medias para H1 y H2 son 10.88328 y 10.5848 en metros, una mediana y moda ligeramente mayores a la media, las desviaciones estándar σ son 0.158790 y 0.149029 que son valores muy bajos menores al 1.46 % de las medias lo que indica que la serie de datos analizados son bastante compactos al valor medio.

REGRESION H1m

Resumen del modelo			
R	R cuadrado	R cuadrado ajustado	Error estándar de la estimación
,099	,010	,000	,159
La variable independiente es T.			

Coeficientes				
	Coeficientes no estandarizados		Coeficientes estandarizados	
	B	Desv. Error	Beta	t
T	,001	,001	,099	,989
(Constante)	10,856	,032		339,230
				Sig.
				,325
				,000

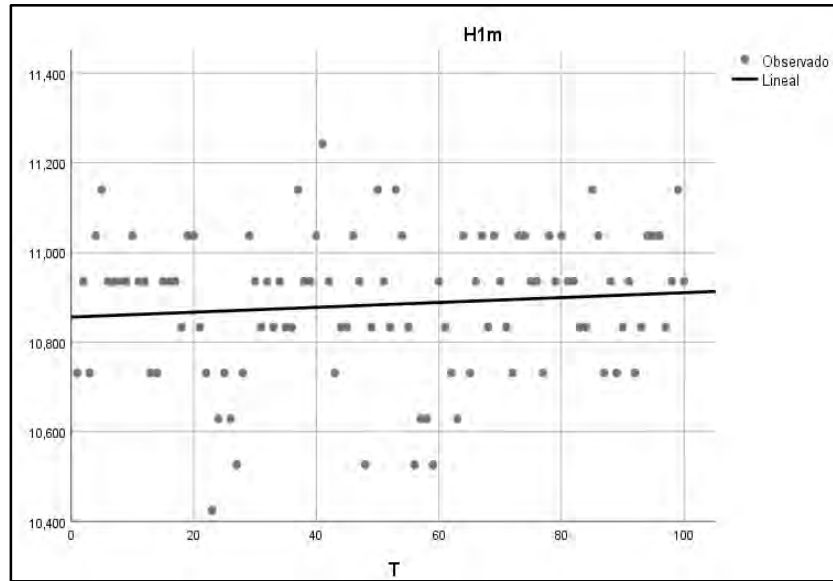


Figura 86: Regresión lineal de H1, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboracion propia – SPSS V25.

Resumen del modelo: Para analizar la regresión de la variable caudal H1 aplicamos una regresión lineal, de acuerdo a los cuadros y gráficos mostrados, podemos afirmar que esta variable tiene una tendencia creciente con pendiente positiva, el coeficiente R (correlación de Pearson) tiene un valor de 0.10 (entre 0 y 0.2) que indica una correlación muy baja entre Q y T, el valor de R^2 de 0.010 (coeficiente de determinación) indica que el 1 % de las variables puede ser explicado por el transcurso del tiempo y el error estándar de la desviación es bajo lo que indica que a menor error es mejor ajuste. Esto responde a la muy baja pendiente de la curva.

El análisis corresponde a una regresión lineal cuyos coeficientes se muestran en la tabla correspondiente y responden a una ecuación lineal $y=a + bx$, donde a es la constante 10.856 y b es la pendiente +0.001 que es un valor bajo y positivo por ser creciente quedando la ecuación de regresión como sigue; $y=10.856+0.001 x$.



Regresión H2m:

Resumen del modelo				
R	R cuadrado	R cuadrado ajustado	Error estándar de la estimación	
,132	,018	,008	,148	
La variable independiente es T.				

	Coeficientes no estandarizados		Coeficientes estandarizados		
	B	Desv. Error	Beta	t	Sig.
T	-.001	,001	-.132	-1,322	,189
(Constante)	10,619	,030		354,946	,000

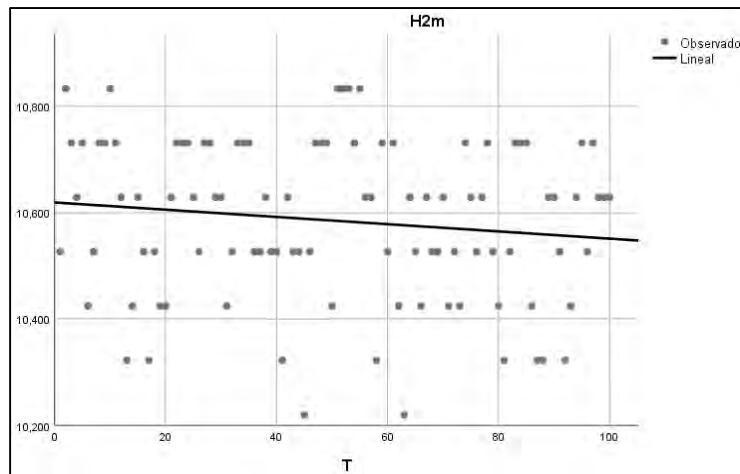


Figura 87: Regresión lineal de H2, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboracion propia – SPSS V25.

Resumen del modelo: Para analizar la regresión de la variable caudal H2 aplicamos una regresión lineal, de acuerdo a los cuadro y gráficos mostrados, podemos afirmar que esta variable tiene un tendencia decreciente con pendiente negativa, el coeficiente R (correlación de Pearson) tiene un valor de 0.132 (entre 0 y 0.2) que indica una correlación baja entre Q y T, el valor de R² de 0.018 (coeficiente de determinación) indica que el 1.8 % de las variables puede ser explicado por el transcurso del tiempo y el error estándar de la desviación es bajo lo que indica que a menor error es mejor ajuste.

El análisis corresponde a una regresión lineal cuyos coeficientes se muestran en la tabla correspondiente y responden a una ecuación lineal $y=a + bx$, donde a es la constante 10.619 y b es la pendiente -0.001 que es un valor bajo y negativo por ser decreciente quedando la ecuación de regresión como sigue; $y=10.619-0.001 x$.



5.2.3 Curvas del comportamiento de la velocidad rpm de la PAT durante 100 segundos para 2 posiciones de CE.

Se procederá a una captura de datos de la variable velocidad (RPM) en un periodo de 100 segundos cuyo comportamiento se muestra en el siguiente gráfico:

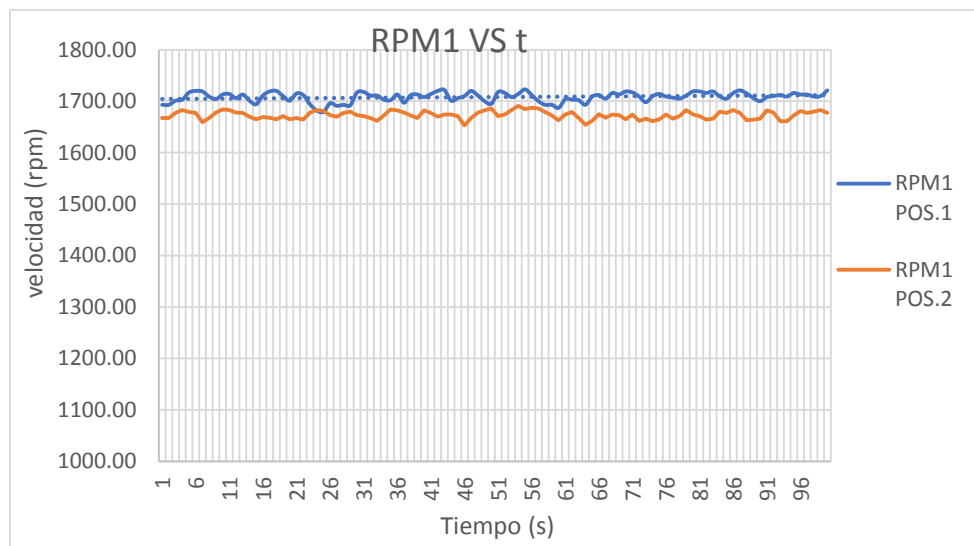


Figura 88: Curvas del comportamiento de la velocidad de la PAT en 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.

5.2.3.1 Análisis estadístico de los datos obtenidos de la velocidad en el BP:

Los datos obtenidos del comportamiento de la variable RPM1 y RPM2 son sometidos a un análisis de estadística descriptivo de la variable utilizando el SPSS V25.



Estadísticos descriptivos:

		Estadísticos	
		RPM1	RPM2
N	Válido	100	100
	Perdidos	0	0
Media		1708,0500	1673,0500
Error estándar de la media		,94167	,78346
Mediana		1709,9167 ^a	1673,2727 ^a
Moda		1709,00 ^b	1677,00
Desv. Desviación		9,41670	7,83462
Varianza		88,674	61,381
Rango		44,00	38,00
Mínimo		1679,00	1653,00
Máximo		1723,00	1691,00
Percentiles	25	1702,0000 ^c	1666,6667 ^c
	50	1709,9167	1673,2727
	75	1715,0000	1678,8889
a. Se ha calculado a partir de datos agrupados. b. Existen múltiples modos. Se muestra el valor más pequeño. c. Los percentiles se calculan a partir de datos agrupados.			

Figura 89: Estadísticos descriptivos de la variable RPM1 y RPM2. Fuente: Elaboración propia – SPSS V25.

Del cuadro de estadísticos descriptivos podemos mencionar que las medias para RPM1 y RPM2 son 1708,055 y 1673.050, es una serie multimodal cuyas desviaciones estándar σ son 9.41670 y 7.83462 que son valores muy bajos menores al 1% de las medias lo que indica que la serie de datos analizados son bastante compactos al valor medio.

REGRESION RPM1 Procesado en SPSS V25:

Resumen del modelo			
R	R cuadrado	R cuadrado ajustado	Error estándar de la estimación
,227	,052	,042	9,217
La variable independiente es T.			

Coeficientes					
	Coeficientes no estandarizados		Coeficientes estandarizados		
	B	Desv. Error	Beta	t	Sig.
T	,074	,032	,227	2,309	,023
(Constante)	1704,327	1,857		917,601	,000

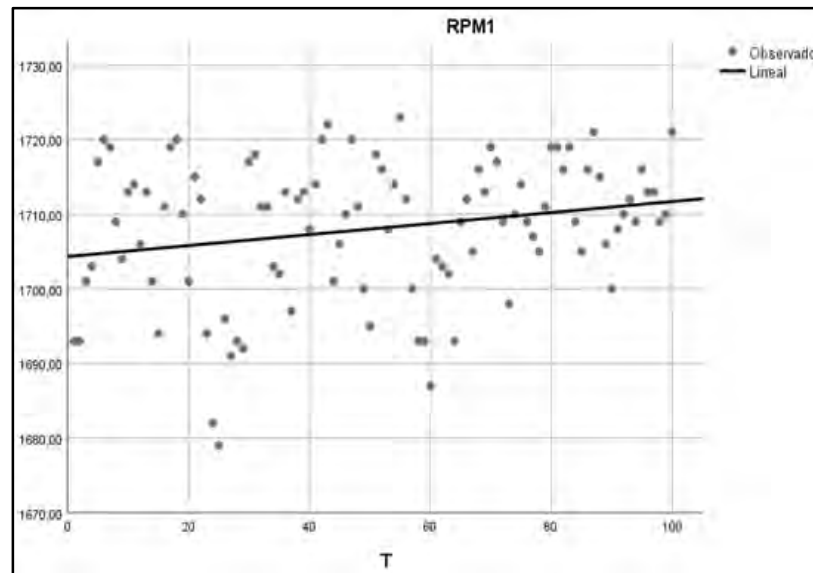


Figura 90: Regresión lineal de RPM1, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboración propia – SSPS V25.

Resumen del modelo: Para analizar la regresión de la variable caudal RPM1 aplicamos una regresión lineal, de acuerdo a los cuadros y gráficos mostrados, podemos afirmar que esta variable tiene una tendencia creciente con pendiente positiva, el coeficiente R (correlación de Pearson) tiene un valor de 0.227 (entre 0.20 y 0.40) que indica que no tiene una correlación significativa entre Q y T, el valor de R^2 de 0.052 (coeficiente de determinación) indica que el 4.2 % de las variables puede ser explicado por el transcurso del tiempo y el error estándar de la desviación es bajo lo que indica que a menor error es mejor ajuste.

El análisis corresponde a una regresión lineal cuyos coeficientes se muestran en la tabla correspondiente y responden a una ecuación lineal $y=a + b x$, donde a es la constante 1704.327 y b es la pendiente +0.074 que es un valor bajo y positivo por ser creciente quedando la ecuación de regresión como sigue; $y=1704.327+0.074x$.



REGRESION RPM2 Procesado en SPSS V25

Modelo	R	R cuadrado	R cuadrado ajustado	Error estándar de la estimación
1	,037 ^a	,001	-,009	7,86921

a. Predictores: (Constante), T

Modelo	Coeficientes no estandarizados		Coeficientes estandarizados		Sig.	
	B	Desv. Error	Beta	t		
1	(Constante)	1673,550	1,586		1055,388	,000
	T	-,010	,027	-,037	-,363	,717

a. Variable dependiente: RPM2

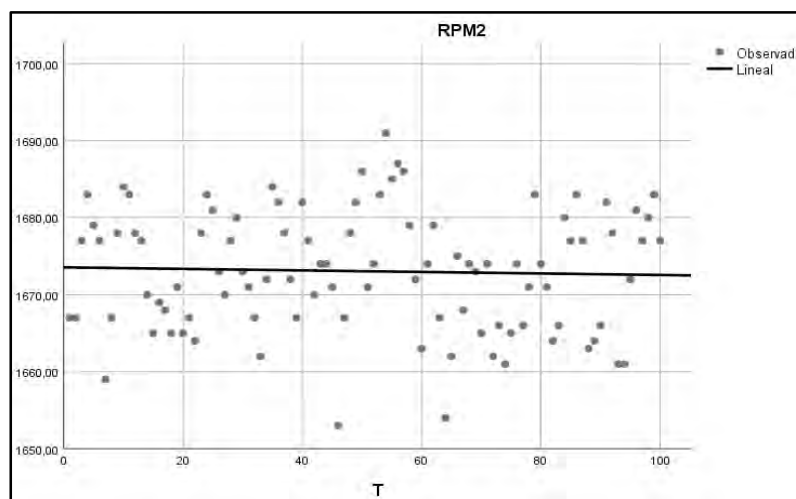


Figura 91: Regresión lineal de RPM2, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboración propia – SPSS V25.

Resumen del modelo: Para analizar la regresión de la variable RPM2 aplicamos una regresión lineal, de acuerdo a los cuadros y gráficos mostrados, podemos afirmar que esta variable tiene una tendencia decreciente con pendiente negativa, el coeficiente R (correlación de Pearson) tiene un valor de 0.037 (entre 0 y 0.20) que indica que no tiene una correlación significativa entre Q y T, el valor de R² de 0.001 (coeficiente de determinación) indica que el 1.1 % de las variables puede ser explicado por el transcurso del tiempo y el error estándar de la desviación es bajo lo que indica que a menor error es mejor ajuste.

El análisis corresponde a una regresión lineal cuyos coeficientes se muestran en la tabla correspondiente y responden a una ecuación lineal $y = a + bx$, donde a es la constante 1673.55 y b es la pendiente -0.010 que es un valor bajo y negativo por ser decreciente quedando la ecuación de regresión como sigue; $y = 1673.55 - 0.010 x$.



5.2.4 Curvas del comportamiento de la Potencia Activa de la PAT durante 100 segundos para 2 posiciones de CE:

Se procederá a una captura de datos de la variable potencia activa (Pa) en un periodo de 100 segundos cuyo comportamiento se muestra en el siguiente gráfico:

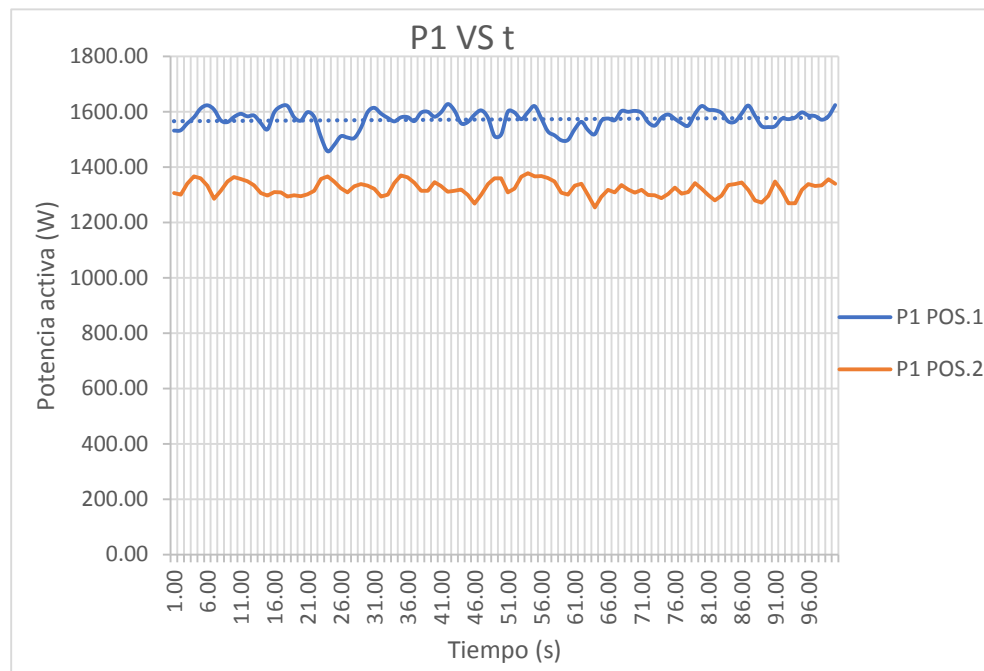


Figura 92: Curvas del comportamiento de la Potencia Activa de la PAT durante 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.

5.2.4.1 Análisis estadístico de los datos obtenidos de la Potencia activa en el BP:

Los datos obtenidos del comportamiento de la variable Pa1 y Pa2 son sometidos a un análisis de estadística descriptivo de la variable con el software SPSS V25.



Estadísticos descriptivos:

		Pa1	Pa2
N	Válidos	100	100
	Perdidos	0	0
Media		1572,4738	1322,5083
Error estándar de la media		3,48318	2,70089
Mediana		1579,4850 ^a	1318,7800 ^a
Moda		1457,71 ^b	1340,36
Desv. Desviación		34,83178	27,00894
Varianza		1213,253	729,483
Rango		170,47	123,05
Mínimo		1457,71	1255,18
Máximo		1628,18	1378,23
Percentiles	25	1558,6450 ^c	1301,2000 ^c
	50	1579,4850	1318,7800
	75	1598,0550	1342,7000
a. Se ha calculado a partir de datos agrupados. b. Existen múltiples modos. Se muestra el valor más pequeño. c. Los percentiles se calculan a partir de datos agrupados.			

Figura 93: Estadísticos descriptivos de la Potencia Activa Pa1 y Pa2. Fuente: Elaboración propia – SPSS V25.

Del cuadro de estadísticos descriptivos podemos mencionar que las medias para Pa1 Pa2 son 1572.4738 y 1322.5083, es una serie multimodal cuyas desviaciones estándar σ son 34.8317 y 27.0089 que son valores muy bajos menores al 2% de las medias lo que indica que la serie de datos analizados son bastante compactos al valor medio.

REGRESION Pa1

Resumen del modelo				
Modelo	R	R cuadrado	R cuadrado ajustado	Error estándar de la estimación
1	,103 ^a	,011	,000	34,82382
a. Predictores: (Constante), T				

Coeficientes ^a						
Modelo		Coeficientes no estandarizados		Coeficientes estandarizados		
		B	Desv. Error	Beta	t	Sig.
1	(Constante)	1566,245	7,017		223,197	,000
	T	,123	,121	,103	1,022	,309
a. Variable dependiente: Pa1						

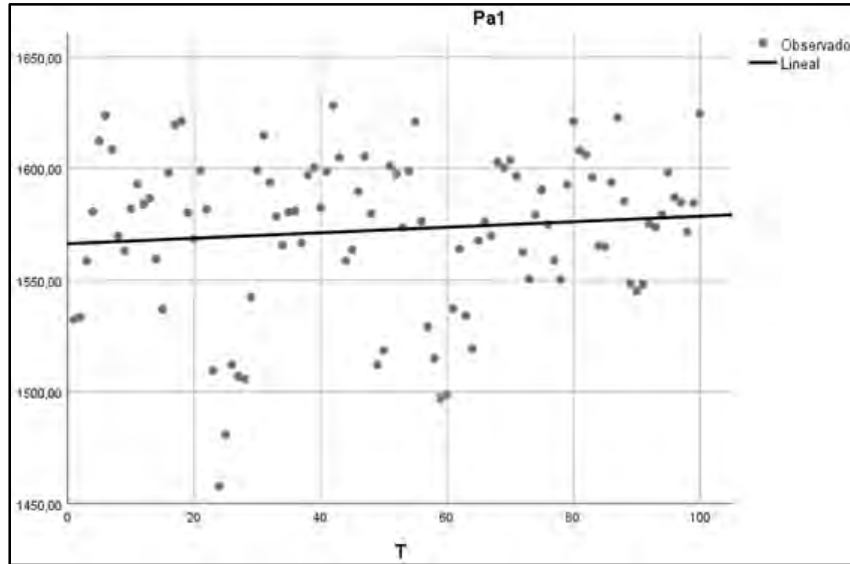


Figura 94: Regresión lineal de la Potencia activa Pa1, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboración propia – SSPS V25.

Resumen del modelo: Para analizar la regresión de la variable potencia activa Pa1 aplicamos una regresión lineal, de acuerdo a los cuadros y gráficos mostrados, podemos afirmar que esta variable tiene una tendencia creciente con pendiente positiva, el coeficiente R (correlación de Pearson) tiene un valor de 0.103 (entre 0 y 0.2) que indica una correlación baja no significativa entre Q y T, el valor de R^2 de 0.011 (coeficiente de determinación) indica que el 1.1 % de las variables puede ser explicado por el transcurso del tiempo y el error estándar de la desviación es bajo lo que indica que a menor error es mejor ajuste.

El análisis corresponde a una regresión lineal cuyos coeficientes se muestran en la tabla correspondiente y responden a una ecuación lineal $y=a + bx$, donde a es la constante 1566.245 y b es la pendiente -0.123 que es un valor bajo y positivo por ser creciente quedando la ecuación de regresión como sigue; $y=1566.245+0.123 x$.



REGRESION Pa2.

Resumen del modelo				
Modelo	R	R cuadrado	R cuadrado ajustado	Error estándar de la estimación
1	,182 ^a	,033	,023	26,69425

a. Predictores: (Constante), T

Coeficientes ^a						
Modelo	Coeficientes no estandarizados		Coeficientes estandarizados			
	B	Desv. Error	Beta	t	Sig.	
1	(Constante)	1331,053	5,379		247,447	,000
	T	-,169	,092	-,182	-1,830	,070

a. Variable dependiente: Pa2

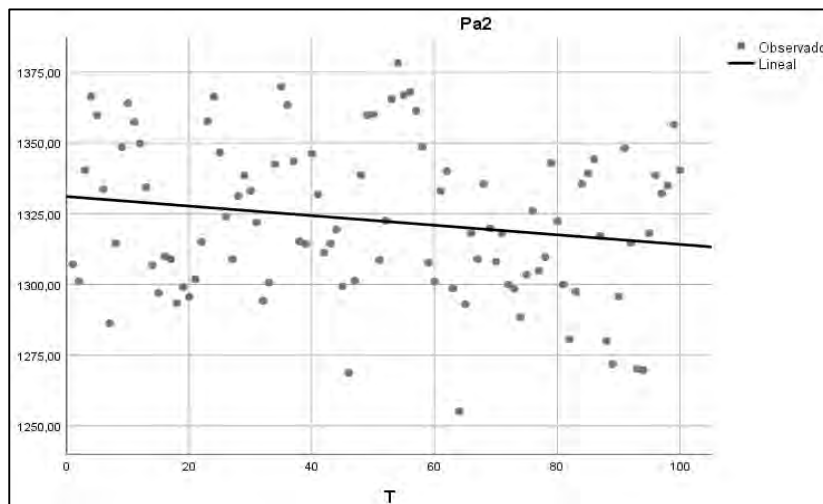


Figura 95: Regresión lineal de la Potencia activa Pa2, resumen del modelo y coeficientes. Fuente: Elaboracion propia – SPSS V25.

Resumen del modelo: Para analizar la regresión de la variable caudal Pa2 aplicamos una regresión lineal, de acuerdo a los cuadros y gráficos mostrados, podemos afirmar que esta variable tiene un tendencia decreciente con pendiente negativa, el coeficiente R (correlación de Pearson) tiene un valor de 0.182 (entre 0 y 0.2) que indica una correlación baja entre Q y T, el valor de R^2 de 0.033 (coeficiente de determinación) indica que el 3.3 % de las variables puede ser explicado por el transcurso del tiempo y el error estándar de la desviación es bajo lo que indica que a menor error es mejor ajuste.

El análisis corresponde a una regresión lineal cuyos coeficientes se muestran en la tabla correspondiente y responden a una ecuación lineal $y=a + bx$, donde a es la constante 1331.053 y b es la pendiente -0.169 que es un valor bajo y negativo por ser decreciente quedando la ecuación de regresión como sigue; $y=1331.053-0.169 x$.



5.3 Pruebas de comportamiento de la PAT con frecuencia variable de la BM y CE cte.

La prueba se realiza teniendo las siguientes consideraciones:

- Frecuencia variable de la BM: 35, 40, 45, 50, 55 y 60 Hz, se varía la frecuencia de la BM cada 100 segundos con la finalidad de ver el comportamiento de las condiciones de trabajo de la PAT.
- Válvula mariposa (entrada de la PAT) totalmente abierta.
- Posición 1 de la carga eléctrica: (2 - 0.5 - 1.5) de 1428.58 W y constante en el tiempo para cada posición de la frecuencia.
- La tensión varía para cada posición de la frecuencia.

5.3.1 Curvas del comportamiento del caudal de la PAT durante 100 segundos a diferentes frecuencias de la BM y CE cte.

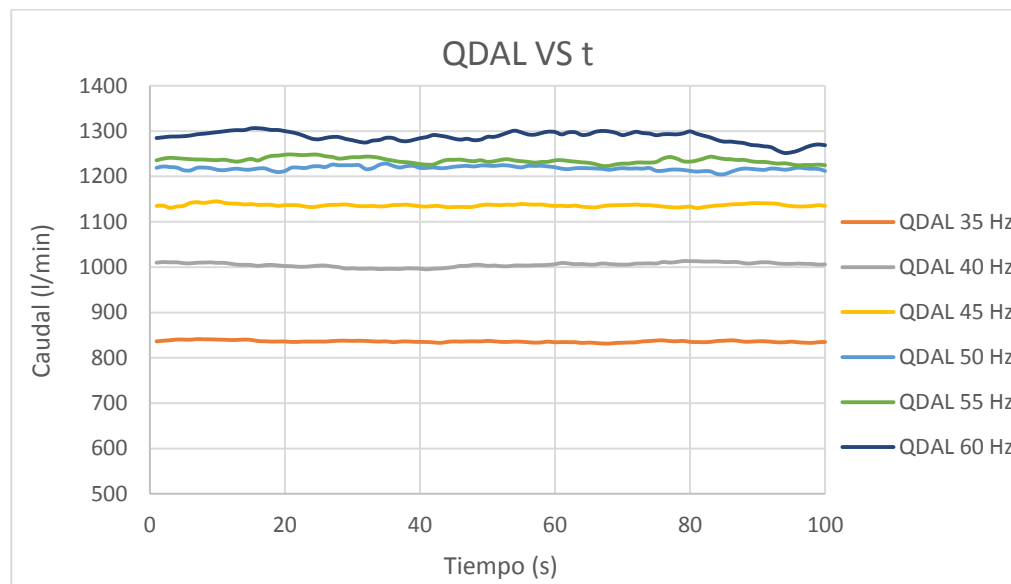


Figura 96: Curvas del comportamiento del caudal de la PAT en 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.



5.3.2 Curvas del comportamiento de la altura estatica de la PAT durante 100 segundos a diferentes frecuencias de la BM y CE cte.

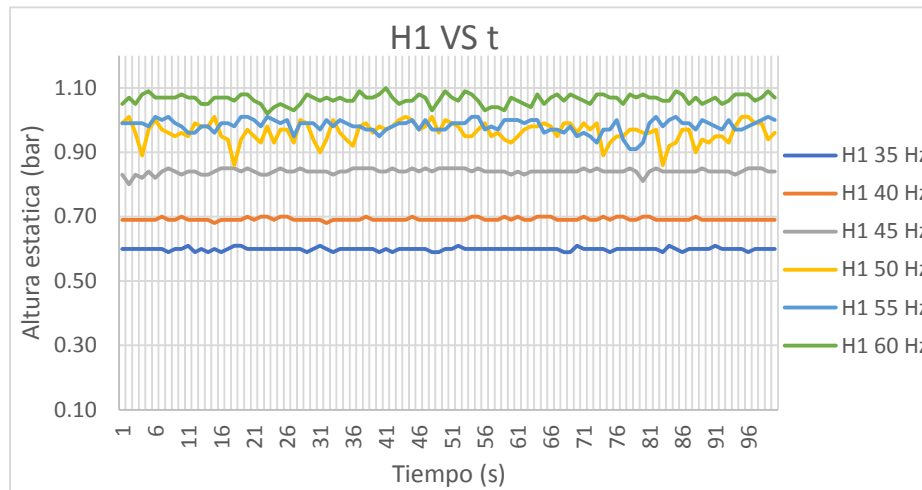


Figura 97: Curvas del comportamiento de la altura estatica de la PAT en 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.

5.3.3 Curvas del comportamiento de la potencia activa de la PAT durante 100 segundos a diferentes frecuencias de la BM y CE cte.

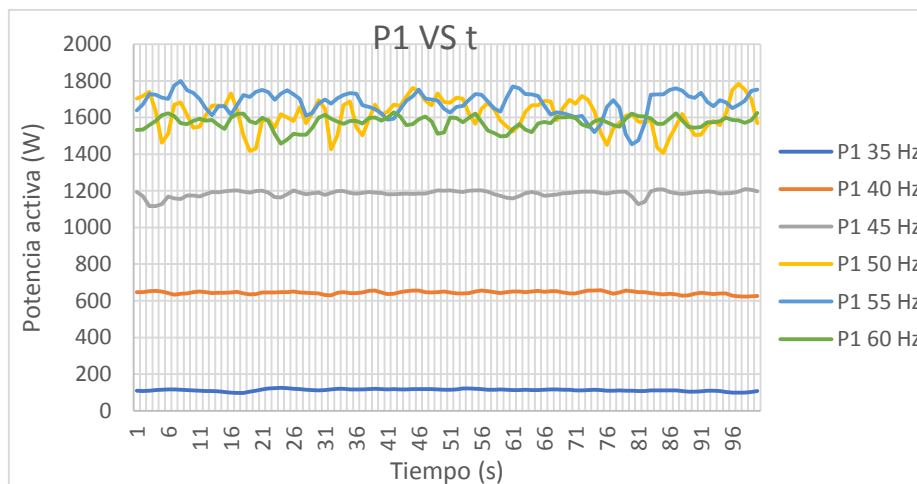


Figura 98: Curvas del comportamiento de la potencia activa de la PAT en 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.

Conclusión: verificando los comportamientos de las variables: caudal, altura estatica, velocidad y potencia activa en 100 segundos para diferentes posiciones de frecuencia:

- Las curvas del comportamiento de trabajo de la PAT tienen una tendencia constante y van aumentando en magnitud a medida que se aumenta la frecuencia.



Procesando los datos promedio de las pruebas realizadas anteriormente obtenemos:

5.3.4 Curvas del comportamiento promedio: del caudal y la potencia activa versus la velocidad (rpm) de la PAT a diferentes frecuencias de la BM y CE cte.

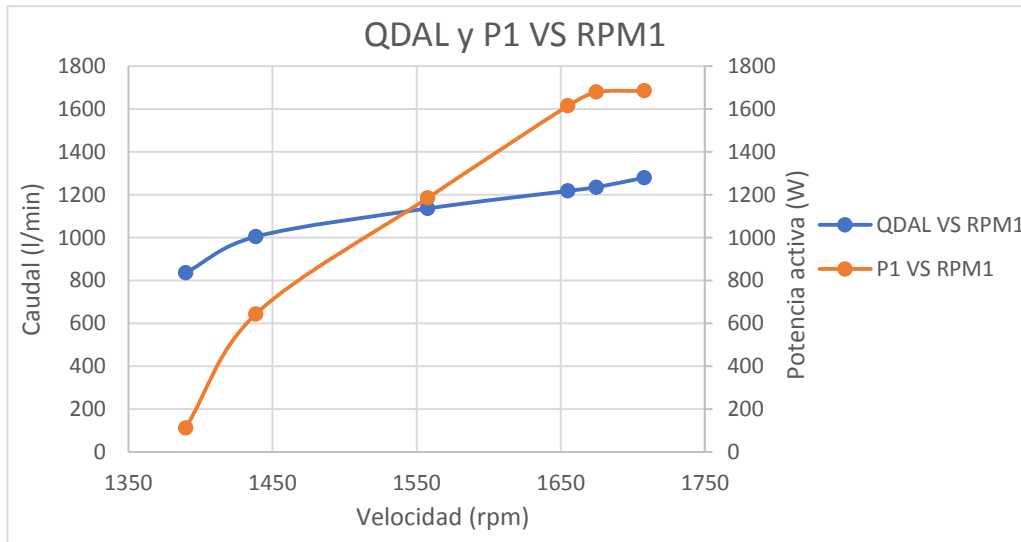


Figura 99: Curvas del comportamiento promedio: del caudal y la potencia activa versus la velocidad (rpm) de la PAT. Fuente: Elaboración Propia.

Conclusión: se aprecia que la curva del comportamiento del caudal y la potencia activa respecto a la velocidad (rpm) variando las frecuencias, nos muestra una tendencia ascendente y positiva, el comportamiento es correcto y acorde a la experimentación de dichas variables en turbinas hidráulicas; se aprecia un caudal máximo de 1280.02 l/min y una potencia activa de 1685.03 W para una velocidad de 1708.05 rpm.



5.3.5 Curvas del comportamiento promedio: de la potencia activa versus el caudal de la PAT a diferentes frecuencias de la BM y CE cte.

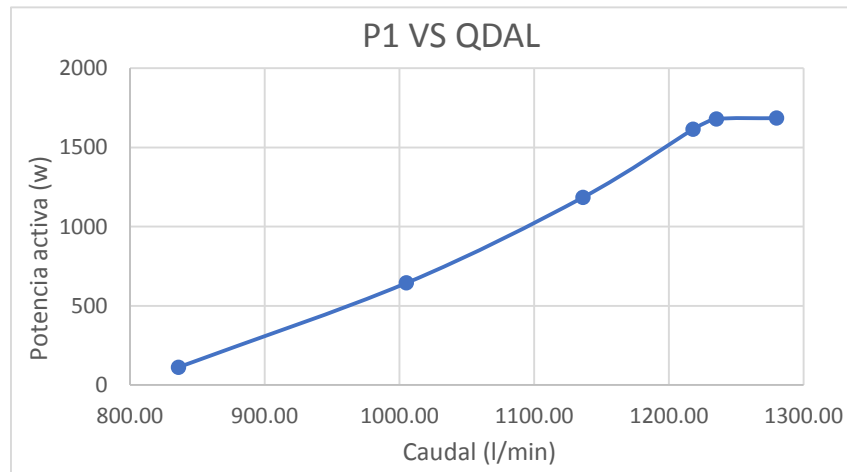


Figura 100: Curvas del comportamiento de la potencia activa versus la velocidad (rpm) de la PAT durante 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.

5.3.6 Curvas del comportamiento promedio de la altura estatica versus el caudal de la PAT a diferentes frecuencias de la BM y CE cte.

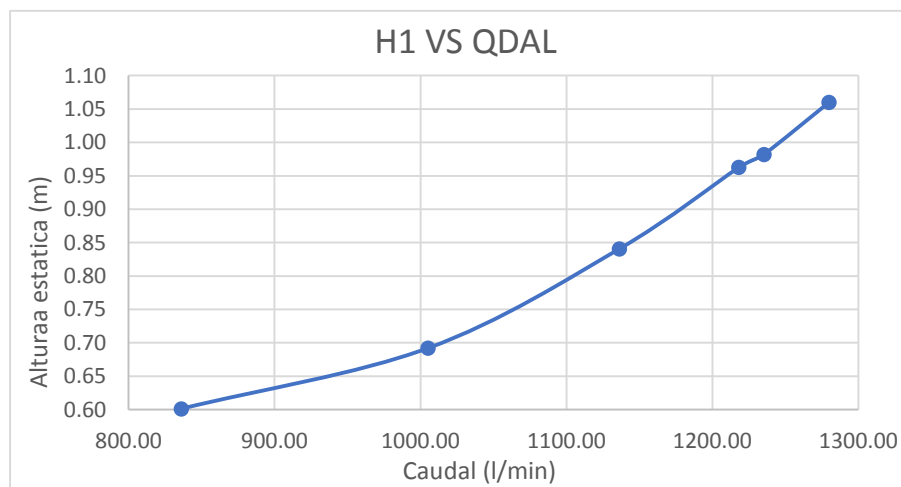


Figura 101: Curvas del comportamiento promedio de la altura versus el caudal de la PAT. Fuente: Elaboración Propia.

Conclusión: se aprecia un comportamiento típico de turbinas hidráulicas y las curvas nos muestran una tendencia ascendente y positiva a medida que el caudal aumenta.

5.4 Pruebas de comportamiento de la PAT variando la frecuencia para cada punto de la válvula mariposa y a una sola posición de CE.

La prueba se realiza teniendo las siguientes consideraciones:

- Válvula mariposa variable (cierre de posición Punto 9 a 3).
- Frecuencia variable de 35, 40, 45, 50, 55 y 60 Hz de la BM para los puntos de la VM.
- Carga eléctrica constante: posición 1 o (2 – 0.5 – 1.5) de 1428.58 W.
- La tensión varía para cada punto de apertura de la válvula mariposa.

La válvula mariposa se cierra cada 100 segundos en cada punto de la misma (punto 9 a 3), esto debido a que a partir del punto 2 la PAT deja de generar potencia; además en cada punto se toman 6 muestras a diferentes velocidades considerando una carga eléctrica constante.

5.4.1 Procesamiento de valores promedios variando la válvula mariposa (VM).

5.4.1.1 Curvas del comportamiento de los caudales promedio de la PAT en función de la velocidad para cada punto de la VM (7 puntos).

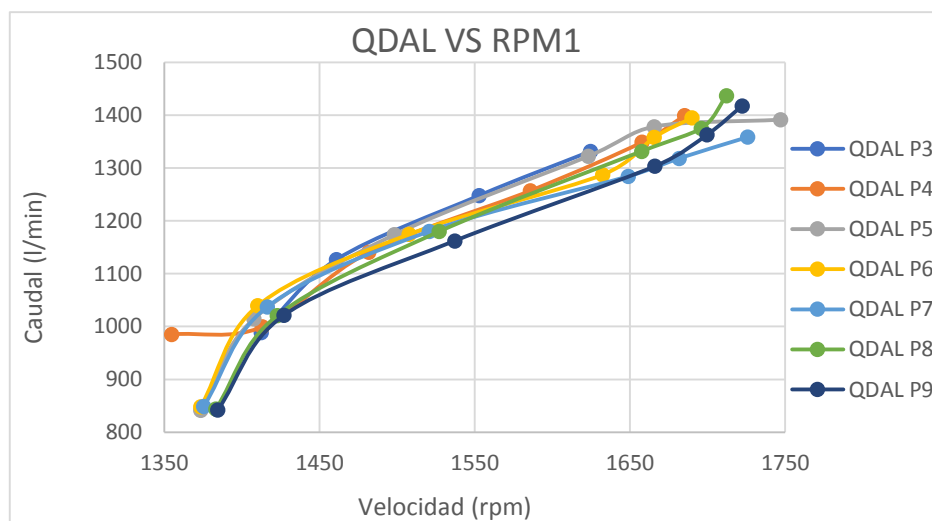


Figura 102: Curvas del comportamiento de los caudales en función de la velocidad. Fuente: Elaboración Propia.

Conclusión: se aprecia que las curvas de comportamientos de los caudales respecto a la velocidad nos muestran una tendencia ascendente y positiva a medida que la frecuencia aumenta.



5.4.1.2 Curvas del comportamiento de las potencias activas promedio de la PAT en función del caudal para cada punto de la VM (7 puntos).

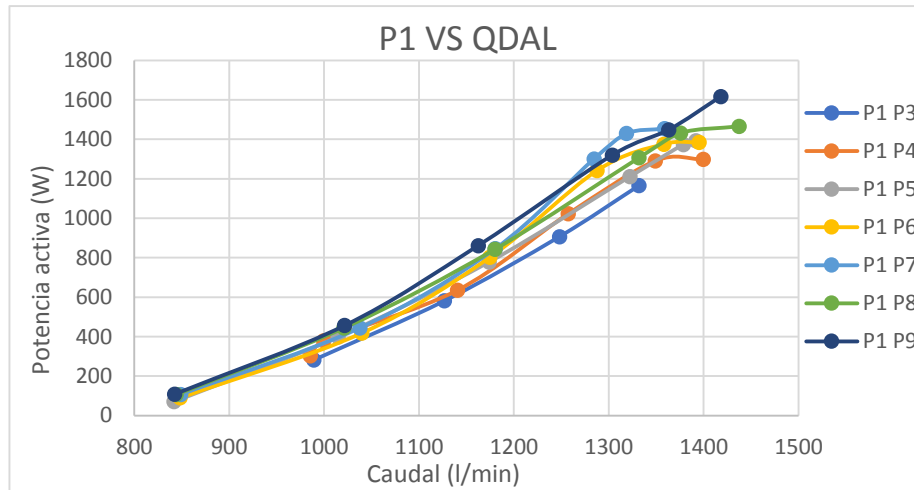


Figura 103: Curvas del comportamiento de las potencias activas en función del caudal. Fuente: Elaboración Propia.

5.4.1.3 Curvas de los comportamientos de las alturas estáticas promedio de la PAT en función del caudal para cada punto de la VM (7 puntos).

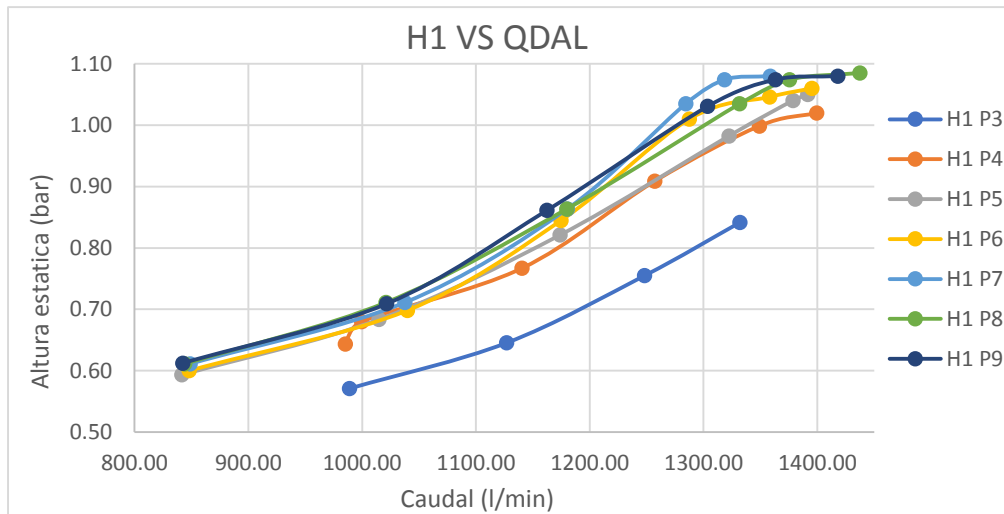


Figura 104: Curvas del comportamiento de las alturas estáticas en función del caudal. Fuente: Elaboración Propia.

Conclusión: las curvas de comportamiento de las potencias y alturas respecto al caudal nos muestran una tendencia ascendente, positiva y acorde al comportamiento de una TH. Se aprecia también que las variables varían directamente proporcional al caudal en los siete puntos de la VM.



5.5 Pruebas de la PAT con cargas inductivas, capacitivas y resistivas RLC.

Las pruebas se realizan teniendo las siguientes consideraciones:

- Cargas inductivas, capacitivas y resistivas (9LC + R).
- Válvula mariposa (entrada de la PAT) totalmente abierta.
- Se varía la válvula de desfogue de la BM en 5 puntos.
- Se varía la frecuencia de la BM en (45, 50, 55, 60 y 65 Hz) para los 5 puntos de la válvula de desfogue.

Los datos de entrada: en la BM, de la PAT, datos de salida en el generador asíncrono y tablero de control del grupo de generación para 9L+R se muestran a continuación:

Tabla 21: Datos de entrada en la BM y de la PAT.

Carga 1	Bomba Principal			PAT						
	9L+R	Ps b	Hz	Q	V _{PAT}	Q	Pe	Pe	Ps	Ve
Prueba	bar	(Hertz)	(lt/min)	(rpm)	Q (m3/s)	(bar)	(m)	(m)	(m/s)	(m/s)
1	0.854	45	1015.02	1733.30	0.0169	0.5610	5.733	-2	3.845	2.141
2	0.826	45	981.79	1715.65	0.0164	0.5338	5.455	-2	3.719	2.071
3	0.767	45	928.98	1669.66	0.0155	0.4770	4.875	-2	3.519	1.960
4	0.739	45	903.67	1649.95	0.0151	0.4488	4.587	-2	3.423	1.906
1	1.043	50	1114.97	1847.03	0.0186	0.7164	7.322	-2	4.223	2.352
2	1.034	50	1110.52	1832.51	0.0185	0.7024	7.179	-2	4.206	2.343
3	1.003	50	1087.25	1810.48	0.0181	0.6732	6.880	-2	4.118	2.294
4	0.914	50	1018.00	1746.76	0.0170	0.5854	5.983	-2	3.856	2.148
5	0.832	50	957.23	1691.57	0.0160	0.5090	5.202	-2	3.626	2.019
1	1.073	55	1126.96	1860.41	0.0188	0.7378	7.540	-2	4.269	2.378
2	1.057	55	1129.12	1846.38	0.0188	0.7235	7.394	-2	4.277	2.382
3	1.002	55	1094.42	1810.84	0.0182	0.6745	6.893	-2	4.146	2.309
4	0.881	55	1008.41	1731.49	0.0168	0.5626	5.750	-2	3.820	2.127
5	0.805	55	953.59	1677.11	0.0159	0.4934	5.043	-2	3.612	2.012
1	1.062	60	1119.22	1853.31	0.0187	0.7303	7.464	-2	4.239	2.361
2	1.030	60	1108.47	1829.69	0.0185	0.7037	7.192	-2	4.199	2.339
3	0.997	60	1089.31	1806.74	0.0182	0.6702	6.849	-2	4.126	2.298
4	0.846	60	972.71	1705.27	0.0162	0.5323	5.440	-2	3.685	2.052
5	0.756	60	916.76	1647.53	0.0153	0.4577	4.678	-2	3.473	1.934
1	1.071	65	1124.07	1848.37	0.0187	0.7353	7.515	-2	4.258	2.371
2	1.020	65	1115.46	1816.74	0.0186	0.6951	7.104	-2	4.225	2.353
3	0.920	65	1051.21	1758.63	0.0175	0.6106	6.240	-2	3.982	2.218
4	0.863	65	988.78	1720.78	0.0165	0.5548	5.670	-2	3.745	2.086
5	0.804	65	937.77	1675.15	0.0156	0.4959	5.068	-2	3.552	1.978

Fuente: Elaboración Propia.



Tabla 22: Datos eléctricos del generador asíncrono y parámetros de salida del grupo.

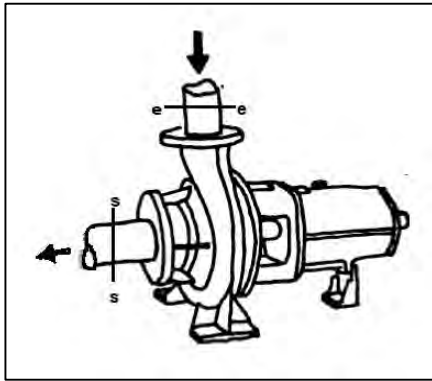
Carga1	Generador Asíncrono								Parámetros de salida				
9L+R	Vgen	V	I	Hz	P _{EE}	COS θ	η _{ge}	η _{tras}	Hn	Pe	Ph	η _t	η _{sis}
Prueba	(rpm)	(Volt)	(Amp)	(Hertz)	(Watt)				(m)	(Watt)	(Watt)	Efic PAT	Efic Ssit
1	1980.914	178.145	5.216	62.49	430.084	0.788	0.78	0.85	8.553	650.361	1418.898	0.46	0.30
2	1960.743	169.407	4.607	61.85	354.912	0.772	0.78	0.85	8.242	536.688	1322.466	0.41	0.27
3	1908.183	162.496	2.961	60.19	206.033	0.733	0.78	0.85	7.610	311.557	1155.467	0.27	0.18
4	1885.657	161.521	2.141	59.47	138.538	0.693	0.78	0.85	7.299	209.493	1077.964	0.19	0.13
1	2110.891	232.250	8.394	66.58	933.942	0.811	0.78	0.85	10.249	1412.282	1867.609	0.76	0.50
2	2094.297	228.094	8.029	66.08	876.050	0.810	0.78	0.85	10.101	1324.739	1833.262	0.72	0.48
3	2069.120	219.062	7.549	65.29	789.658	0.810	0.78	0.85	9.777	1194.099	1737.249	0.69	0.45
4	1996.297	187.408	5.724	63.01	501.499	0.793	0.78	0.85	8.806	758.354	1465.053	0.52	0.34
5	1933.223	169.841	3.800	61.04	287.320	0.757	0.78	0.85	7.964	434.477	1245.968	0.35	0.23
1	2126.183	236.435	8.624	66.64	983.323	0.817	0.78	0.85	10.481	1486.954	1930.459	0.77	0.51
2	2110.149	233.519	8.300	66.48	929.448	0.812	0.78	0.85	10.338	1405.486	1907.645	0.74	0.49
3	2069.531	219.310	7.568	65.35	792.608	0.810	0.78	0.85	9.798	1198.560	1752.484	0.68	0.45
4	1978.846	181.299	5.293	62.56	443.646	0.786	0.78	0.85	8.563	670.869	1411.236	0.48	0.31
5	1916.697	180.357	3.127	60.61	243.784	0.741	0.78	0.85	7.801	368.644	1215.846	0.30	0.20
1	2118.069	234.073	8.594	66.74	966.975	0.815	0.78	0.85	10.396	1462.233	1901.580	0.77	0.51
2	2091.074	228.306	8.042	66.12	878.214	0.810	0.78	0.85	10.112	1328.012	1831.868	0.72	0.48
3	2064.846	218.663	7.534	65.30	786.568	0.810	0.78	0.85	9.748	1189.427	1735.476	0.69	0.45
4	1948.880	171.519	4.536	61.73	351.107	0.767	0.78	0.85	8.218	530.934	1306.378	0.41	0.27
5	1882.891	168.515	2.306	59.63	158.410	0.700	0.78	0.85	7.402	239.544	1109.010	0.22	0.14
1	2112.423	235.430	8.417	66.78	954.030	0.815	0.78	0.85	10.452	1442.659	1920.213	0.75	0.50
2	2076.274	224.720	7.828	65.81	841.257	0.810	0.78	0.85	10.032	1272.126	1828.839	0.70	0.46
3	2009.863	196.471	6.300	63.71	584.686	0.800	0.78	0.85	9.098	884.146	1563.067	0.57	0.37
4	1966.606	176.910	5.064	62.35	412.414	0.782	0.78	0.85	8.463	623.642	1367.693	0.46	0.30
5	1914.457	173.665	3.326	60.72	252.349	0.748	0.78	0.85	7.812	381.595	1197.278	0.32	0.21

Fuente: Elaboración Propia.

Cálculo de la altura neta (H) en la PAT:

La altura neta de la PAT será evaluada utilizando la ecuación de energía, llamada también Ecuación de Bernoulli analizando las condiciones de entrada y de salida de la turbomáquina como un volumen de control, mediante la siguiente ecuación:

$$H = \frac{V_e^2 - V_s^2}{2g} + \frac{p_e - p_s}{\gamma} + (Z_e - Z_s)$$



Datos de entrada

Variable	Unidad	Valor
De	m	0.075
Ds	m	0.1
Ae	m ²	0.0044
As	m ²	0.0079
Ze-Za	m	0.3
Pe	m	3.719
Ps	m	-2
Ve	m/s	Q/A
Vs	m/s	Q/A

Figura 105: Análisis y datos de entrada de la PAT como volumen de control entre la entrada y la salida.

Fuente: Elaboración Propia.

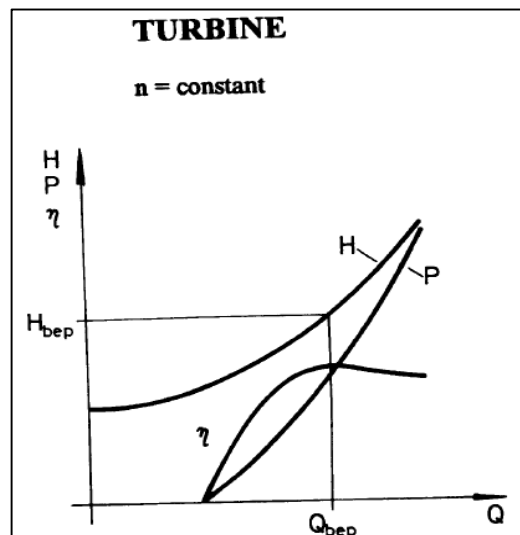


Figura 106: Curvas de comportamiento típico de turbinas. Fuente: (Fuente: Chapallaz, Eichenberger & Fischer, 1992, p. 177)

5.5.1 Curvas del comportamiento de la altura neta y eficiencia de la turbina en función del caudal de la PAT.

Las siguientes curvas nos muestran el comportamiento clásico en turbinas hidráulicas, de la altura neta y la eficiencia de la turbina a diferentes caudales, por ello se afirma que nuestra BC operando inversamente (grupo no convencional O PAT) efectivamente trabaja como una turbina hidráulica. Se aprecia una $H_n = 10.396$ m y $\eta_t = 77\%$ para un $Q = 1119.22$ lt/min.

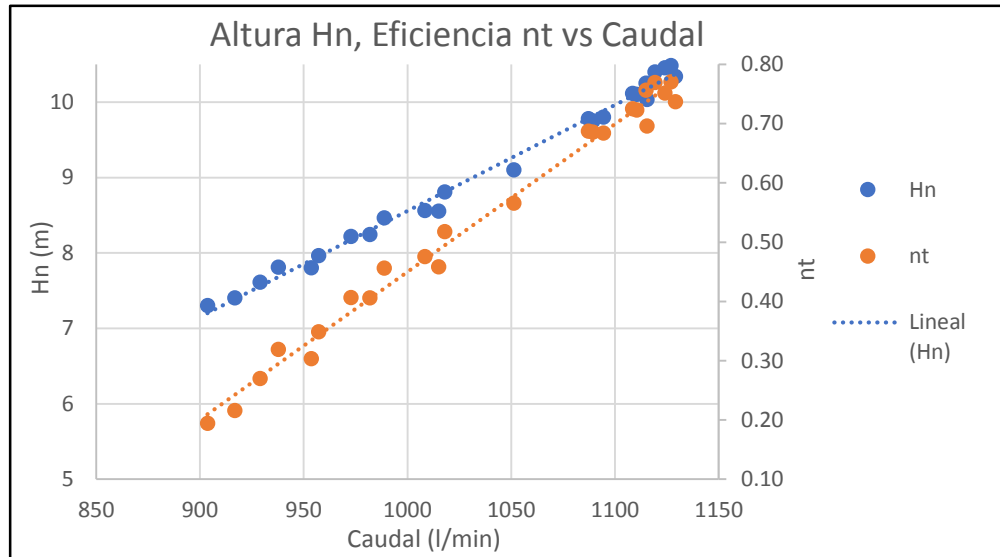


Figura 107: Curvas del comportamiento de la altura neta y eficiencia de la turbina en función del Caudal. Fuente: Elaboración Propia.

5.5.2 Curvas del comportamiento de la potencia en el eje y la altura neta en función del caudal de la PAT.

Las siguientes curvas nos muestran el comportamiento de la potencia en el eje y la altura neta a diferentes caudales, comportamiento clásico del trabajo de una turbina hidráulica. Se aprecia una $Pe = 1462.233 \text{ W}$ y $Hn = 10.396 \text{ m}$ para un $Q = 1119.22 \text{ lt/min}$.

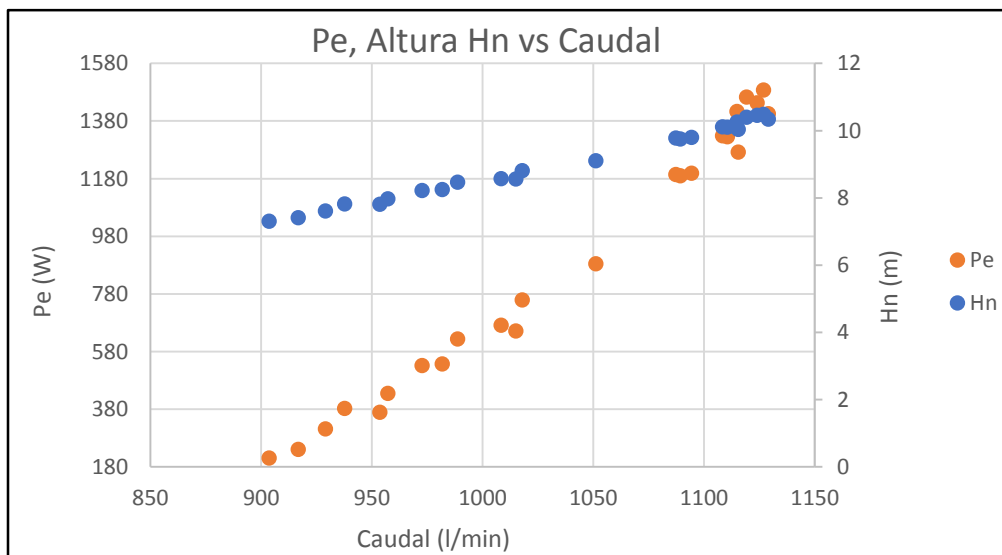


Figura 108: Curvas del comportamiento de la potencia en el eje y altura neta en función del caudal. Fuente: Elaboración Propia.



5.5.3 Curvas del comportamiento de la potencia en el eje y la eficiencia de la turbina en función del caudal de la PAT.

Las siguientes curvas nos muestran el comportamiento de la potencia en el eje y la eficiencia de la turbina a diferentes caudales, comportamiento clásico del trabajo de una turbina hidráulica.

Se aprecia una $Pe = 1462.233 \text{ W}$ y $nt = 77\%$ para un $Q = 1119.22 \text{ lt/min}$.

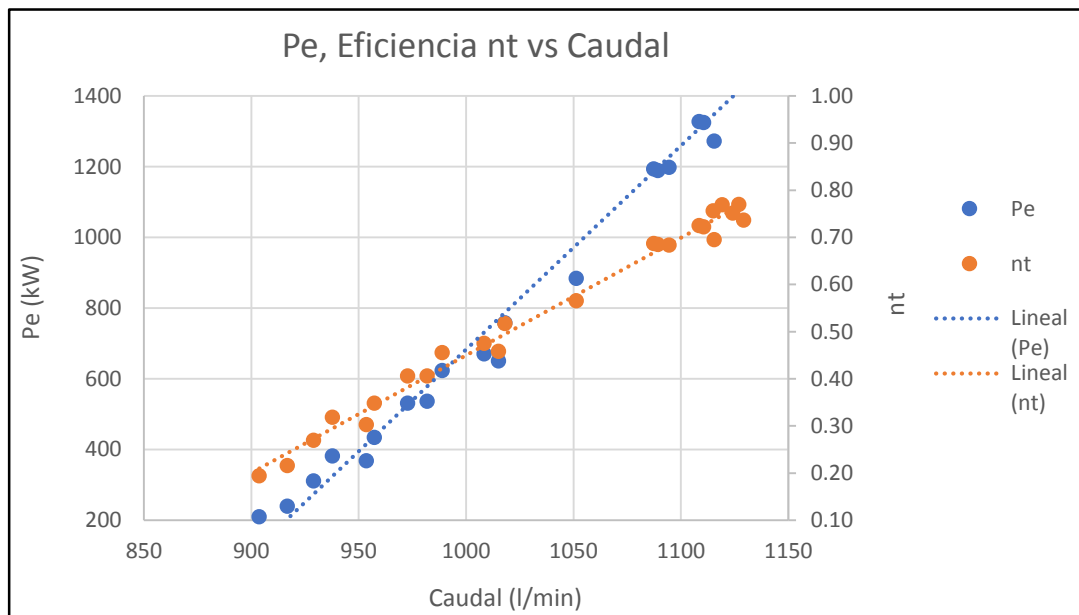


Figura 109: Curvas del comportamiento de la potencia al eje y la eficiencia de la turbina en función del caudal.

Fuente: Elaboración Propia.

En conclusión, se aprecia que las curvas de los comportamientos de las variables: altura neta, eficiencia de la turbina y caudal (H_n , nt y Q) muestran un comportamiento de trabajo realizado por una turbina hidráulica, por ello se afirma que nuestra BC operando inversamente (grupo no convencional o PAT) efectivamente trabaja como una turbina hidráulica.



5.5.4 Curvas del comportamiento de la potencia en el eje (P_e), potencia eléctrica (PEE) y potencia hidráulica (P_h) de la turbina en función del caudal de la PAT.

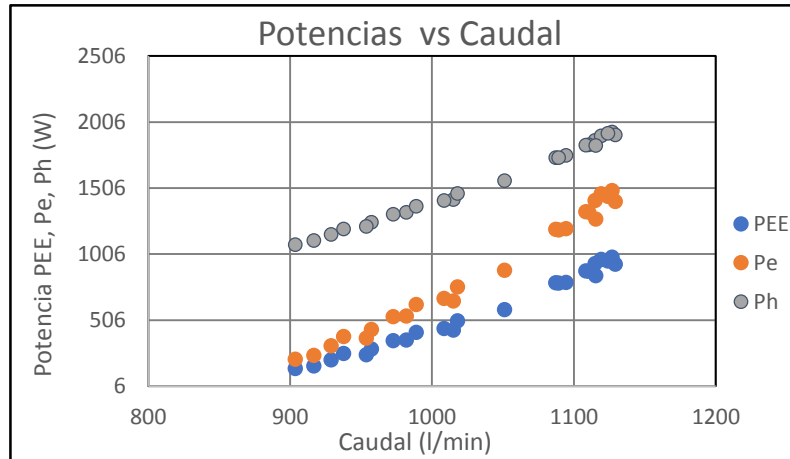


Figura 110: Curvas del comportamiento de la potencia al eje y la eficiencia de la turbina en función del caudal.

Fuente: Elaboración Propia.

5.5.5 Curvas del comportamiento de la eficiencia del sistema y eficiencia de la turbina en función del caudal de la PAT.

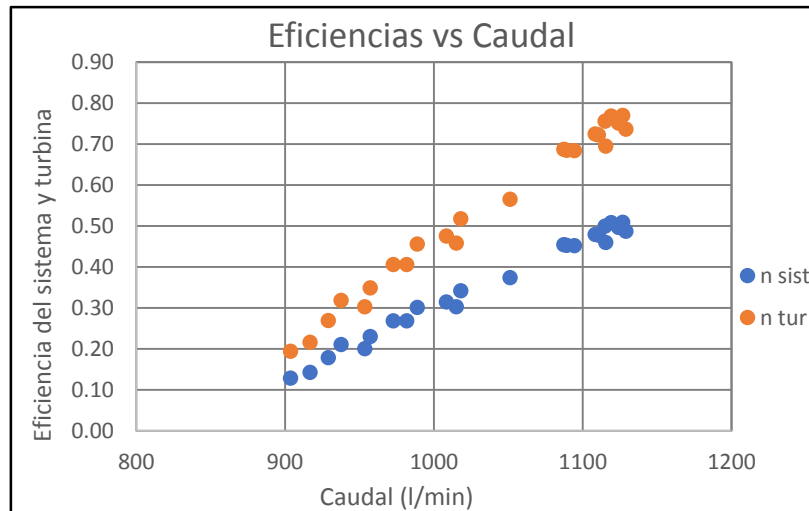


Figura 111: Curvas del comportamiento de la eficiencia del sistema y eficiencia de la turbina en función del caudal.

Fuente: Elaboración Propia.

En conclusión se aprecia que las curvas de comportamiento de las potencias y las eficiencias aumentan a medida que el caudal aumenta, obtenemos una $P_{EE}=966.975W$, $P_e=1462.233W$, $P_h=1901.58W$, $n_{sist}=51\%$ y $n_t=77\%$ para un caudal máximo de $Q=1119.22$ l/min y $f=60$ Hz.



5.6 Pruebas de comportamiento de la Turbina Michell Banki.

La prueba se realiza teniendo las siguientes consideraciones:

- Frecuencia de la BM: 48 Hz y 2 pruebas a 60 Hz, cada muestra para cada 100 segundos.
- Abriendo el difusor de la Turbina MB.
- Posiciones de la carga eléctrica: posición 1: (1 - 1 - 1) de 1000 W, posición 2: (1 - 2 - 1.5) de 1642.89 W y posición 3: (6 - 1.5 - 1.5) de 2142.90 W.

5.6.1 Pruebas a plena carga en diferentes posiciones.

5.6.1.1 Curvas del comportamiento del caudal de la Michell Banki durante 100 segundos a una frecuencia de 48 Hz en la posición 1 y 60 Hz en las posiciones 2 y 3.

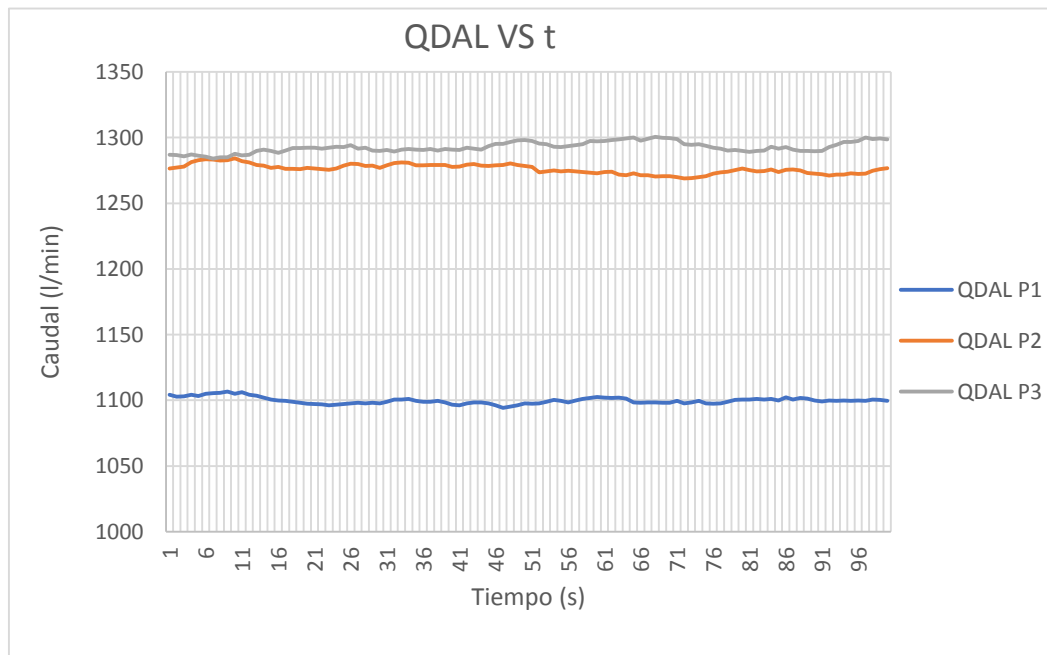


Figura 112: Curvas del comportamiento del caudal de la MB durante 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.



5.6.1.2 Curvas del comportamiento de la altura de entrada de la *Michell Banki* durante 100 segundos a una frecuencia de 48 Hz en la posición 1 y 60 Hz en las posiciones 2 y 3.

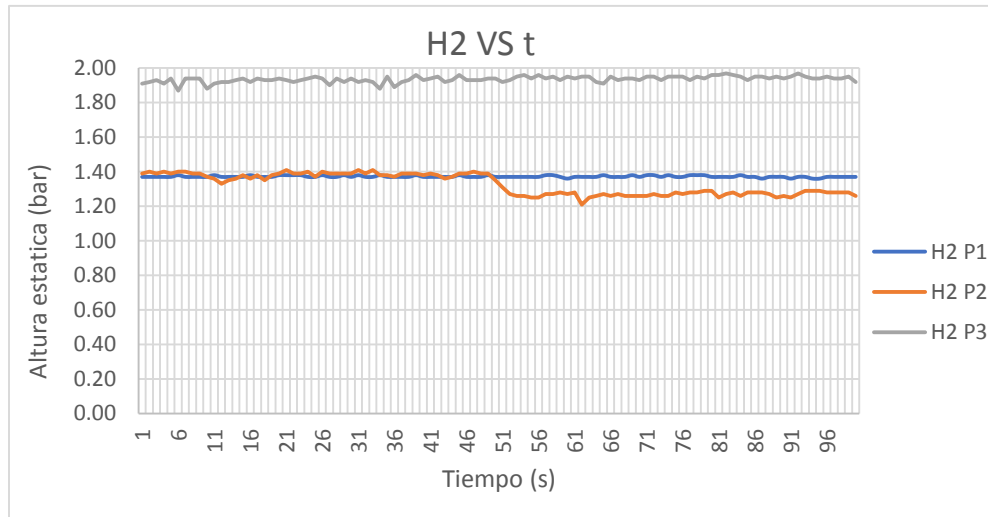


Figura 113: Curvas del comportamiento de la altura de entrada de la MB durante 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.

5.6.1.3 Curvas del comportamiento de la velocidad de la *Michell Banki* durante 100 segundos a una frecuencia de 48 Hz en la posición 1 y 60 Hz en las posiciones 2 y 3.

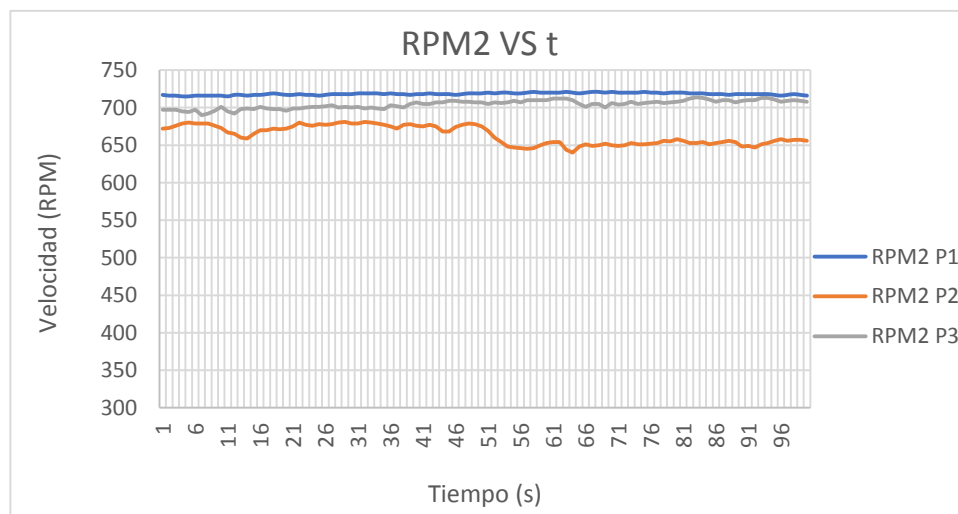


Figura 114: Curvas del comportamiento de la velocidad de la MB durante 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.



5.6.1.4 Curvas del comportamiento de la potencia activa de la Michell Banki durante 100 segundos a una frecuencia de 48 Hz en la posición 1 y 60 Hz en las posiciones 2 y 3.

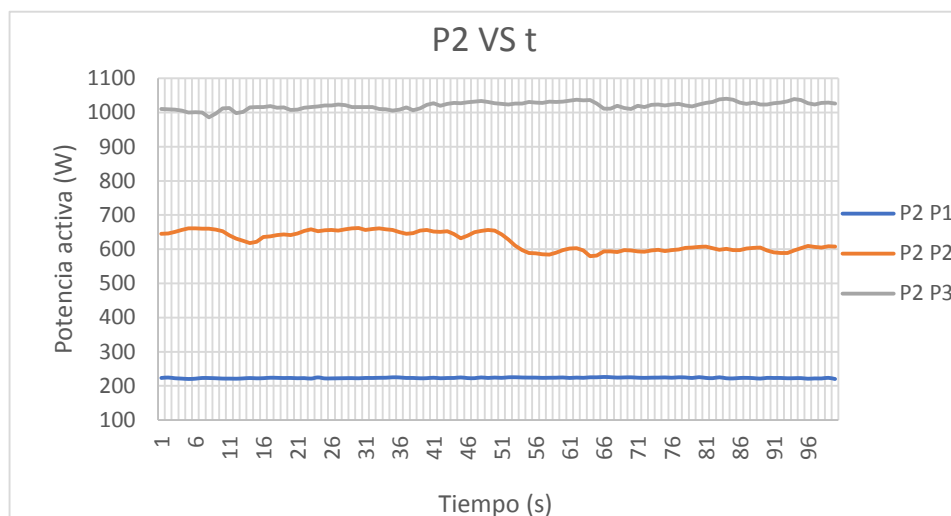


Figura 115: Curvas del comportamiento de la potencia activa de la MB durante 100 segundos. Fuente: Elaboración Propia.

En conclusión, se aprecia que el comportamiento del caudal, la altura, rpm y las potencias a los 48 Hz son constantes. El comportamiento del caudal y demás variables a los 60 Hz considerando la posición 2 muestra una ligera variación al pasar el tiempo, sin embargo considerando la posición 3 se aprecia un comportamiento con tendencia constante sin mayor variación en cada variable al pasar del tiempo. Se llega a generar una potencia activa de 1020 W a una frecuencia de 60 Hz y velocidad de 1760.98 rpm.

5.7 Herramientas usadas para tomar medidas.

5.7.1 Tacómetro digital:

El tacómetro digital es un medidor para determinar las revoluciones, la velocidad y la distancia. Para la medición se coloca un adaptador digital que permite medir: distancias y velocidades de hilos, alambres o fibras (de vidrio).



Figura 116: Tacómetro digital. Fuente: Elaboración propia.

5.7.2 Multímetro digital:

Un multímetro digital (DMM) es un instrumento de comprobación utilizado para medir dos o más valores eléctricos, principalmente tensión (voltios), corriente (amperios), resistencia (ohmios), capacidades y otras. Las medidas pueden realizarse para corriente continua o alterna y en varios márgenes de medida cada una.

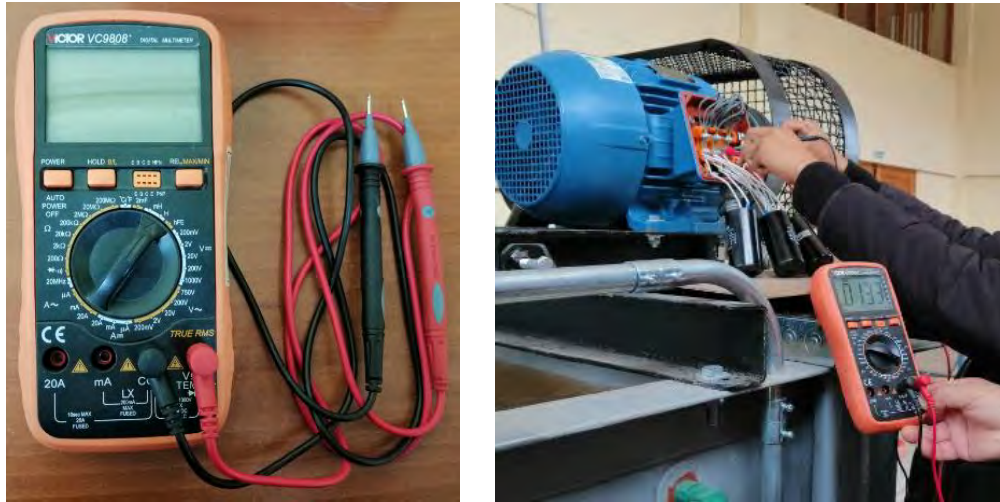


Figura 117: Multímetro digital. Fuente: Elaboración propia.

5.7.3 Multímetro de pinza:

Un multímetro digital sirve para medir voltaje, pero tiene capacidades extras para medir corrientes. La pinza amperimétrica hace totalmente lo contrario, mide corrientes pero no es tan poderosa para medir voltajes. Las pinzas amperimétricas pueden medir con precisiones en el orden de 10mA o 100mA.

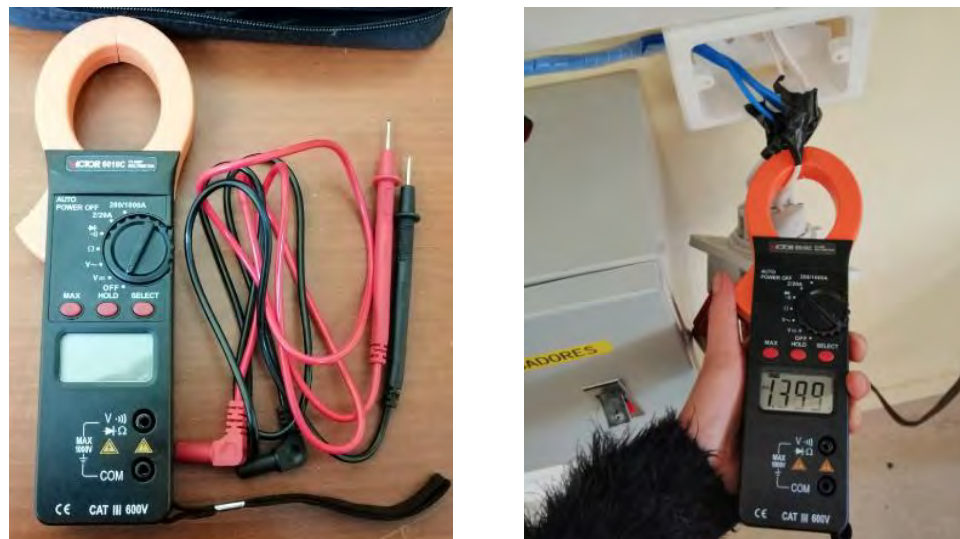


Figura 118: Multímetro de pinzas y medición de la carga. Fuente: Elaboración propia.



CAPÍTULO VI:

EVALUACIÓN ECONÓMICA

6.1 Generalidades.

El presente trabajo de investigación tecnológica comprende en este último capítulo el desarrollo de la evaluación económica del comportamiento de una bomba centrífuga Pentax modelo CA80-200A de 7.5 HP de potencia, operando como turbina hidráulica que ha sido evaluado mediante el uso de un banco de pruebas instalado en el Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, dentro de este capítulo se desarrolla el metrado y presupuesto de los grupos de generación bomba turbina y motor de inducción como generador eléctrico, y sistemas de control que es comparado en su nivel operativo con el grupo de generación turbina hidráulica y generador síncrono.

Luego se evalúa el comportamiento de costos fijos de instalación y costos variables de operación como unidades instaladas, seguidamente se realiza una evaluación del costo de la energía generada en ambos grupos y referencialmente se compara con los costos de energía comercial de Electro Sur Este, para así conocer las ventajas técnicas económicas de la mejor alternativa seleccionada.

6.2 Objetivo de la Evaluación Económica

El objetivo del presente análisis económico es determinar y comparar los costos de los grupos de generación por kilowatt instalado (US\$/kW_i) y los costos de kilowatt hora generado (US\$/kW-hora) por los grupos hidroeléctricos instalados, analizando sus comportamientos y evaluando las mejores alternativas.

En el presente capítulo no se efectuará, el análisis económico a nivel de rentabilidad, por ser un proyecto a nivel de investigación académica.



6.3 Alternativas de generación.

En referencia a los objetivos del proyecto se decidió instalar dos grupos de generación hidroeléctrica de baja potencia que tienen características diferentes y son las siguientes:

6.3.1 Grupo de generación no convencional:

- Bomba centrífuga modelo Pentax.
- Motor jaula de ardilla.
- Válvula mariposa de control.
- Tablero de control y regulación.
- Sistema de automatización.
- Sistema de transmisión por fajas y poleas.
- Bases metálicas, anclaje y accesorios.
- Cableado.

6.3.2 Grupo de generación convencional:

- Turbina hidráulica Michell Banki.
- Generador síncrono.
- Válvula mariposa de control.
- Tablero de control, regulación y carga lastre.
- Sistema de automatización.
- Sistema por fajas y poleas.
- Bases metálicas, anclaje y accesorios.
- Cableado.

6.4 Presupuesto Base.

El presupuesto base del proyecto contempla el diseño, construcción, equipamiento de ambos grupos hidroeléctricos y desarrollo de pruebas, los precios mostrados son extraídos del informe técnico financiero (ITF) de la página del proyecto de investigación (Pagina CIENCIACTIVA).

a) Presupuesto de equipos electromecánicos:

- Implementación de dos grupos hidroeléctricos en un banco de pruebas.



- Instalación de sistema de automatización y control del banco de pruebas.
- Equipos electromecánicos adicionales.

Presupuesto base de los grupos de generación:

La implementación de los dos grupos hidroeléctricos, contempla la instalación de un grupo de generación convencional (TMB) y el otro grupo de generación no convencional (PAT); y la instalación del sistema de control y automatización contempla la instalación de los tableros de control y carga. Finalmente, ambos grupos son instalados en un banco de pruebas en el Laboratorio de Máquinas Hidráulicas dentro de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, este banco ya cuenta con todo el sistema de alimentación tanto de la energía de la red como de las condiciones de trabajo con la cual funciona ambos grupos de generación.

Tabla 23: Medrado y presupuesto de la M.C.H. Bomba Turbina.

M.C.H. Bomba Turbina		5.5	kW	Medrado y Presupuesto		
Ítem	Denominación	Unid.	Cant.	C. Unit	C. Parcial	C. Total
Grupo Hidroeléctrico						
1.1	Bomba centrífuga Pentax	Unid	1	7,500	7,500	
1.2	Motor jaula de ardilla	Unid	1	6,000	6,000	
1.3	Válvula mariposa de control	Unid	1	800	800	
1.4	Tablero de control y regulación	Unid	1	7,500	7,500	
1.5	Sistema de automatización	Unid	1	9,266	9,266	
1.6	Sistema de transmisión por fajas y poleas	Unid	1	1,250	1,250	
1.7	Bases metálicas, anclaje y accesorios	Global	1	1,200	1,200	
1.8	Cableado	Global	1	250	250	
					Total	33,766.00
					Costo total S/	33,766.00
					Costo total US\$	9,379.44
COSTO DE GRUPO HIDROELECTRICO			US\$	9,379.44		
COSTO EN US\$ DE kW INSTALADO				1,705.35		

Medrado, presupuesto y costos del grupo hidroeléctrico. Fuente: Elaboración propia.



Tabla 24: *Metrado y presupuesto de la M.C.H. Turbina Hidráulica.*

M.C.H. Turbina Hidráulica		5.5	kW	Metrado y Presupuesto		
Ítem	Denominación	Unid.	Cant.	C. Unit	C. Parcial	C. Total
Grupo Hidroeléctrico						
1.1	T.H. Michell Banki	Unid	1	12,000	12,000	
1.2	Generador síncrono	Unid	1	8,200	8,200	
1.3	Válvula mariposa de control	Unid	1	800	800	
1.4	Tablero de control, regulación y carga lastre	Unid	1	8,800	8,800	
1.5	Sistema de automatización	Unid	1	9,266	9,266	
1.6	Sistema de transmisión por fajas y poleas	Unid	1	1,250	1,250	
1.7	Bases metálicas, anclaje y accesorios	Global	1	1,200	1,200	
1.8	Cableado	Global	1	250	250	
					Total	41,766.00
					Costo total S/	41,766.00
					Costo total US\$	11,601.67
	COSTO DE GRUPO IDROELECTRICO		US\$	11,601.67		
	COSTO EN US\$ DE kW INSTALADO			2,109.39		

Metrado, presupuesto y costos del grupo hidroeléctrico. Fuente: Elaboración propia.

6.5 Evaluación de costos fijos y variables.

El precio de la energía eléctrica en las líneas de salida de la central está determinado por el gasto necesario para su producción, estos gastos se componen de costo fijo y costo variable que depende de la carga suministrada.

6.5.1 Costos Fijos:

Los costos fijos son aquellos que no varían con la producción; son los costos que están directamente relacionados con el costo de la construcción y equipamiento, se debe considerar los siguientes aspectos:



6.5.1.1 Servicio de capital inmovilizado:

También conocido como remuneración y amortización del capital que considera los siguientes rubros:

- **Intereses:** bonos y dividendo de acciones incluyendo los intereses pasivos durante el período de construcción. Para nuestro caso podemos tomar un interés anual de la banca comercial o banca de fomento entre 8% al 12%.
- **Amortización:** se debe construir un fondo de amortización con el fin de establecer una reserva apta a renovar la planta en el momento que esta haya cumplido con su vida útil y quede inutilizada. Para este efecto consideramos una tasa de amortización del 2%.

6.5.1.2 Cargas tributarias:

Que tiene una incidencia mínima y no se tiene en cuenta para los cálculos, en todo caso las cargas tributarias son asumidas por el consumidor final.

6.5.1.3 Gastos de operación:

Incluye los sueldos, herramientas, enseres, derechos de uso de agua etc. Para nuestro caso tomaremos una tasa del 1 %.

6.5.1.3 Gastos de mantenimiento y renovación:

Estos gastos incluyen el reemplazo periódico de las piezas desgastadas, y las actividades del mantenimiento preventivo y correctivo planificado tanto en obras electromecánicas y obras civiles. Estos gastos aparecen a partir del segundo o tercer año de ejercicio alcanzando una tasa entre 1 a 2% anual. La suma de los gastos fijos detallada acumula una tasa global del 15 al 17% que es aceptable en caso de **centrales eléctricas**.



6.5.2 Costos Variables:

Son costos que varían con la producción y también se denominan costos directos. Dentro de los costos variables se consideran los siguientes aspectos:

6.5.2.1 Gastos por combustible utilizado:

Este valor es importante en el costo de producción de las centrales térmicas, dependiendo del número de horas de utilización el costo influirá en la determinación del kWh generado. En las centrales hidráulicas este costo se hace cero.

6.5.2.2 Gasto de lubricantes:

Comparados con los costos de combustibles, este costo es prácticamente despreciable.

6.5.2.3 Consumo específico de combustible:

Este consumo depende de la eficiencia del grupo a utilizar y del tipo de combustible, los grupos térmicos utilizan petróleo diésel 2, pero en las centrales hidráulicas este costo es cero.

6.5.2.4 El número de horas de utilización:

Depende del mercado y de las características de los consumidores de energía eléctrica. Se tomara en cuenta las estadísticas obtenidas en Electro Sur este.

6.5.3 Costos Totales:

Estos costos también conocidos como gastos anuales será la suma de los gastos fijos y variables. Los gastos fijos incluirán el costo total de la central afectado por los coeficientes de interés, amortización y depreciación. Los gastos que corresponden a un año se suponen proporcionales al capital de la instalación. Los gastos fijos anuales que incluyen la renta del capital, amortización, etc. están dado por la siguiente relación:

$$G_f = P_{\max} * i * p \dots \dots (6.1)$$



Donde:

G_f = Gastos fijos.

P_{max} = Potencia máxima de la central (kW)

p = Costo de la instalación por kW de potencia instalada (US\$/kW)

i = Coeficiente de interés y amortización de capital.

Por otro lado los gastos variables están relacionados al gasto de c US\$ de combustible para producir 1 kWh y a la duración del aprovechamiento de la central durante un año definido por el número de horas de utilización, estos gastos están dados por la siguiente relación:

$$G_v = P_{max} * c * h \dots \dots (6.2)$$

Donde:

G_v = Gastos fijos

c = Costo de combustible en US\$/kW-hora.

h = Número de horas de utilización anual (horas)

P_{max} = Potencia máxima de la central (kW).

Los gastos totales que erogan el funcionamiento de las centrales durante un año serán:

$$G = G_f + G_v = P_{max} * i * p + P_{max} * c * h \dots \dots (6.3)$$

Si referimos los gastos totales a 1 kW de potencia instalada el gasto anual unitario en dólares por potencia instalada (US\$/kW i) será:

$$\frac{G}{P_{max}} = i * p + c * h \dots \dots (6.4)$$

Si a la ecuación anterior la dividimos entre el número de horas de utilización anual el gasto en US\$ por kWh generado estará dado por:

$$g = \frac{G}{P_{max}} = \frac{i * p}{h} + c \dots \dots (6.5)$$



El análisis de la ecuación 6.4 llevados a gráficos nos permite evaluar la tendencia de la variación de los costos fijos y costos variables que eroga la implementación y operación de los dos tipos de centrales de generación que estamos evaluando. También podremos evaluar el comportamiento del costo del kWh generado con la ecuación 6.5 a lo largo de un período dependiendo del número de horas de utilización de la central.

6.6 Determinación de Costos de kWh Instalado y kWh Producido.

Del análisis económico de gastos fijos y gastos variables efectuado podemos obtener una serie de conclusiones que nos permitan decidir cuál es la mejor alternativa de suministro de energía eléctrica desde el punto de vista económico.

Una vez conocidos los costos totales de la instalación así como definidos los factores referentes a la tasa de interés y amortización bancarios de las fuentes financieras, podemos mostrar los costos fijos y costos variables de la PAT en la tabla 20 y graficar la ecuación 6.4 en función del número de horas de utilización anual (h) que se muestra en la figura 120.

Así mismo podemos efectuar una evaluación de la ecuación 6.5 donde podemos visualizar los costos fijos y costos variables de la Turbina Hidráulica Michell Banki en la tabla 21 para el grupo convencional y la variación del costo del kWh generado a lo largo de todo el año en función al número de horas de utilización anual para las dos alternativas analizadas, tal como se muestra en la figura 121.



Tabla 25: Costos fijos y costos variables de la PAT.

COSTOS FIJOS Y COSTOS VARIABLES

GRUPO DE GENERACIÓN BOMBA TURBINA

h	i	p	c	g	EELSE
500	0.13	1705.35	221.70	0.443	0.166
1000	0.13	1705.35	221.70	0.222	0.166
1500	0.13	1705.35	221.70	0.148	0.166
2000	0.13	1705.35	221.70	0.111	0.166
2500	0.13	1705.35	221.70	0.089	0.166
3000	0.13	1705.35	221.70	0.074	0.166
3500	0.13	1705.35	221.70	0.063	0.166
4000	0.13	1705.35	221.70	0.055	0.166
4500	0.13	1705.35	221.70	0.049	0.166
5000	0.13	1705.35	221.70	0.044	0.166
5500	0.13	1705.35	221.70	0.040	0.166
6000	0.13	1705.35	221.70	0.037	0.166
6500	0.13	1705.35	221.70	0.034	0.166
7000	0.13	1705.35	221.70	0.032	0.166
7500	0.13	1705.35	221.70	0.030	0.166
8000	0.13	1705.35	221.70	0.028	0.166
8500	0.13	1705.35	221.70	0.026	0.166
8760	0.13	1705.35	221.70	0.025	0.166

Cuadro de costos fijos y variables del grupo de generación Bomba Turbina. Fuente: Elaboración propia.



Tabla 26: Costos fijos y costos variables de la Turbina Hidráulica Michell Banki.

COSTOS FIJOS Y COSTOS VARIABLES

GRUPO DE GENERACIÓN MICHELL BANKI

h	i	p	c	g	EELSE
500	0.14	2109.39	295.32	0.591	0.166
1000	0.14	2109.39	295.32	0.295	0.166
1500	0.14	2109.39	295.32	0.197	0.166
2000	0.14	2109.39	295.32	0.148	0.166
2500	0.14	2109.39	295.32	0.118	0.166
3000	0.14	2109.39	295.32	0.098	0.166
3500	0.14	2109.39	295.32	0.084	0.166
4000	0.14	2109.39	295.32	0.074	0.166
4500	0.14	2109.39	295.32	0.066	0.166
5000	0.14	2109.39	295.32	0.059	0.166
5500	0.14	2109.39	295.32	0.054	0.166
6000	0.14	2109.39	295.32	0.049	0.166
6500	0.14	2109.39	295.32	0.045	0.166
7000	0.14	2109.39	295.32	0.042	0.166
7500	0.14	2109.39	295.32	0.039	0.166
8000	0.14	2109.39	295.32	0.037	0.166
8500	0.14	2109.39	295.32	0.035	0.166
8760	0.14	2109.39	295.32	0.034	0.166

Cuadro de costos fijos y variables del grupo de generación T.H. Michell Banki. Fuente: Elaboración propia.

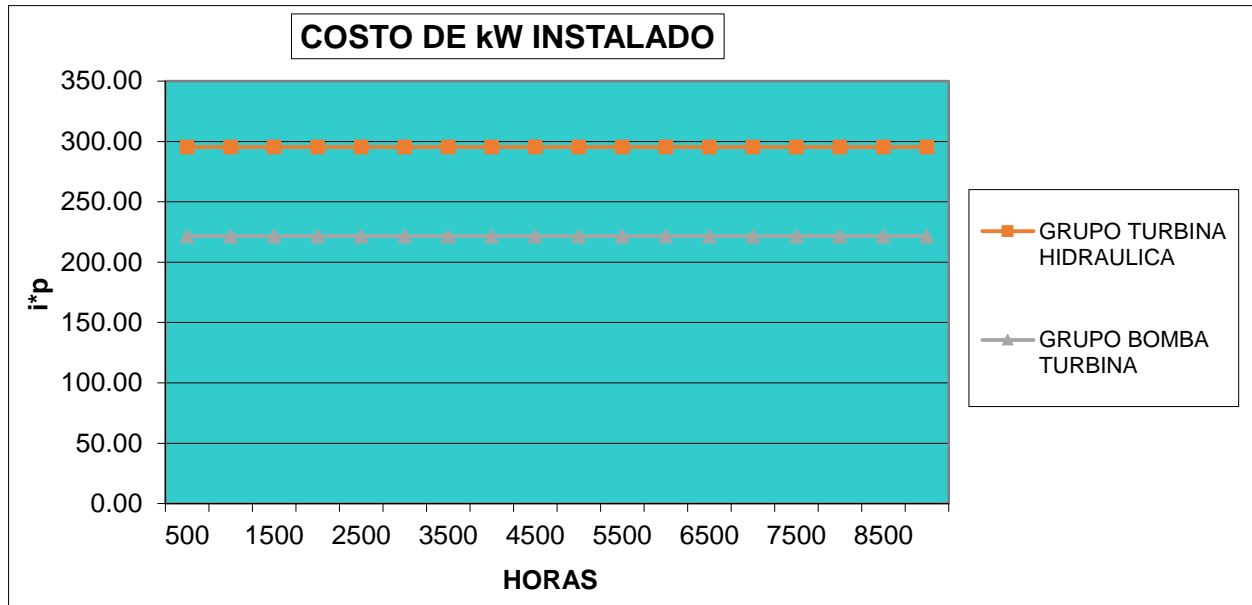


Figura 119: Costos de kW instalado de ambos grupos de generación. Fuente: elaboración propia.

El gráfico de la figura 119 nos permite evaluar el comportamiento de ambos grupos de generación hidroeléctrico. Debido a los bajos costos del metrado y presupuesto de la MCH Bomba Turbina que alcanza un costo de 9379.44 US\$/kW instalado, mostrando un comportamiento horizontal por no haber gastos de combustibles.

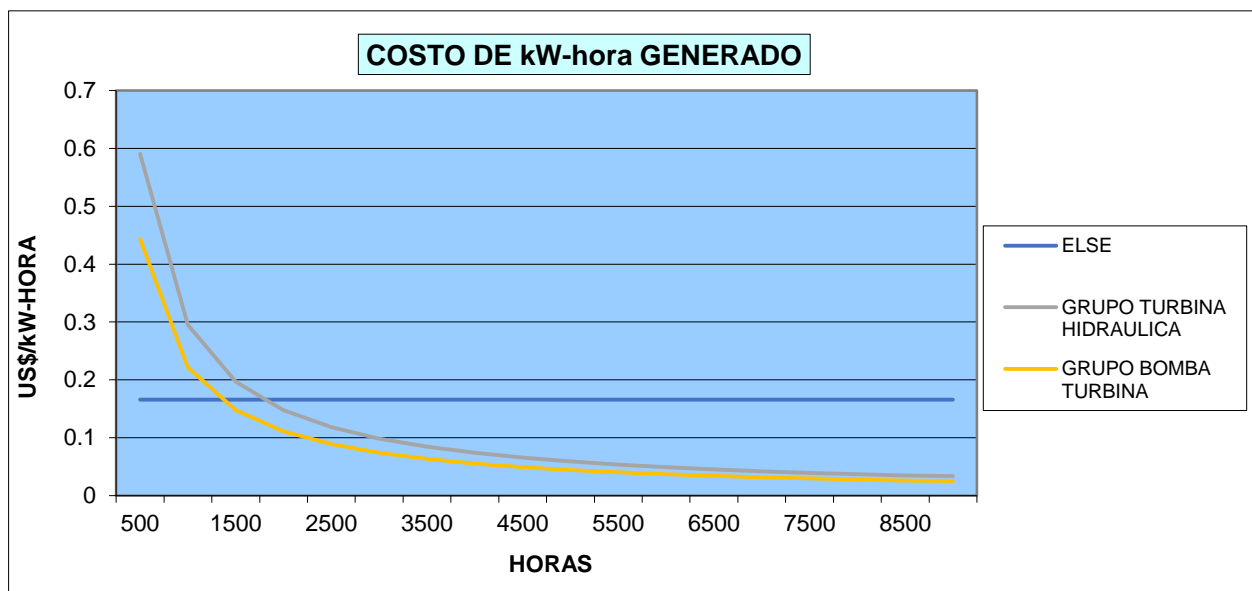


Figura 120: Costos de kWh generado de ambos grupos de generación. Fuente: elaboración propia.



El gráfico de la figura 120 nos permite evaluar el comportamiento de ambos grupos de generación. Debido a los bajos costos del metrado y presupuesto de la MCH Bomba Turbina que para 3500 horas anuales de uso el costo de energía generada alcanza un valor de 0.063 US\$/kWh menor que 0.084 US\$/kWh del grupo convencional y mucho menor a los 0.18 US\$/kWh que corresponde al valor de la energía de la empresa concesionaria de electricidad.



CONCLUSIONES

- El presente trabajo de tesis, se llevó a cabo dentro del marco del trabajo de investigación “Estudio del comportamiento de una bomba centrífuga de 7,5 kW de potencia, operando como turbina para generación de energía, mediante el uso de banco de pruebas”, aprobado por Resolución R-0379-2018-UNSAAC y contrato Nro. 08/2018/UNSAAC, de Esquema Financiero E041/2017/UNSAAC/02 y supervisado por Pro Ciencia (CONCYTEC), trabajo que permitió desarrollar un proceso de investigación cuantificativa experimental del comportamiento de una bomba centrífuga comercial operando en forma inversa como turbina con la ayuda de un banco de pruebas construido para estos fines.
- Para el proceso de selección de una bomba que operará como turbina PAT, se determinó unas condiciones nominales operativas de entrada que son un caudal Q_t de 0.038 m³/s, altura neta de H_n de 22 m y velocidad de 1750 rpm, que aplicando la metodología de Augusto Nelson Carvalho Viana y Fabio J. Horta Nogueira (Bombas de Flujo Operando como Turbinas – Procedimiento de selección) se determinó los valores del coeficiente de altura K_a de 0.528 y coeficiente de caudal K_q de 0.810 gráficamente, lo que permitió determinar los parámetros hidráulicos para la selección de la bomba que opera como PAT que son de H_b de 11.616 m y caudal de Q_b de 0.0308 m³/s. Estos valores fueron ajustados para la selección de la bomba comercial modelo CA80-200A seleccionada.
- Se analizó y verificó físicamente las características físicas del rodete de la bomba, hallando sus dimensiones principales de ingreso, salida y la geometría del rodete, tales como los diámetros (D), anchos (b), tipo de rodete, ángulos de ingreso y salida α y β y cuyos valores se muestran en la tabla 15. Se recalculó los triángulos de velocidad en los



alabes operando como bomba donde se obtuvo una altura de Euler del rodete $H_r = 20.976$ m y $P_e = 5.60$ kW que coincide con los datos de placa. El valor del N_s de 193.89 corresponde al rodete de una bomba mixta de alabes curvados hacia atrás que está dentro del rango de N_s entre 140 a 300 de acuerdo a la figura 14 de clasificación de bombas. Por tanto, estos resultados indican que la verificación física de la bomba y el rodete corresponden a los datos de placa del equipo.

- Al estudiar el comportamiento hidráulico del rodete y de los álabes de la bomba centrífuga operando en forma inversa como turbina se determinó los valores de su triángulo de velocidades lo que arrojó una altura del rodete H_r de 20.05 m, una altura neta H_n de 22 m, una eficiencia hidráulica η_h de 0.911, un caudal de operación Q de 0.0308 m³/s para producir una potencia al eje de 6.14 kW. Se halló el grado de reacción $R=0.612$ que corresponde a una turbina de reacción tipo Francis lenta.
- El banco de pruebas permite la captura de datos de las variables operativas fundamentales, se analizó el comportamiento del caudal Q , la potencia activa P_1 , la presión de entrada a la PAT H_1 y la velocidad operativa alcanzada en la PAT en rpm. El sistema permitió la captura de 100 datos en 100 segundos para 02 condiciones de carga resistiva, cuyos valores se muestran en el Capítulo 5, Sección 5.2. Con el análisis estadístico de los datos mostrados en la Fig. 79, se determinó los estadísticos descriptivos de tendencia central como son la media, mediana, moda, y los estadísticos de dispersión que son la desviación estándar y varianza, que nos indican en general que se tratan de series multimodales de baja desviación estándar y que son bastante compactas respecto a su valor medio. Se analizó los estadísticos de contraste R que conocido como el coeficiente de correlación de Pearson y el R^2 como coeficiente de



determinación (bondad de ajuste). Se halló los coeficientes de las ecuaciones lineales determinando la constante (a) y la pendiente (b) para cada variable analizada.

- Para el cambio de las condiciones operativas de la turbomáquina que fue diseñada y fabricada para trabajar como bomba y que luego trabajó en forma inversa como turbina, trajo la necesidad de efectuar verificaciones y efectuar ajustes sobre algunos elementos mecánicos de la bomba. Se preparó los elementos de ajuste (tuerca principal del rodete) con prisioneros y formador de empaque Loctite que evita el desajuste de las piezas operando en forma inversa, se verificó el comportamiento de los sellos mecánicos de grafito y se limó las asperezas y filos de los alabes a la entrada de la PAT a fin de que el fluido ingrese en mejores condiciones al rodete y mejorar su eficiencia.
- Se desarrolló pruebas de operación de la PAT sometida a 02 tipos de carga RLC en un rango intermedio Q-H operativo del banco, para determinar su capacidad operativa en condiciones de generación de energía eléctrica, pruebas cuyos datos son mostrados en las Tablas 24 y 25, cuyos resultados nos arrojan lo siguiente:
 - Se sometió a prueba operativa la PAT analizando el comportamiento de la altura neta, eficiencia de la turbina y caudal; la altura neta H_n que va creciendo hasta alcanzar un valor de 10.396 m y la eficiencia η_t de la turbina va creciendo hasta alcanzar un valor de $\eta_t = 0.77$ cuando el caudal Q opera en el rango de 900 hasta 1119.22 lt/min, lo que demuestra que la PAT tiene un comportamiento clásico como una turbina hidráulica motora, curvas operativas que se muestran en la figura 107.
 - Se sometió a prueba operativa la PAT analizando el comportamiento de la altura neta H_n , de la potencia al eje de la turbina P_e en función del crecimiento del caudal Q; la altura neta H_n que va creciendo hasta alcanzar un valor de 10.396 m y la



potencia al eje de la turbina llega hasta $P_e=1462.233$ W cuando el caudal Q opera en el rango de 900 hasta 1119.22 lt/min, lo que demuestra que la potencia de la PAT tiene un comportamiento clásico como una turbina hidráulica motora, las curvas operativas se muestran en la figura 108.

-Se sometió a prueba operativa la PAT analizando el comportamiento de la potencia hidráulica P_h , potencia al eje de la PAT y potencia eléctrica en bornes del generador PEE en función del crecimiento del caudal Q ; la potencia hidráulica P_h va creciendo desde 1,077.96 hasta 1930.45 W, la potencia al eje P_e va creciendo desde 209.49 hasta 1486.95 W, la potencia eléctrica PEE registra un crecimiento de 2089.49 hasta 983.32 W cuando el caudal Q opera en el rango de 900 hasta 1119.22 lt/min, lo que demuestra que la potencia hidráulica ofrecida por el sistema va siendo transformada en potencia mecánica y luego en potencia eléctrica que es un comportamiento de un grupo de generación hidroeléctrico típico, las curvas operativas se muestran en la figura 110.

-Se sometió a prueba operativa la PAT analizando el comportamiento de la eficiencia del sistema global η_{sis} y de la eficiencia de la turbina η_t en función del crecimiento del caudal Q ; la eficiencia del grupo de generación va creciendo desde 0.13 hasta llegar a 0.51, la eficiencia de la turbina PAT crece desde 0.19 hasta 0.77, cuando el caudal Q opera en el rango de 900 hasta 1119.22 lt/min, lo que demuestra que la eficiencia del grupo de generación y de la turbina PAT tiene un comportamiento típico de un grupo de generación hidroeléctrico habiendo alcanzado la eficiencia de la turbina a valores adecuados dentro de lo esperado, las curvas operativas se muestran en la figura 111.



En general concluimos que la bomba hidráulica operando en forma inversa como turbina, tiene capacidad de generar potencia mecánica al eje que luego puede ser convertida en potencia eléctrica en el motor de inducción que opera en forma inversa como generador asíncrono de inducción.

- La evaluación económica de los costos de instalación físicos desarrollados en la fabricación del banco de pruebas y grupos de generación, nos permite afirmar que los costos de instalación por unidad de potencia instalada del grupo de generación Bomba-turbina generador asíncrono que alcanza un valor de 1705.35 US\$/kW instalado que es un valor menor al grupo de generación convencional turbina Michell Banki generador síncrono cuyo valor es de 2109.39 US\$/kW instalado, mostrando un comportamiento horizontal operativo por no haber gastos de combustibles. Por otro lado, al evaluar el comportamiento de los costos de generación de energía de ambos grupos hidroeléctricos, para una utilización promedio de 3500 horas anuales, el costo de energía generada para el grupo de generación Bomba-turbina PAT generador asíncrono alcanza un valor de 0.063 US\$/kWh menor que 0.084 US\$/kWh del grupo convencional y mucho menor a los 0.18 US\$/kWh que corresponde al valor de la energía de la empresa concesionaria de electricidad regional ELSE. Esto demuestra que un micro o mini grupo de generación hidroeléctrico que opere con una bomba hidráulica trabajando como PAT, puede remplazar a las turbinas hidráulicas convencionales en un amplio rango de posibilidades, desde turbinas de acción hasta turbinas de reacción en forma técnica y económica razonable.



RECOMENDACIONES

- Realizar el estudio de otros modelos de bombas centrifugas o mixtas de diferentes grados de reacción que trabajen como PAT y estudiar sus comportamientos como turbomáquinas motoras, analizando sus variables hidráulicas, mecánicas, eléctricas y de producción de energía, trabajos de investigación que pueden ser desarrolladas por otros tesisistas en el banco de pruebas instalado.
- Se recomienda que el proyecto pueda instalar el 2do grupo de bombeo (30 HP) proyectado, para poder alcanzar los valores de H y Q máximos y que el banco de pruebas opere al 100% de capacidad para así tener mayores rangos de trabajo y lograr que la PAT instalada opere a su máxima capacidad logrando generar mayor potencia activa.
- Estudiar el comportamiento hidráulico del rodete y de los álabes de la PAT con un rodete de diferentes características tales como un menor número de álabes, para así analizar y comparar las eficiencias hidráulicas al utilizar ambos modelos de PAT.
- Utilizar otro elemento de transmisión y/o variar el diámetro de las poleas para obtener mayor velocidad en el generador asíncrono y analizar su comportamiento para comparar su producción de energía eléctrica en condiciones de velocidad diferentes a la nominal de 1750 rpm, esto puede ser de interés de tesisistas de la CP de Ingeniería Eléctrica.
- Se recomienda que el banco de pruebas sea utilizado en otros trabajos de investigación a fin de probar diversos tipos de turbinas hidráulicas, propiciando la investigación formativa en los estudiantes de la Carrera Profesional de Ingeniería Mecánica.



BIBLIOGRAFÍA

- Aguero , J. (2011). *Turbinas hidraulicas*.
- Alfaro Rodriguez. (2012). Metodologia de investigacion cientifica aplicado a la ingenieria. Lima: Universidad del Callao.
- Barba. (2011). *Rangos de aplicacion de turbinas*.
- Carravetta, Derakhshan & Ramos, A. (2018). *Pumps as Turbines*. Springer.
- Carvalho & Horta, A. (1990). *Bombas de Fluxo Operando como Turbinas - Procedimiento de selecao*. Itajuba.
- Chapallaz, Eichenberger & Fischer, J.-M. (1992). *Manual Pumps Used as Turbines*. Germany: Deutsches Zentrum.
- Derick Silva. (2010). *Contribucoes para o estudo e a aplicacao de bombas funcionando como turbinas na geracao descentralizada*.
- Emilio & Barreira. (2006). *Uso de bombas funcionando como turbinas para sistemas de recalque de agua*.
- Fernández, P. (s.f.). *Turbinas hidraulicas*.
- Garcia, R. (2015). *SlidePlayer*. Obtenido de *Turbomaquinas*: <https://slideplayer.es/slide/146380>
- Hernandez Sampieri, Fernandez Collado & Baptista Lucio. (2010). *Metodologia de la invstigacion*. Mexico.
- Llamas, Flores, Treviño, Lujan & Lopez. (2005). *Plantas mini hidroelectricas con bombas centrifugas y motores de induccion*.
- M & L Group. (2017). *Goulds Water Tecnology*. California: xylem.
- Maquinas y accionamientos electricos (3M4). (2019). Obtenido de *Introduccion a motor trifasico de induccion*: <http://www3.fi.mdp.edu.ar/>
- Mataix, C. (1986). *Mecanica de fluidos y Maquinas hidraulicas*. Madrid: Del Castillo.
- Muñoz & Santos, J. (2014). *Guia de turbomáquinas*. Merida - Venezuela: Universidad de lo Andes.
- Neyra & Amado. (2011). *Generacion de energia electrica con una bomba funcionando como turbina y un generador de iniduccin*. Arequipa.
- OCWS - Universidad de Sevilla. (2007). Obtenido de *Curva caracteristica de la bomba radial*: <http://ocwus.us.es/ingenieria-agroforestal/hidraulica-y-riegos>



Pentax, C. (2019). *Catalogo*. Italia.

Portal electromecanico. (s.f.). *Obtenido de Tipos de Bombas Hidraulicas:*
<https://portalelectromecanico.com/>

Puentes, J. (2006). *Central pico hidroelectrica*.

Quispe & Maquera. (2019). *Diseño y construccion de un modulo de laboratorio para el analisis de los parametros de una bomba centrifuga de 1 HP como turbina*. Puno.

Sanchez & Ramirez. (1995). *Manual de mini y microcentrales hidraulicas ITDG*. Lima.

Wikipedia. (2020). *Obtenido de Motor asincrono:* *https://es.wikipedia.org/wiki/Motor_as*

Wikipedia. (2021). *Obtenido de Potencia eléctrica:*
https://es.wikipedia.org/wiki/Potencia_electrica

Williams, A. (1997). *Pumps as Turbines*. London: Intermediate Technology.

Zamora & Viedma, B. (2016). *Maquinas hidraulicas*. Cartagena - España: Crai.



APÉNDICES

Apéndice 1: Matriz de consistencia

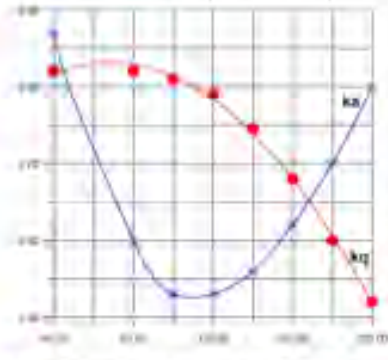
Definición del problema	Objetivos	Hipótesis	Aspectos metodológico Método:	Tipo, nivel y diseño de investigación Tipo:
Problema general	Objetivo general	Hipótesis general		
¿Cómo evaluar y experimentar el comportamiento de una bomba centrífuga comercial que trabajando en forma inversa pueda operar en condición de turbina hidráulica para evaluar su comportamiento hidráulico y su capacidad de generación de energía eléctrica, utilizando un banco de pruebas?	Analizar el comportamiento de una bomba centrífuga comercial Pentax modelo CA80-200A de 7.5 HP de potencia, operando de forma inversa pueda comportarse como turbina motora para la generación de energía mecánica y eléctrica mediante el uso de un banco de pruebas.	El estudio y análisis del comportamiento de una bomba centrífuga comercial Pentax modelo CA80-200A de 7.5 HP de potencia, permitirá conocer la operación de la bomba operando de forma inversa como turbina motora, para lo cual se obtendrá físicamente variables de generación de energía mecánica y eléctrica mediante el uso de un banco de pruebas.	Cuantitativo	Aplicada
Problemas específicos:	Objetivos específicos:	Hipótesis específicas:		Nivel:
¿Es posible que la bomba hidráulica comercial trabajando en forma inversa pueda comportarse como turbomáquina motora y generar potencia mecánica en su eje motriz y potencia eléctrica?	Determinar las condiciones técnicas y operativas para que la bomba hidráulica comercial pueda trabajar en forma inversa como turbina hidráulica motora para que pueda generar potencia mecánica en su eje motriz y potencia eléctrica.	La determinación de las condiciones técnicas y operativas para que la bomba hidráulica comercial pueda trabajar en forma inversa permitirá seleccionar la mejor bomba que pueda operar como turbina hidráulica motora para generar potencia mecánica y potencia eléctrica.		Exploratorio, Descriptiva y Correlacional
¿Es posible definir los parámetros hidráulicos de altura, caudal, velocidad y otros que debe cumplir una bomba centrífuga para que pueda operar como turbina cuando trabaje en forma inversa?	Determinar los parámetros hidráulicos de altura, caudal, velocidad y otros que debe cumplir una bomba centrífuga para que pueda operar como turbina cuando este equipo trabaje en forma inversa. Estudiar también el comportamiento de los coeficientes de caudal K_q y coeficiente de altura K_h en función a la variación de la velocidad específica de caudal N_q , evaluando también las condiciones de similitud hidráulica.	La determinación de los parámetros hidráulicos de altura, caudal, velocidad y los coeficientes de caudal K_q y coeficiente de altura K_h en función a la variación de la velocidad específica de caudal N_q , permitirá determinar el mejor punto de operación de la bomba operando como turbina en forma inversa.		Diseño:
¿Es posible definir el comportamiento hidráulico del rodete y de los alabes de una bomba centrífuga comercial de alabes curvados hacia atrás para que luego sea analizada como turbomáquina motora y determinar el comportamiento hidráulico del rodete en sentido inverso como turbina para determinar sus condiciones reales de producción de energía?	Estudiar el comportamiento hidráulico del rodete y de los alabes de la bomba centrífuga comercial Pentax modelo CA80-200A de alabes curvados hacia atrás, calculando el comportamiento hidráulico de los triángulos de velocidades en condiciones de bomba y luego en condición de turbina, para determinar sus características teóricas de producción de energía que luego serán contrastadas con pruebas reales.	El estudio del comportamiento hidráulico del rodete y de los alabes de la bomba centrífuga comercial Pentax modelo CA80-200A de alabes curvados hacia atrás, permitirá conocer el comportamiento hidráulico de los triángulos de velocidades en condiciones de bomba y luego en condición de turbina, para determinar sus condiciones reales de operación y producción de energía.		Experimental
¿Es posible evaluar el comportamiento de la bomba centrífuga que, operando como turbina en forma inversa, permita conocer físicamente las variables operativas de ingreso, las variables de producción de energía y eficiencias en un banco de pruebas?	Desarrollar pruebas de operación bajo diferentes condiciones operativas a la PAT, para determinar sus características operativas físicas reales de su comportamiento hidráulico, comportamiento mecánico y su producción de energía como grupo hidroeléctrico no convencional.	El desarrollo de pruebas de operación bajo diferentes condiciones operativas a la PAT, permitirá determinar las características operativas físicas reales de su comportamiento hidráulico, comportamiento mecánico y su producción de energía como grupo hidroeléctrico no convencional.		
¿De qué manera el cambio de las condiciones operativas en la bomba operando como turbina afectará el comportamiento físico de los componentes mecánicos de la turbomáquina sometida a pruebas?	Analizar las incidencias del cambio de las condiciones operativas sobre el comportamiento de los elementos mecánicos de la bomba centrífuga operando en forma inversa como turbina, evaluando los efectos mecánicos y otros efectos a los cuales estarán sometido sus componentes principales.	El análisis de las incidencias del cambio de las condiciones operativas sobre el comportamiento de los elementos mecánicos de la bomba centrífuga operando en forma inversa como turbina, permitirá conocer los efectos mecánicos y otros efectos a los cuales estarán sometido sus componentes mecánicos principales.		
Problema económico	Objetivo económico	Hipótesis económica		
¿Es posible evaluar y comparar los costos de instalación y costos de producción de energía, del grupo hidroeléctrico alternativo utilizando una PAT comparado con un grupo hidroeléctrico convencional?	Determinar y comparar los costos de kilovatio instalado (kW _i) y el kilovatio hora generado (kW-h) por el grupo hidroeléctrico no convencional bomba-turbina con motor de inducción comparado con el grupo hidroeléctrico convencional turbina-alternador para evaluar las ventajas o desventajas de la instalación.	La determinación y comparación de los costos de kilovatio instalado (kW _i) y el kilovatio hora generado (kW-h) por el grupo hidroeléctrico no convencional bomba-turbina, permitirá comparar las ventajas técnicas económicas de la instalación comparado con el grupo hidroeléctrico convencional turbina-alternador para evaluar las ventajas o desventajas de la instalación.		

Fuente: Elaboración propia.



Apéndice 2: Hoja de cálculo dinámica de la selección de la bomba centrífuga.

SELECCIÓN BC				$\Delta h_p(m) = 10\%$	inicial	TABLA MATAIX		
1. DATOS PARA SELECCIÓN DE LA PAT				$H_h = H - \Delta h_f$	ojo			
datos BM						Item	Turbomáquina	η
	Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	136.8	1	Ventiladores centrífugos	0.5 - 0.7
	Caudal	$Q_{nt} =$	m^3/s	0.038		2	Ventiladores axiales	0.5 - 0.7
	Altura	$H_{nt} =$	m	22.000		3	Bombas hidráulicas Q-2m ³ /s	0.6 - 0.75
	Peso específico	$\gamma =$	kN/m^3	9.810		4	Bombas hidráulicas Q-2m ³ /s	0.7 - 0.9
bomba	Potencia Hidráulic	$P_h = \gamma \cdot Q \cdot H$	kW	8.201		5	Turbinas Pelton	0.8 - 0.9
	Potencia al Eje	$P_e = \gamma \cdot Q \cdot H_{nt}$	kW	10.651	OJO	6	Turbinas Michell Banki	0.65 - 0.85
	Gravedad	$g =$	m/s^2	9.810		7	Turbinas Francis	0.8 - 0.94
ojo a 15 gra	Densidad	$\rho =$	kg/m^3	1000.000		8	Turbinas Kaplan	0.84 - 0.94
2. VELOCIDAD ESPECÍFICA MODO TURBINA								
	Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor				
	Velocidad	$n =$	rpm	1800				
		$n =$	rps	30				
M.VIANA	V espec. turbina	$n_{qt} =$	rps	103.859				
3. COEFICIENTES DE CAUDAL Y ALTURA								
	Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor				
	Coef. de caudal	$K_q =$	Fig.	0.810				
	Coef. de altura	$K_a =$	Fig.	0.528				
4. RECALCULO DEL CAUDAL Y ALTURA DE LA BOMBA								
	Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor				
	Caudal bomba	$Q_b =$	m^3/s	0.0308				
	Altura bomba	$H_b =$	m	11.616				
5. ALTURA Y CAUDAL PARA SELECCIÓN DE BC (AJUSTE PARA VELOCIDAD DEL FABRICANTE)								
	$n =$ rpm 1750.000							
	Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor				
	Altura neta	$H_{ob} = H_n =$	m	10.980	revisar			
	caudal neto	$Q_{ob} =$	m^3/s	0.029	104.7375	m ³ /h		



Fuente: Elaboración propia.



Apéndice 3: Hoja de cálculo dinámica del comportamiento de la bomba centrífuga.

CALCULO COMPORTAMIENTO COMO BOMBA
comprobando datos de la placa

1. DATOS PAT SELECCIONADA

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Placa	Trabajo
Caudal	Q=	l/min	700-2700	
Altura	H=Hn=	m	15.9-8.5	12.6
velocidad	n=	rpm	1750	1750
Potencia	P=	kW	5.500	5.500
		HP	7.500	7.500
Eficiencia(tabla)	η_b =	%	0.6-0.75	0.77
presión máxima	Pr=	bar	10	10

2. DATOS OBTENIDOS

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	
Diametro	D1=	m	0.085	
	D2=	m	0.175	
ancho	b2=	m	0.027	
	b1=	m	0.050	
angulo (u-w) β 1=	β 1=	°	0.279	16 ojo.condi
	β 2=	°	0.611	35 ojo.condi
Angulo (u-c)	α 1=	°	1.5708	90 Cm1=Cm2
	α 2=	°	0.172	9.86

3. TRIANGULO DE VELOCIDAD A LA ENTRADA PARA $\alpha_1=90^\circ \Rightarrow C_1=Cm_1=C$

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	
Velocidad lineal	U1=	m/s	7.785	
velocidad relativa	W1=	m/s	8.098	
velocidad absolu	C1=Cm1=Cm2	m/s	2.232	
	C1u=	m/s	0.000	

4. TRIANGULO DE VELOCIDAD A LA SALIDA Cm1=Cm2

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	
Velocidad lineal	U2=	m/s	16.027	
velocidad relativa	W2=	m/s	3.892	
velocidad absolu	C2=	m/s	13.032	
	W2u=	m/s	3.188	
	C2u=	m/s	12.839	
Angulo (U2-C2)	α 2=	°	0.172	12.171

5. RECALCULANDO CAUDAL

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	m ³ /h
Caudal	Q=	m ³ /s	0.033	119.225

6. ALTURA DEL RODETE

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	
Altura del rodet	Hr=	m	20.976	
Altura neta	Hn=	m	12.6	comproban

7. EFICIENCIA HIDRAULICA

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	
Efic. hidraulica	η_h =	%	0.601	
	η_b =	%	0.750	0.77

8. POTENCIA EN EL EJE DE LA BC

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	
Potencia en el eje	Pe=	Kw	5.458	5.316

Fuente: Elaboración propia.

Apéndice 4: Hoja de cálculo dinámica del comportamiento de la PAT.

CALCULO COMO PAT

BOMBA MADRE - PLACA PENTAX 0.812-0.845 m³/h

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	Var. de
Caudal	Q=	l/min	700-2700	0.024
Altura	H=	m	34.6-24.4	23
velocidad	n=	rpm	3450.000	
Potencia	P=	kW	15.000	
	P=	HP	15.000	
Eficiencia(tabla)	η =	X	0.700	0.6
Gravidad	g=	m/s ²	9.810	
Pres. atmosférica	p=	kg/m ²	9.810	

OBTENIDOS

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	Var. de
Potencia eléctrica	Pe=	kW	3.2	
Efic. de transmisión	η_{tr} =	X	0.980	
Efic. mecánica	η_m =	X	0.950	
Pot. Eje	Pe=	kW	3.240	
Altura neta	Hn=	m	22.350	23

OTROS DATOS

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	Var. de
Diametro	D1=	m	0.085	
	D2=	m	0.175	
ancho	b2=	m	0.027	
	b1=	m	0.050	
angulo (u-w) β 1=	β 1=	°	0.187	0.0000
	β 2=	°	0.514	35
Angulo (u-c)	α 1=	°	1.571	90
	α 2=	°	0.185	0.000

OTROS DATOS

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	Var. de
Velocidad lineal	U1=	m/s	7.785	
velocidad relativa	W1=	m/s	8.098	
velocidad absolu	C1=Cm1=Cm2	m/s	2.232	
	C1u=	m/s	0.000	

OTROS DATOS

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	Var. de
Velocidad lineal	U2=	m/s	16.027	
velocidad relativa	W2=	m/s	3.892	
velocidad absolu	C2=	m/s	13.032	
	W2u=	m/s	3.188	
	C2u=	m/s	12.839	
Angulo (U2-C2)	α 2=	°	0.172	12.171

OTROS DATOS

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	Var. de
Caudal	Q=	m ³ /s	0.033	119.225

OTROS DATOS

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	Var. de
Altura del rodet	Hr=	m	20.976	
Altura neta	Hn=	m	12.6	comproban

OTROS DATOS

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	Var. de
Efic. hidraulica	η_h =	%	0.601	
	η_b =	%	0.750	0.77

OTROS DATOS

Denominación	Nomenclatura	Unidad	Valor	Var. de
Potencia en el eje	Pe=	Kw	5.458	5.316

Fuente: Elaboración propia.



Apéndice 5: Tableros del sistema de control y automatización.

El banco de pruebas consta de cuatro tableros de control: Tablero de control presión constante, Tablero de control Turbina Hidráulica Convencional, Tablero de control Bomba Funcionando como Turbina y Tablero de control principal.





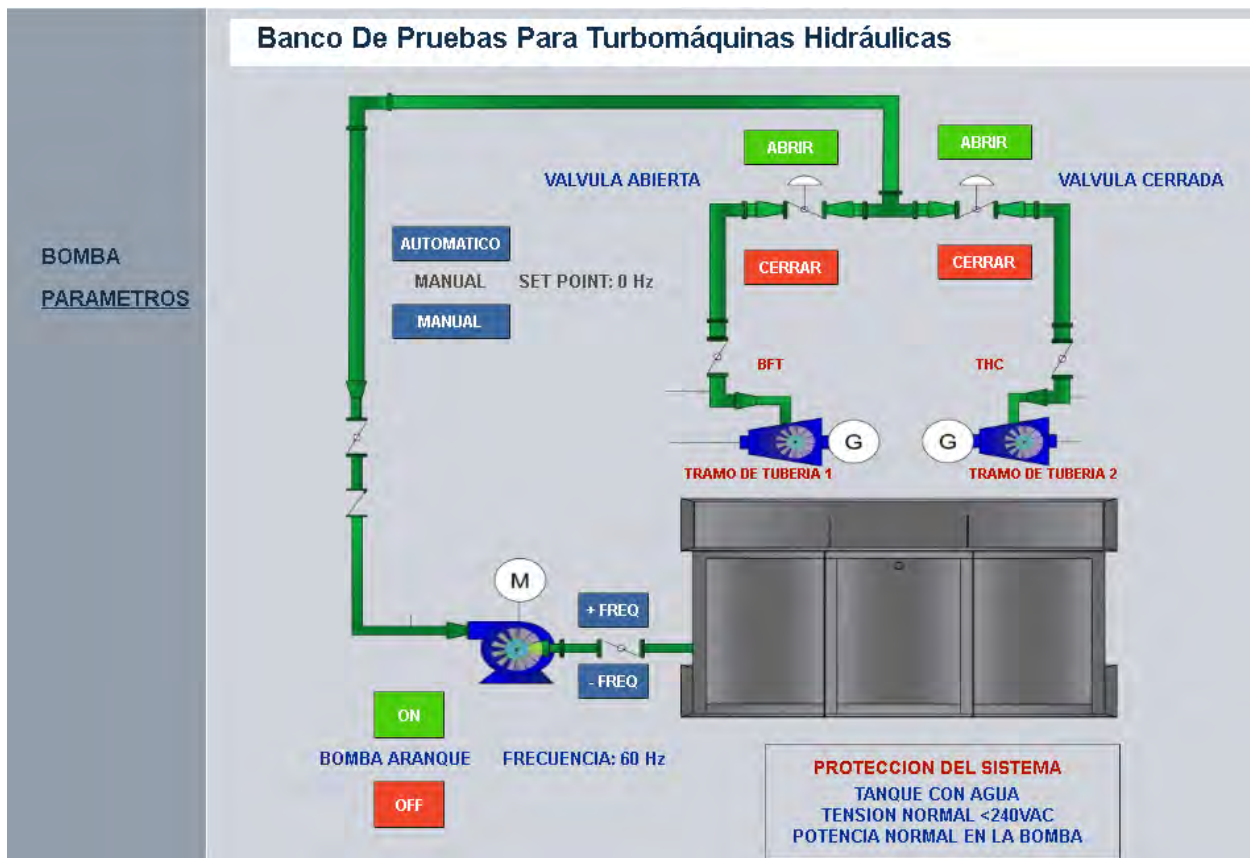
Fuente: Elaboración propia.

Apéndice 6: Banco de condensadores y Carga eléctrica (Resistencias eléctricas).



Fuente: Elaboración propia.

Apéndice 7: Sistema de control y automatización del banco de pruebas.



Fuente: Elaboración propia.



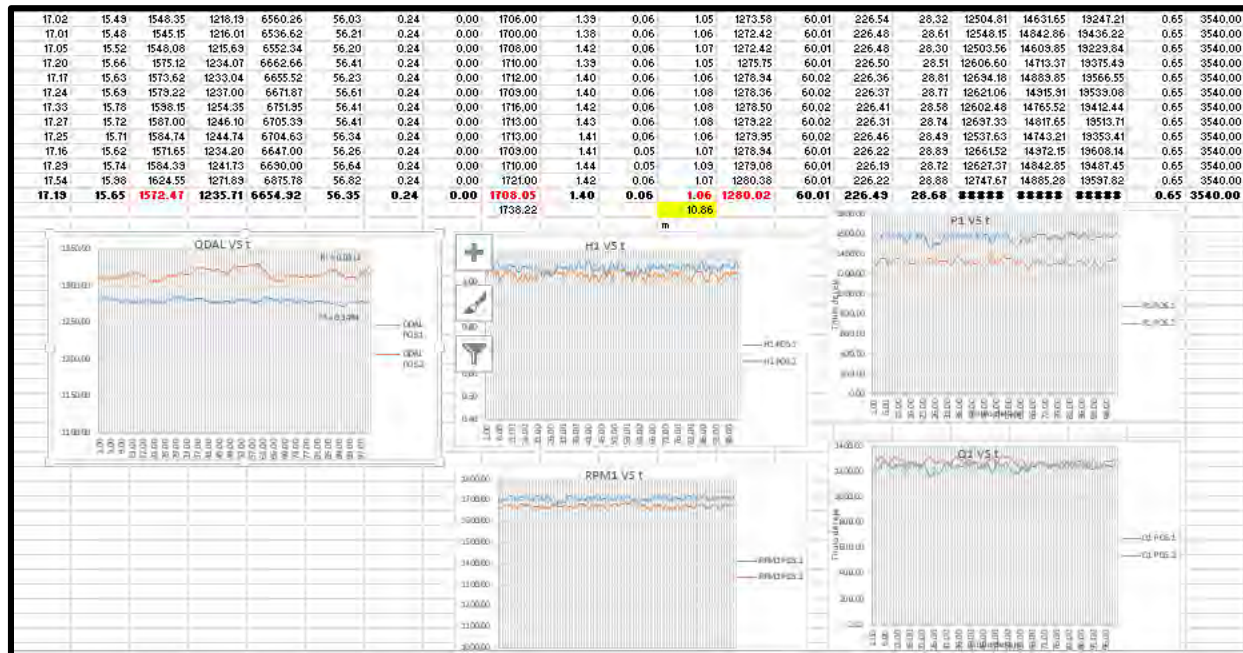
Apéndice 8: Sistema de control y automatización (Hoja de parámetros).

Banco De Pruebas Para Turbomáquinas Hidráulicas						
BOMBA PARAMETROS	DATOS ELECTRICOS ELECTROBOMBA		DATOS ELECTRICOS THC		DATOS ELECTRICOS BFT	
	Tension de Red:	224.95 V	Tensión UL1-L2:	0 V	Tensión UL1-L2:	237.55 V
	Corriente Suministrada:	30.18 A	Tensión UL2-L3:	0 V	Tensión UL2-L3:	236.22 V
	Potencia Activa:	13397.92 Watt	Tensión UL3-L1:	0 V	Tensión UL3-L1:	238.51 V
	Potencia Reactiva:	15336.14 VAR	Corriente L1:	0 A	Corriente L1:	16.53 A
	Potencia Aparente:	20354.93 VA	Corriente L2:	0 A	Corriente L2:	17.5 A
	Frecuencia Suministrada:	60 Hz	Corriente L3:	0 A	Corriente L3:	15.91 A
	RPM:	3600 rpm	Potencia Activa:	0 Watt	Potencia Activa:	-1610.9 Watt
	PRESION ELECTROBOMBA		Potencia Reactiva:	0 VAR	Potencia Reactiva:	-1274.23 VAR
	Presion:	1.4 Bar	Potencia Aparente:	0 VA	Potencia Aparente:	6818.39 VA
	CAUDAL EN TUBERIA		Frecuencia:	0 Hz	Frecuencia:	56.57 Hz
	Caudal:	1360.97 L/min	PRESION THC		PRESION BFT	
	ALTURA EN TUBERIA		Presion:	0.06 Bar	Presion:	1.09 Bar
	Altura:	14.3 m	RPM THC		RPM BFT	
			RPM:	0 rpm	RPM:	1721 rpm

Fuente: Elaboración propia.

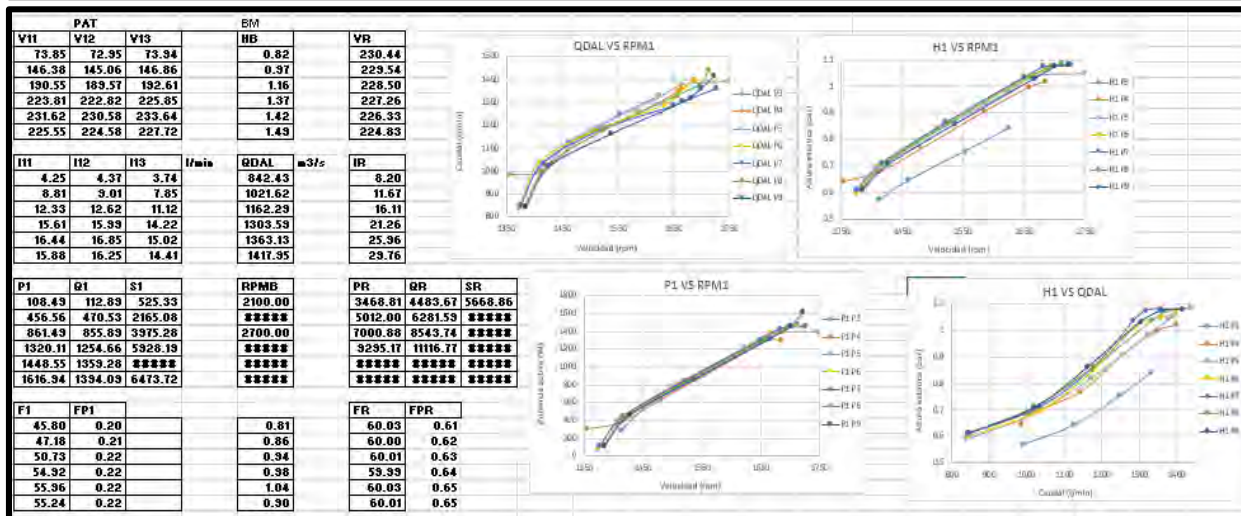
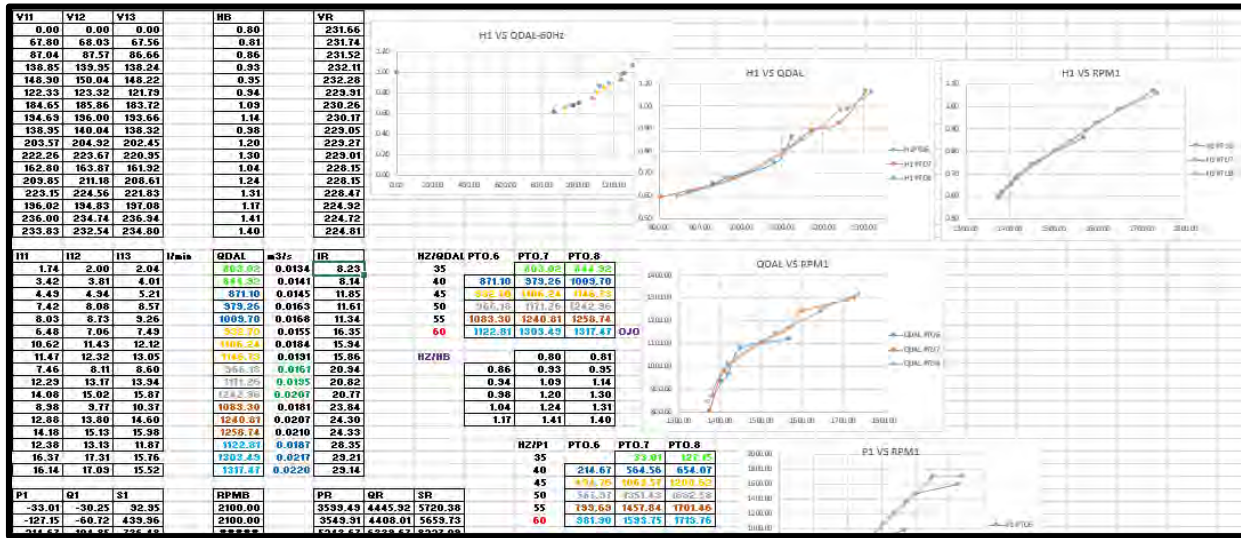
Apéndice 9: Procesamiento de los datos obtenidos del PLC de la PAT y la TMB.

Los datos obtenidos del sistema de control son almacenados en archivos Excel, las imágenes mostradas a continuación ya se encuentran procesadas para las diferentes pruebas realizadas y a diferentes condiciones de operación tanto para la PAT y la turbina Michell Banki. Las primeras 3 imágenes son pruebas de la PAT y la última pertenece a la TMB.

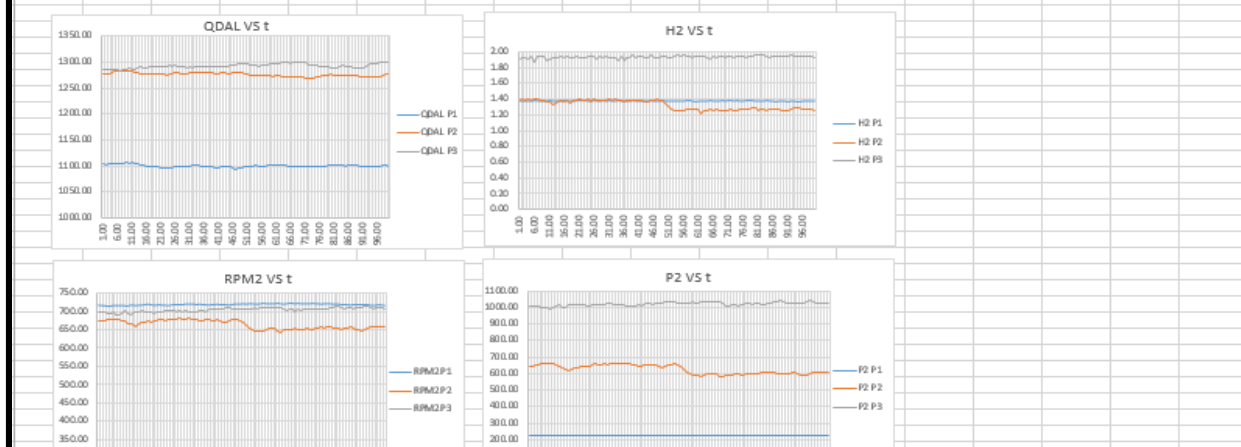




ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA PENTAX MODELO CA80-200A DE 7.5 HP DE POTENCIA, OPERANDO COMO TURBINA MEDIANTE EL USO DE UN BANCO DE PRUEBAS



96.00	226.24	230.68	228.42	2.26	1.52	1.08	221.19	191.61	637.37	60.72	0.35	140.66	139.31	141.01	8.16	8.71	7.74
37.00	226.23	230.74	228.43	2.26	1.52	1.08	222.06	192.12	637.16	60.78	0.35	140.66	139.31	141.01	8.16	8.71	7.74
38.00	226.55	231.02	228.68	2.26	1.52	1.08	221.93	191.11	638.47	60.83	0.35	140.66	139.31	141.01	8.16	8.71	7.74
39.00	226.38	230.86	228.56	2.26	1.52	1.08	223.77	195.04	638.17	60.73	0.35	140.66	139.31	141.01	8.16	8.71	7.74
100.00	226.10	230.53	228.28	2.26	1.52	1.08	220.34	193.10	636.16	60.63	0.35	140.66	139.31	141.01	8.16	8.71	7.74
PROMED	226.84	231.31	229.03	2.27	1.53	1.08	223.45	194.25	642.30	60.87	0.35	140.66	139.31	141.01	8.16	8.71	7.74



Fuente: Elaboración propia.



Apéndice 10: Cartilla de mantenimiento de la PAT.

Cartilla de mantenimiento del grupo de generación no convencional (PAT).			
Responsable:			
Fecha:			
Motivo:			
Tiempo de realización:			
Intervalo:	Semanal	Mensual	Anual
			Realizado Observación
Limpieza general.			
Recurso hidráulico y componentes.			
Inspección de fugas en el reservorio.			
Inspección de fugas en las tuberías y accesorios.			
Reemplazar el agua y limpiar compartimentos de la BM y la PAT.			
Llenar ambos tanques.			
Componente estructural de turbomáquinas y equipos.			
Inspección de la PAT (fugas, grietas o rajaduras).			
Verificar ajustes (tuercas y pernos de sujeción).			
Revisión del estado de la pintura y corrosión.			
Verificar los sensores (bien posicionados).			
Inspección y ajuste de pernos.			
Inspección del giro del eje.			
Alineación de poleas.			
Templado de fajas.			

Fuente: Elaboración propia.



Apéndice 11: Orden de Trabajo de Mantenimiento de la PAT.



ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

ORDEN DE TRABAJO DE MANTENIMIENTO

Área: Laboratorio de Máquinas Hidráulicas.

Versión: 1 2021
Páginas: 1

FECHA SOLICITADA		FECHA PROGRAM		SERV.PROPIO	SERV.TERCER	OTM N°
TIPO DE MANTTO	SUPERVISION	MAN PREVENT	MAN CORRECT	INSTALACION	OTRO:	
DATOS DEL SERVICIO/CLIENTE:						
SERVICIO		UBICACIÓN		CONTACTO		TELEFONO
DATOS DEL EQUIPO:						
Equipo/Instalación		MARCA		MODELO:		N° DE SERIE
SITUACION INICIAL Y/O DIAGNOSTICO DEL EQUIPO:						
DESCRIPCION DE ACTIVIDADES:						
REPUESTOS UTILIZADOS						
Cantidad/Unidad		Descripción				Precio
MANO DE OBRA						
Fechas/Horas		Nombre del personal				
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES:						
MATER Y REPUEST		RR HH		OTROS		TOTAL
ESTADO FINAL DEL EQUIPO:						
REQ MANTTO		BAJA		REGULAR		BUENO
CONFORMIDAD DEL SERVICIO						
FECHA INICIO		FECHA TERM		HORA		GARANTIA
<i>Firma y sello del EJECUTOR</i>		<i>firma y sello del USUARIO</i>			<i>Firma y sello de MANTENIMIENTO</i>	



Apéndice 12: Guía de operación de pruebas en el banco.

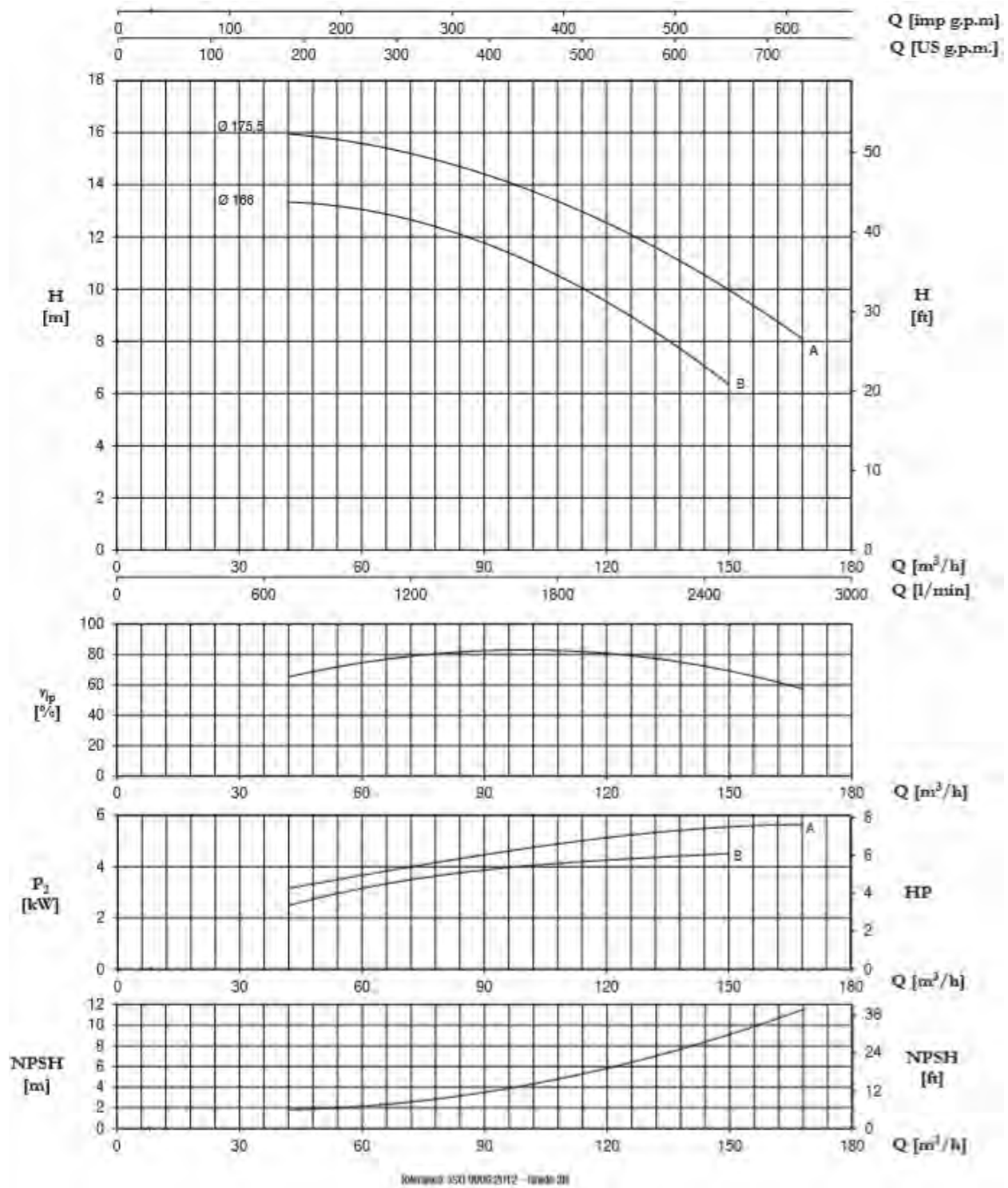
Guía de operación de ambos grupos de generación (PAT – MB).
Verificar que los tanques se encuentren llenos de agua (sin turbidez).
Verificar que las válvulas de apertura (V. Mariposa) se encuentren abiertas en todo el banco de pruebas.
Encender el tablero de control presión constante (termomagnético plomo).
Ingresar al sistema de control de datos y parámetros.
Verificar en el sistema de control, que la interfaz de operación se encuentre correctamente accionada (electroválvula abierta y la otra cerrada).
En caso desee realizar pruebas en la PAT, encender la carga eléctrica de consumo; caso contrario encender el tablero de condensadores para pruebas en la MB.
Procedemos a encender el sistema de control (presionar ON) e ir aumentando la frecuencia de 30 a 60 Hz.
No elevar el voltaje en las pruebas por encima de los 250 v (el equipo se reiniciara para evitar un caso de riesgo de sobrevelocidad).
Dejar que se estabilice en la frecuencia deseada y para apreciar las condiciones (magnitudes de Q, h, P, n, etc.) de trabajo entrar en parámetros.
Si se desea guardar información de la prueba realizada, en la parte inferior del sistema de control se puede descargar en un archivo Excel de 100 datos grabados en 100 segundos.

Fuente: Elaboración propia.



ANEXOS

ANEXO 1: Curva de la bomba seleccionada



FUENTE: Catálogo PENTAX



ANEXO 2: Características constructivas de la bomba seleccionada

Bombas centrífugas de eje libre fabricadas según las normas EN 733; se utilizan en gran parte en la alimentación hídrica, en las instalaciones de presurización y anti-incendio; según el estándar se suministran con contrabrida.



CA/CAT
4CA/4CAT



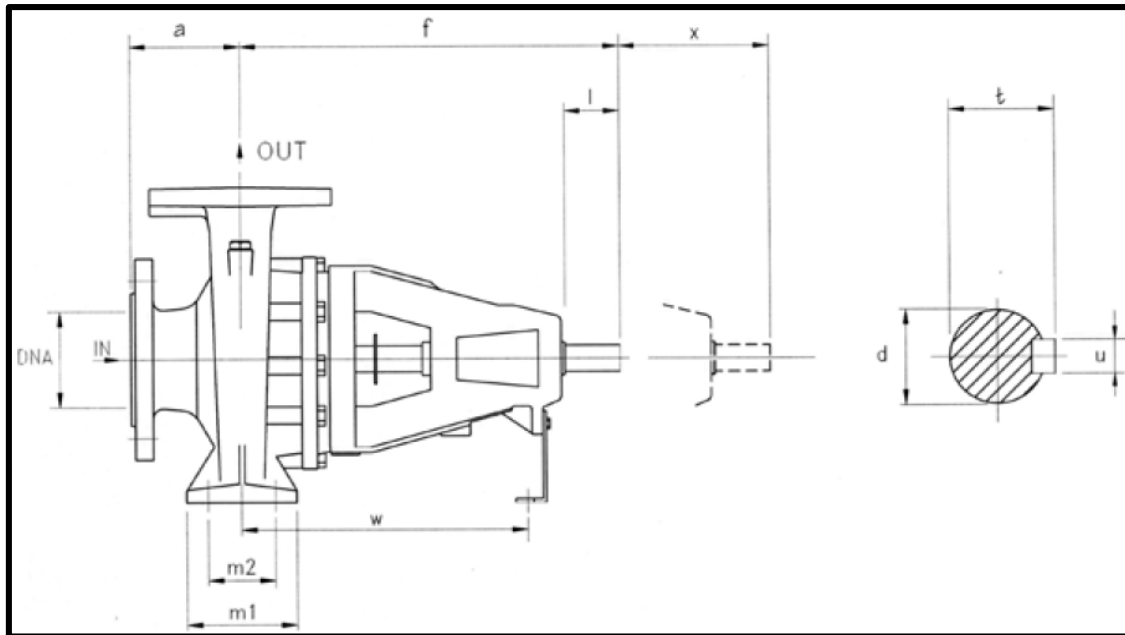
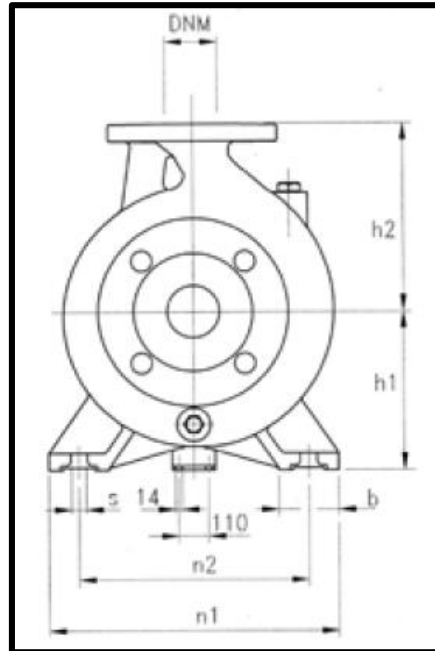
CAX
4CAX

CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE / CONSTRUCTION FEATURES CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS / CARACTÉRISTIQUES D'EXÉCUTION	
Corpo pompa Pump body Cuerpo bomba Corps de pompe	ghisa (CA/CAT) - acciaio inossidabile AISI 316 (CAX/CATX) cast iron (CA/CAT) - stainless steel AISI 316 (CAX/CATX) fundición (CA/CAT) - acero inoxidable AISI 316 (CAX/CATX) fonte (CA/CAT) - acier inox AISI 316 (CAX/CATX)
Supporto motore Motor bracket Soporte motor Support moteur	ghisa cast iron fundición fonte
Girante Impeller Rodete Turbine	ghisa, bronzo, acciaio (CA/CAT) - acciaio (CAX/CATX) cast iron, bronze, steel (CA/CAT) - steel (CAX/CATX) fundición, bronce, acero (CA/CAT) - acero (CAX/CATX) fonte, bronzo, acier (CA/CAT) - acier (CAX/CATX)
Tenuta Seal Sello Garniture	meccanica ceramica-grafite (CA/CAX) o a baderna cotone impregnato grafite (CAT/CATX) mechanical ceramic-graphite (CA/CAX) or gland packing graphite impregnated (CAT/CATX) mecánico cerámica-grafito (CA/CAX) o a trenza algodón impregnado de grafito (CAT/CATX) mécanique céramique-graphite (CA/CAX) ou à baderne coton imprégné graphite (CAT/CATX)
Albero pompa Pump shaft Eje bomba Arbre pompe	acciaio AISI 316 stainless steel AISI 316 acero AISI 316 acier AISI 316
Temperatura del liquido Liquid temperature Temperatura del liquido Température du liquide	-10 ÷ +90 °C
Pressione di esercizio Operating pressure Presión de trabajo Pression de fonctionnement	max 10 bar
MOTORE / MOTOR / MOTOR / MOTEUR	
Disponibile con motore classe di efficienza IE3 o standard Available with IE3 efficiency class motor or standard Disponibile con motor classe IE3 o estandar Disponibile avec moteur classe IE3 ou standard	



ANEXO 3: Detalles característicos y dimensiones físicas de la bomba seleccionada.

TYPE	Nominal Power (kW)	Motor Size	Q (m ³ /h - l/min)									
			0	120	144	168	195	225	270	300	330	360
			0	2000	2400	2800	3250	3750	4500	5000	5500	6000
H (m) / pump input power (kW)												
100-250 C	55	250M	79,9	81,0	80,4	79,4	77,7	74,9	68,6	64,1		
	75	280S	25,58	43,1	46,7	50,2	53,9	57,7	62,4	65,3		
100-250 B	75	280S	90,0	89,9	89,2	88,2	86,8	84,7	78,4	73,2	70,9	
			29,82	49,11	53,30	57,27	60,82	64,38	70,55	73,87	77,92	
100-250 A	90	280M	100,5	100,7	99,8	98,4	96,4	93,2	87,1	81,8	78,7	74,0
			32,74	54,04	58,71	63,34	67,40	71,65	77,67	81,17	85,71	88,00

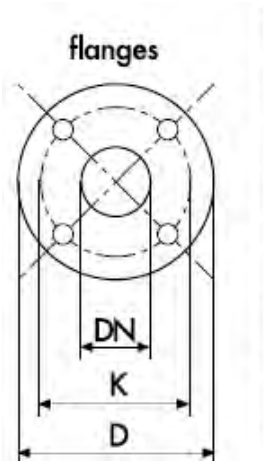


FUENTE: Catálogo PENTAX.



ANEXO 4: Coeficiente de pérdidas

TYPE	DIMENSIONS (mm)																					Kg
	DNA	DNM	a	f	h1	h2	m1	m2	n1	n2	s	b	l	d	t	u	x	w	I	L	M	
32-160	50	32	80	360	132	160	100	70	240	190	14	50	50	24	27	8	100	260	535	320	445	37,5
32-200			80	360	160	180	100	70	240	190	14	50	50	24	27	8	100	260	535	320	445	40
32-250			100	360	180	225	125	95	320	250	14	65	65	24	27	8	100	260	680	680	405	545
40-125	65	40	80	360	112	140	100	70	210	160	14	50	50	24	27	8	100	260	535	320	445	36,5
40-160			80	360	132	160	100	70	240	190	14	50	50	24	27	8	100	260	535	320	445	38,5
40-200			100	360	160	180	100	70	265	212	14	50	50	24	27	8	100	260	535	320	445	42,5
40-250			100	360	180	225	125	95	320	250	14	65	50	24	27	8	100	260	680	405	545	47,5
50-125	65	50	100	360	132	160	100	70	240	190	14	50	50	24	27	8	100	260	535	320	445	39
50-160			100	360	160	180	100	70	265	212	14	50	50	24	27	8	100	260	535	320	445	43
50-200			100	360	160	200	100	70	265	212	14	50	50	24	27	8	100	260	535	320	445	46
50-250			100	360	180	225	125	95	320	250	14	65	50	24	27	8	100	260	680	405	545	52,5
50-315			80	125	470	225	280	125	95	345	280	14	65	80	32	35,3	10	100	340	655	465	620
65-125	80	65	100	360	160	180	125	95	280	212	14	65	65	24	27	8	100	260	535	320	445	44,5
65-160			100	360	160	200	125	95	280	212	14	65	65	24	27	8	100	260	535	320	445	48,5
65-200			100	360	180	225	125	95	320	250	14	65	65	24	27	8	140	260	680	405	545	53
65-250			100	470	200	250	160	120	360	280	19	80	80	32	35	10	140	340	680	405	545	76
65-315			125	470	225	280	160	120	400	315	19	80	80	32	35	10	140	340	655	465	620	99,5
80-160	100	80	125	360	180	225	125	95	320	250	14	65	50	24	27	8	140	260	680	405	545	57,5
80-200			125	470	180	250	125	95	345	280	14	65	80	32	35	10	140	340	680	405	545	73
80-250			125	470	200	280	160	120	400	315	18	80	80	32	35,3	10	140	340	655	465	585	89,5
80-315			125	470	250	315	160	120	400	315	18	80	80	32	35,3	10	140	340	655	465	620	106
100-200	125	100	125	470	200	280	160	120	360	286	18	80	80	32	35,3	10	140	340	655	465	620	95
100-250			140	470	225	280	160	120	400	315	18	80	80	32	35,3	10	140	340	655	465	620	103
100-315			140	470	250	315	160	120	400	315	18	80	80	32	35,3	10	140	340	655	465	620	122
100-400			140	530	280	355	200	150	500	400	22	100	110	42	45,3	12	140	370	720	775	855	183,5
125-250	150	125	160	530	315	450	200	150	400	315	22	100	110	32	45,3	12	140	370	655	465	620	132
125-315			140	530	280	355	200	150	500	400	22	100	110	42	45,3	12	140	370	720	775	855	169
125-400			140	530	315	400	200	150	500	400	22	100	110	42	45,3	12	140	370	720	775	855	190,5
150-315	200	150	160	530	280	400	200	150	550	450	22	100	110	42	45,3	12	140	370	655	465	620	186,5
150-400	200	150	160	530	315	450	200	150	550	450	22	100	110	42	45,3	12	140	370	720	775	855	214
200-315	250	200	180	706	355	450	250	190	634	500	28	134	110	55	58,3	16	208	523	800	1200	1150	345
200-400			180	706	355	500	250	190	634	500	28	134	110	55	58,3	16	214	523	800	1200	1150	346
250-315	300	250	225	711	400	500	250	200	694	560	28	134	110	55	58,3	16	214	528				
250-400			225	706	400	550	250	200	694	560	28	134	110	55	58,3	16	220	523				



DN	D	K	holes	
			n°	Ø
			32	140
40	150	110	4	18
50	165	125	4	18
65	185	145	4	18
80	200	160	8	18
100	220	180	8	18
125	250	210	8	18
150	285	240	8	23
200	340	295	8	23
250	395	350	12	23
300	445	400	12	23

FUENTE: Catálogo PENTAX.

ANEXO 5: Especificaciones técnicas de la PAT.

Bomba Centrífuga Pentax, Modelo CA/CAT EN 733

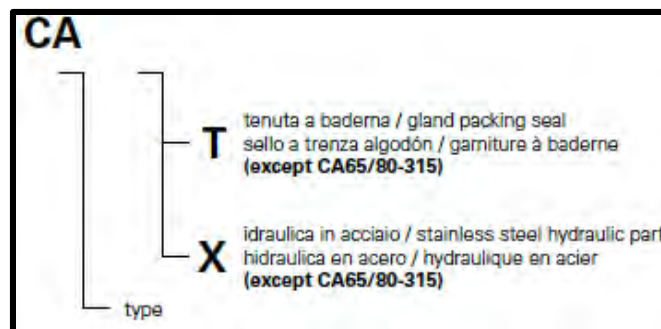


Tabla 27: Características constructivas de una bomba centrífuga.

CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS	
Descripción	Materiales
Cuerpo de bomba	Fundición (CA/CAT) - Acero inoxidable AISI 316(CAX)
Soporte motor	Fundición
Rodete	Fundición, Bronce, Acero (CA/CAT) – Acero (CAX)
Sello mecánico	Cerámica – Grafito (CA/CAX)
Bomba eje	Acero AISI 316

(Fuente: Pentax, 2019, p. 94) Procesamiento: (Gina Gonzáles Cruz)

Variables Constructivas



FUENTE: Catálogo PENTAX.

ANEXO 6: Materiales de construcción- Grupo M Y L, modelo 3756.

Partes de una Bomba centrífuga y partes de la caja prensaestopas:

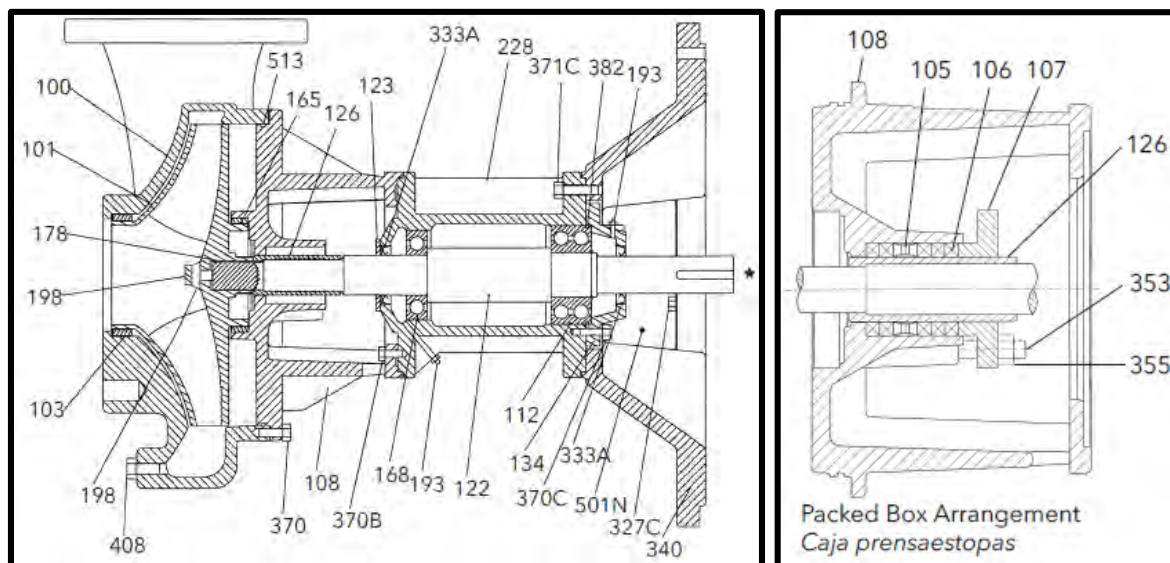


Tabla 28: Materiales de construcción – Modelo 3756.

Item	Descripción	Materiales	
		Todo hierro -	Accesorios de bronce
100	Carcasa		1003
101	Impulsor		1101
103	Anillo de desgaste de la carcasa		1618
108	Cubierta de sello	1001	1001
126	Camisa del eje		
178	Chaveta del impulsor		
198	Tornillo del impulsor	Acero inoxidable serie AISI tipo 300	
199	Arandela del impulsor		
370	Tornillo de cabeza hexagonal(adaptador a la cubierta)		
370B	Tornillo de cabeza hexagonal(adaptador del motor)	Acero Zinc Platted grado 5	
383	Sello mecánico	Carbon-Carburo de silicona-316 Acero inoxidable	
408	Tapón de tubos de ¼" ó 3/8"	Zinc Platted Acero	
513	Anillo en O	BUNA-N.Standard, EPR-Optional, Viton-Optional	

(Fuente: M & L Group, 2017, p. 34) Procesamiento: (Gina Gonzáles Cruz)



Tabla 29: Materiales de construcción – Modelo 3756.

Ítem	Descripción	Materiales Todo hierro – Accesorios de bronce
122	Eje de la bomba	AISI 4140
168	Cojinete de bolas	Acero
112	Cojinete de bolas	Acero
382	Anillo de retención, cojinete	Acero SAE 1200 grado 5
370C	Tornillo de cabeza hexagonal	
333A	Sello con reborde	BUNA - N
193	Accesorio grasa	Acero
123	Anillo en V	BUNA - N

(Fuente: M & L Group, 2017, p. 34) Procesamiento: (Gina Gonzáles Cruz)

Tabla 30: Materiales de construcción de la caja prensaestopas – Modelo 3756.

Caja prensaestopas		
Ítem	Descripción	Materiales
105	Aro de linterna	Teflón
106	Empaquetadura, 5 aros	Impregnado de teflón
	Sello mecánico	Hidráulica en Acero
107	Casquillo	AISI 316SS
126	Camisa del eje	
353	Perno del casquillo	Acero inoxidable serie AISI tipo
355	Tuerca del casquillo	300

(Fuente: M & L Group, 2017, p. 34) Procesamiento: (Gina Gonzáles Cruz)

Tabla 31: Materiales de construcción – Modelo 3756.

Código del material	Norma de ingeniería
1003	Hierro fundido ASTM A48 CL20
1618	Bismuth Bronce- Lead Free
1001	Hierro fundido ASTM A48 CL20
1101	ASTM B584, modificado C8750- Lead free

(Fuente: M & L Group, 2017, p. 34) Procesamiento: Gina Gonzáles Cruz.



ANEXO 7: Materiales para la construcción de turbomáquinas.

El daño por cavitación es una forma especial de corrosión-erosión debido a la formación y al colapso de burbujas de vapor en un líquido cerca de una superficie metálica, que ocurre en turbinas hidráulicas, hélices de barcos, impulsores de bombas y otros. Las turbinas suelen fabricarse en muchos casos, de acero inoxidable, que son aleaciones base de hierro, carbono, cromo, níquel, molibdeno entre otros elementos, que le confieren al material una excelente resistencia a la corrosión.

Tabla 32: Materiales para la construcción de turbomáquinas.

n°	Serie	Materiales para la construcción de turbomáquinas
1	10xx	Aceros Al Carbono
2	11xx	Aceros Al Carbono - Resulfurizados
3	12xx	Aceros Al Carbono - Resulfurizados Y Refosforados
4	13xx	Manganeso 1.75
5	23xx	Níquel 3.5
6	25xx	Níquel 5.0
7	31xx	Níquel 1.25 Y Cromo 0.6
8	33xx	Níquel 3.5 Y Cromo 1.5
9	40xx	Molibdeno 0.2 Y 0.25
10	41xx	Cromo 0.5, 0.8, 0.95 Y Molibdeno 0.20, 0.35
11	43xx	Níquel 3.5 Y Molibdeno 0.25
12	44xx	Molibdeno 0.53
13	46xx	Níquel 0.85, 1.83 Y Molibdeno 0.12, 0.20, 0.25
14	47xx	Níquel 1.05, Cromo 0.45, Molibdeno 0.20, 0.35
15	48xx	Níquel 3.5 Y Molibdeno 0.25
16	50xx	Cromo 0.4
17	51xx	Cromo 0.8, 0.88, 0.93, 0.95, 1.0
18	61xx	Cromo 0.6, 0.95, Y Vanadio 0.13, 0.15
19	86xx	Níquel 0.55, Cromo 0.5, Molibdeno 0.20
20	87xx	Níquel 0.55, Cromo 0.5, Molibdeno 0.25
21	88xx	Níquel 0.55, Cromo 0.5, Molibdeno 0.35
22	92xx	Silicio 2.0
23	93xx	Níquel 3.25, Cromo 1.2, Molibdeno 0.12
24	98xx	Níquel 1.0, Cromo 0.8, Molibdeno 0.25

Fuente: Elaboración propia.



PLANOS

