

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

**FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
INFORMÁTICA Y MECÁNICA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**OPTIMIZACIÓN DE LA OPERATIVIDAD DEL BANCO DE PRUEBAS
DE TURBOMAQUINAS HIDRÁULICAS MEDIANTE LA MODIFICA-
CIÓN DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO**

PRESENTADO POR:

Br. CARLOS ALBERTO SOTO FELIX

Br. EDGAR FAUSTO GARRAFA VILLALTA

**PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL
DE INGENIERO MECÁNICO**

ASESOR:

Dr. EDGAR ALFREDO CATAORA ACEVEDO

CUSCO - PERÚ

2025



Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco

INFORME DE SIMILITUD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-321-2025-UNSAAC)

El que suscribe, el Asesor DR. EDGAR ALFREDO CATACORA ACEVEDO.....
..... quien aplica el software de detección de similitud al
trabajo de investigación/tesistitulada: OPTIMIZACIÓN DE LA OPERATIVIDAD
DEL BANCO DE PRUEBAS DE TURBOMAQUINAS HIDRÁULICAS MEDIANTE LA
MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DEL FLUIDO DE
TRABAJO.....

Presentado por: SOTO FELIX, CARLOS ALBERTO..... DNI N° 44781998 ;
presentado por: SARRAFA VILLALTA, EDGAR FAUSTO DNI N°: 70093673
Para optar el título Profesional/Grado Académico de INGENIERO MECÁNICO.....

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 0.2... veces, mediante el Software de Similitud, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso del Sistema Detección de Similitud en la UNSAAC** y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 6.....%.

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 sobrepasa el porcentaje aceptado de similitud.	<input checked="" type="checkbox"/>
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las subsanaciones.	<input type="checkbox"/>
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, conforme al reglamento, quien a su vez eleva el informe al Vicerrectorado de Investigación para que tome las acciones correspondientes; Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	<input type="checkbox"/>

Por tanto, en mi condición de Asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y adjunto las primeras páginas del reporte del Sistema de Detección de Similitud.

Cusco, 15 de ENERO..... de 2026.....


Firma

Post firma EDGAR CATACORA ACEVEDO

Nro. de DNI 23983057

ORCID del Asesor 0000-0001-6192-9814

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema de Detección de Similitud: **oid:** 27259.546628572.....

CARLOS ALBERTO-EDGAR FAUSTO SOTO FÉLIX-GA...

Tesis Carlos Soto-Edgar Garrafa 15-01-2026.pdf

 Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::27259:546628572

Fecha de entrega

15 ene 2026, 10:08 p.m. GMT-5

Fecha de descarga

15 ene 2026, 10:21 p.m. GMT-5

Nombre del archivo

Tesis Carlos Soto-Edgar Garrafa 15-01-2026.pdf

Tamaño del archivo

49.6 MB

230 páginas

40.911 palabras

204.245 caracteres

6% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...

Filtrado desde el informe

- ▶ Bibliografía
- ▶ Texto citado
- ▶ Texto mencionado
- ▶ Coincidencias menores (menos de 20 palabras)

Fuentes principales

- 5%  Fuentes de Internet
- 0%  Publicaciones
- 2%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alerta de integridad para revisión

-  **Caracteres reemplazados**
45 caracteres sospechosos en N.º de páginas
Las letras son intercambiadas por caracteres similares de otro alfabeto.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

PRESENTACIÓN

Señor.

Decano de la Facultad de Ingeniería Eléctrica, Electrónica, Informática y Mecánica de la Universidad Nacional De San Antonio Abad Del Cusco.

Señores Miembros Del Jurado.

En cumplimiento con las disposiciones del Reglamento de Grados y Títulos vigentes regidas en nuestra casa de estudios, damos a conocer el trabajo de investigación intitulado “OPTIMIZACIÓN DE LA OPERATIVIDAD DEL BANCO DE PRUEBAS DE TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS MEDIANTE LA MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO”, para optar al título de Ingeniero Mecánico.

El presente trabajo de investigación de desarrollo tecnológico, se realizó en el Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, haciendo modificaciones al Banco de Pruebas para Turbomáquinas Hidráulicas para mejorar el rango de pruebas hidráulicas.

Bach. Soto Félix, Carlos Alberto
Bach. Garrafa Villalta, Edgar Fausto

DEDICATORIA

A mi familia, por su apoyo constante. A mis amigos, por estar presentes cuando se necesitaba. A mis docentes, por la guía y las exigencias que ayudaron a formar este trabajo.

Esta tesis es el resultado de esfuerzo y constancia, y agradezco a quienes aportaron, de una u otra manera, para llegar hasta aquí.

Carlos Alberto Soto Félix

DEDICATORIA

A quienes creyeron en mí incluso cuando yo dudaba. A los abrazos que me sostuvieron en los días más largos, y a las sonrisas que me recordaron que todo esfuerzo vale la pena.

A mi familia, por ser el refugio al que siempre puedo volver; a mis amigos, por convertir el cansancio en risa; y a la vida, por enseñarme que los sueños no se alcanzan corriendo, sino caminando con el corazón lleno de propósito.

Esta tesis no es solo el cierre de un capítulo, sino el reflejo de cada noche sin dormir, cada página escrita con esperanza, y cada pequeño paso que me trajo hasta aquí.

Edgar Fausto Garrafa Villalta

AGRADECIMIENTOS

Queremos expresar nuestro más profundo agradecimiento a todas las personas que hicieron posible la realización de este proyecto.

A nuestras familias, por su amor incondicional, por creer en nosotros incluso en los momentos más difíciles y por brindarnos la fuerza necesaria para seguir adelante. Sin su apoyo, comprensión y paciencia, este logro no habría sido posible.

A nuestros amigos, por acompañarnos en cada etapa, por las palabras de aliento, las risas compartidas y el respaldo constante cuando el cansancio se hacía presente.

A los ingenieros, docentes y mentores que guiaron nuestro camino con sabiduría, dedicación y compromiso. Gracias por compartir sus conocimientos, por inspirarnos a ser mejores profesionales y por enseñarnos que la ingeniería también se construye con pasión y valores humanos.

Finalmente, a todas las personas que de alguna manera formaron parte de este proceso, les agradecemos por su apoyo y por ayudarnos a convertir este sueño en realidad.

Bach. Soto Félix, Carlos Alberto
Bach. Garrafa Villalta, Edgar Fausto

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de investigación tecnológico se desarrolló con el fin de estudiar de forma experimental el comportamiento de una electrobomba y optimizar la operatividad del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas del Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la UNSAAC. Para ello se plantearon objetivos, hipótesis, desarrollo experimental y análisis económico que permiten comprender integralmente tanto el funcionamiento hidráulico como la implementación del nuevo sistema de bombeo y control.

Con lo mencionado, el trabajo se desarrolló en los siguientes capítulos:

En el Capítulo I, denominado Generalidades, se hace referencia al planteamiento y formulación del problema, objetivos, justificación del estudio, hipótesis, variables, alcances, limitaciones y otros aspectos generales del trabajo de investigación.

En el Capítulo II, denominado Marco Teórico, se desarrolló las bases teóricas necesarias para poder realizar el diseño tanto teórico como experimental.

En el Capítulo III, Diagnostico del sistema Actual, Describe el estado inicial del banco de pruebas, su configuración hidráulica y sus componentes. Presenta el levantamiento de datos, el análisis de la curva del sistema, los puntos de operación y la verificación de la cavitación, evidenciando las limitaciones de caudal, altura manométrica y pérdidas de carga del sistema existente.

En el Capítulo IV, Análisis del nuevo sistema, Expone las modificaciones implementadas en el sistema hidráulico, tales como ampliación de tuberías, cambio de válvulas y optimización del trazado. Se calculan las nuevas pérdidas de carga y se construyen las curvas del sistema mejorado, demostrando la ampliación del rango operativo.

En el Capítulo V, Protocolo de pruebas, Detalla los instrumentos, materiales y el procedimiento metodológico para la toma de datos. Incluye la secuencia de medición que garantizan la obtención de datos confiables y repetibles bajo diversas condiciones de operación.

En el Capítulo VI, Implementación Eléctrica, se describe la instalación del tablero eléctrico, Describe la instalación eléctrica de la nueva electrobomba Pedrollo de 22 kW, el variador de frecuencia y el banco de carga resistivo. Explica el montaje eléctrico, las protecciones y la integración con el PLC.

En el Capítulo VII, Evaluación económica, Presenta el análisis de costos de la optimización del banco de pruebas, estructurado en paquetes de trabajo que incluyen la bomba principal, las modificaciones hidráulicas, el sistema eléctrico y la mano de obra.

RESUMEN

La investigación se centró en la optimización del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas del Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la UNSAAC, mediante la mejora del sistema de alimentación del fluido. El diagnóstico inicial reveló que la bomba original Pentax 65-160B (13 kW) operaba con un desempeño limitado (1205 L/min y 20,49 m.c.a.) debido a elevadas pérdidas de carga ocasionadas por corrosión y deficiencias de diseño en la línea de succión, situando al sistema cerca del umbral de cavitación y restringiendo la correcta caracterización de las turbomáquinas Michell-Banki y PAT.

El objetivo fue ampliar el rango operativo del banco y mejorar la calidad de los ensayos experimentales. Para ello, se adoptó una metodología cuantitativa y experimental que incluyó la sustitución de la bomba por una Pedrollo F80/160A de 22 kW con variador de frecuencia, la ampliación de la succión a DN 150, la eliminación de accesorios de alta pérdida y la incorporación de un banco de carga resistivo de 8,88 kW. Estas modificaciones redujeron significativamente la resistencia hidráulica y mitigaron el riesgo de cavitación.

Como resultado, el sistema alcanzó 2421 L/min y 34,41 m.c.a., duplicando el caudal inicial. Las curvas $H-Q$ obtenidas entre 30 y 60 Hz presentaron un error global cercano al 4,8 % respecto al modelo teórico. El banco optimizado permitió evaluar adecuadamente ambas turbomáquinas, con una inversión total de S/ 36 040,27, de la cual el 72,8 % correspondió al nuevo sistema de bombeo.

Palabras clave: Banco de Pruebas, Optimización, Cavitación, Pérdidas de Carga.

ABSTRACT

The research focused on the optimization of the hydraulic turbomachinery test bench at the UNSAAC Hydraulic Machines Laboratory, by improving the fluid supply system. The initial diagnosis revealed that the original Pentax 65-160B pump (13 kW) operated with limited performance (1205 L/min and 20,49 m) due to high head losses caused by corrosion and design deficiencies in the suction line, placing the system near the cavitation threshold and restricting the correct characterization of the Michell-Banki and PAT turbomachines.

The objective was to expand the operating range of the bench and improve the quality of experimental tests. To this end, a quantitative and experimental methodology was adopted, which included replacing the pump with a Pedrollo F80/160A of 22 kW with a variable frequency drive, expanding the suction to DN 150, eliminating high-loss accessories, and incorporating an 8,88 kW resistive load bank. These modifications significantly reduced hydraulic resistance and mitigated the risk of cavitation.

As a result, the system reached 2421 L/min and 34,41 m, doubling the initial flow rate. The $H-Q$ curves obtained between 30 and 60 Hz presented a global error close to 4,8% with respect to the theoretical model. The optimized bench allowed for the adequate evaluation of both turbomachines, with a total investment of S/ 36 040,27, of which 72,8% corresponded to the new pumping system.

Keywords: Test Bench, Optimization, Cavitation, Head Losses.

Índice

Presentación	I
Dedicatoria	II
Agradecimientos	IV
Introducción	V
Resumen	VII
Abstract	VIII
Índice	XIV
Índice de figuras	XVII
Índice de tablas	XIX
Glosario de términos	XX
Lista de siglas	XXIV
1. Capítulo I: Generalidades	1
1.1. Ámbito Geográfico	1
1.1.1. Ubicación Geográfica	1
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	5
1.5.1. Aspecto teórico	6
1.5.2. Aspecto Ambiental	6
1.5.3. Aspecto económico	7

1.5.4.	Aspecto social	7
1.5.5.	Aspecto académico	8
1.6.	Hipótesis	9
1.6.1.	Hipótesis general	9
1.6.2.	Hipótesis específicas	9
1.7.	Variables	10
1.7.1.	Variables Independientes	10
1.7.2.	Variables Dependientes	10
1.7.3.	Variable Interviniente	10
1.7.4.	Operacionalización de variables	11
1.8.	Alcances y Limitaciones	12
1.8.1.	Alcances	12
1.8.2.	Limitaciones	12
1.9.	Metodología de la investigación	13
1.9.1.	Enfoque de la investigación	13
1.9.2.	Tipo de investigación	13
1.9.3.	Nivel de investigación	13
1.9.4.	Diseño de investigación	14
1.10.	Procesamiento y análisis de datos	17
1.11.	Estado del Arte	17
1.11.1.	Antecedentes Internacionales	17
1.11.2.	Antecedentes Nacionales	18
2.	Capítulo II: Marco teórico	22
2.1.	Fundamentos de Mecánica de fluidos	22
2.1.1.	Ecuación general de la energía para flujos en tuberías	22
2.1.2.	Ecuación de la Continuidad	23
2.1.3.	Análisis de pérdidas de carga primarias	24

2.1.4.	Análisis de pérdidas de carga secundarias	25
2.1.5.	Curva Característica del Sistema y Punto de Operación . . .	27
2.1.6.	Fenómeno de Cavitación en Turbomáquinas	28
2.1.7.	Condiciones de aparición	28
2.1.8.	Altura Neta Positiva de Succión (NPSH)	28
2.1.9.	NPSH disponible (NPSH _D)	29
2.1.10.	NPSH requerido (NPSH _R)	29
2.1.11.	Condición de seguridad	29
2.1.12.	Tipos y efectos de cavitación	30
2.1.13.	Medidas preventivas	30
3.	Capítulo III: Diagnostico del sistema hidráulico actual	31
3.1.	Descripción del Banco de Pruebas Existente	31
3.1.1.	Componentes del sistema hidráulico	32
3.2.	Metodología del Diagnóstico	33
3.2.1.	Inspección Visual y Desmontaje del Circuito	33
3.2.2.	Levantamiento de Componentes del Sistema Actual	37
3.2.3.	Recopilación de Datos de Operación de Referencia	41
3.3.	Análisis Cuantitativo del Sistema Actual	49
3.3.1.	Cálculo de la Curva del Sistema	49
3.3.2.	Determinación del Punto de Operación Teórico	51
3.3.3.	Determinación del Punto de Operación Real	52
3.3.4.	Verificación Analítica de la Cavitación (Análisis de NPSH) .	57
3.4.	Conclusiones del Diagnóstico	60
4.	Capítulo IV: Analisis del n sistema hidráulico optimizado	62
4.1.	Modificaciones realizadas al sistema hidráulico	62
4.2.	Levantamiento de componentes y trazado del nuevo sistema	70

4.2.1.	Datos del sistema de alimentación modificado de la bomba Pedrollo F80/160A	73
4.3.	Cálculo de pérdidas de carga del nuevo sistema	76
4.3.1.	Cálculo de pérdidas de carga a 45 Hz, $Q = 0,03730 \text{ m}^3/\text{s}$. . .	79
4.3.2.	Cálculos preliminares (áreas, velocidades y cargas de velocidad)	80
4.4.	Pérdidas de carga en la línea principal de descarga (modificado) . . .	81
4.4.1.	Pérdidas primarias (por fricción)	81
4.4.2.	Pérdidas secundarias (por accesorios)	82
4.4.3.	Pérdida total en la línea principal	83
4.5.	Línea de alimentación hacia BFT	83
4.5.1.	Pérdidas primarias (por fricción)	83
4.5.2.	Pérdidas secundarias (por accesorios)	84
4.5.3.	Pérdida total en la línea de alimentación hacia la BFT . . .	85
4.6.	Línea hacia la turbina convencional modificada	86
4.6.1.	Pérdidas primarias (por fricción)	86
4.6.2.	Pérdidas secundarias (por accesorios)	86
4.6.3.	Pérdida total en la línea hacia la turbina convencional . . .	88
4.6.4.	Acumulado desde línea principal hasta turbina convencional	88
4.6.5.	Acumulado desde línea principal hasta BFT	88
4.6.6.	Cálculo de la curva del sistema a 45 Hz — tramos hacia la turbina y hacia la BFT	90
4.6.7.	Verificación Analítica de la Cavitación (Análisis de NPSH) .	91
5.	Capítulo V: Protocolo de pruebas	96
5.1.	Protocolo de Adquisición de Datos	96
5.1.1.	Condiciones Iniciales y Preparación del Sistema	96
5.2.	Procedimiento de Ensayo para una Frecuencia de Operación	96

5.3.	Resultados Experimentales y Validación Teórica mediante Leyes de Afinidad	97
5.3.1.	Procesamiento de Datos y Generación de Curvas de Bomba Experimentales	98
5.3.2.	Predicción del Rendimiento mediante el Modelo de Leyes de semejanza	103
5.3.3.	Análisis Comparativo y Cuantificación de Desviaciones . . .	107
5.4.	Determinación del Punto de Operación	112
5.5.	Datos de Operación de la PAT y Michell-Banki	113
5.5.1.	Operación de la PAT	114
5.5.2.	Operación de la Michell-Banki	116
5.5.3.	Comparación de resultados	119
6.	Capítulo VI: IMPLEMENTACIÓN ELÉCTRICA	122
6.1.	Configuración General del Sistema	122
6.2.	Implementación del sistema de velocidad variable (VFD)	123
6.2.1.	Selección de componentes de potencia (bomba y VFD). . . .	123
6.2.2.	Implementación del Circuito de Potencia y Protecciones . .	125
6.2.3.	Parametrización del variador de frecuencia (VDF)	128
6.3.	Implementación del banco de carga resistivo de 6.9kW	131
6.3.1.	Selección de componentes del banco de resistencias	131
6.3.2.	Configuración de conmutación y etapas de carga	132
6.3.3.	Instrumentación del banco de carga resistivo	134
6.4.	Integración del sistema de control PLC y lógica de programación . . .	135
6.4.1.	Arquitectura de control y comunicación	136
6.4.2.	Lógica de programación para secuencia de pruebas	138
6.4.3.	Implementación de seguridad y parada de emergencia	138
6.5.	Validación funcional	139

6.5.1.	Verificación del Lazo de Control de Frecuencia (Prueba en Vacío)	139
7.	Capítulo VII: EVALUACIÓN ECONÓMICA	141
7.1.	Justificación y Alcance de la Evaluación Económica	141
7.2.	Metodología de Desglose de Costos	141
7.3.	Costos de Inversión por Paquetes de Trabajo	142
7.3.1.	Paquete de Trabajo 1 (PT-01): Sistema de Bombeo Principal	142
7.3.2.	Paquete de Trabajo 2 (PT-02): Sistema Hidráulico y Tuberías	143
7.3.3.	Paquete de Trabajo 3 (PT-03): Sistema Eléctrico, Potencia y Control	144
7.3.4.	Paquete de Trabajo 4 (PT-04): Servicios de Instalación y Mano de Obra	145
7.4.	Consolidación de la inversión total de la optimización del banco de pruebas	146
	Conclusiones	150
	Recomendaciones	152
	Bibliografía	154
	Apéndices	157
	Anexos	177

Índice de figuras

1.	Ubicación del Laboratorio de Maquinas Hidráulicas de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de la UNSAAC.	1
2.	Operacionalización de variables	11
3.	Diagrama de flujo del diseño de la investigación	15
4.	Ilustración genérica del punto de operación de una bomba en un sistema de flujo de fluidos	27
5.	Componentes de banco de pruebas	32
6.	Verificación visual de componentes del banco de pruebas	34
7.	Verificación visual de componentes del banco de pruebas	35
8.	Verificación visual de componentes del banco de pruebas	36
9.	Diagrama isométrico del banco de pruebas	38
10.	Curvas características Pentax CM65-160B	43
11.	Datos de la Tabla 7.26	44
12.	Curva Altura (H_n) Vs Caudal (Q) – Posición 1 De La Bomba	45
13.	Curvas del comportamiento del caudal de la PAT durante 100 segundos a diferentes frecuencias de la BM	46
14.	Curvas del comportamiento de la altura de la PAT durante 100 segundos a diferentes frecuencias de la BM	47
15.	Curvas del comportamiento de la potencia de la PAT durante 100 segundos a diferentes frecuencias de la BM	47
16.	Curva Altura (H_n) Vs Caudal (Q)	48
17.	Curva del sistema hidráulico	50
18.	Curva del sistema hidráulico vs curva de la bomba	51
19.	Curva del sistema hidráulico vs curva de la bomba Actualizada	55
20.	Campo de prestaciones y ubicación del punto de operación del sistema	56

21.	NPSH bomba Pentax 65-160B	59
22.	Bomba principal Pedrollo F80/160A	63
23.	Retiro de la Válvula Check	64
24.	Nueva tubería de succión	64
25.	Cambio de reducción por tubo DN100	65
26.	Ampliación a la descarga de la bomba	66
27.	Retiro de la válvula check a la descarga	67
28.	Reducción y válvula de compuerta	68
29.	Codo de descarga	68
30.	Corte en paredes del tanque	69
31.	Diagrama isométrico del sistema hidráulico modificado	71
32.	Curvas características del nuevo sistema de alimentación	75
33.	Curva del sistema a 45 Hz	91
34.	NPSH bomba Pedrollo F80 - 160A	94
35.	Registro original de la toma de datos experimentales	98
36.	Curva característica H-Q y ajuste polinómico de segundo grado	101
37.	Curvas características H-Q de la bomba (30-60 Hz)	103
38.	Tabla de rendimiento para la familia de bombas F 80/160	104
39.	Curva Teórica de la bomba a 45 Hz	105
40.	Familia de curvas Teóricas características H-Q de la bomba	107
41.	Comparación de las curvas de la bomba: Experimental vs. Teórica a 45 hz	108
42.	Comparación de las curvas de la bomba: Experimental vs. Teórica	109
43.	Curvas características de la bomba principal y curva del sistema.	112
44.	Caudal vs Tiempo a distintas frecuencias PAT	114
45.	Presión de entrada vs Tiempo a distintas frecuencias	114
46.	Registro de Potencia (Kw) en función del tiempo (s) para distintas frecuencias de operación.	115

47.	Relación entre Caudal (l/min) y Altura (m.c.a) a diferentes frecuencias	116
48.	Caudal vs Tiempo a distintas frecuencias Michell-Banki	116
49.	Registro de la presión (bar) en función del tiempo (s) para distintas frecuencias de operación.	117
50.	Registro de Potencia (Kw) en función del tiempo (s) para distintas frecuencias de operación.	117
51.	Curva de Bomba: Altura (m.c.a.) vs. Caudal (Nuevos Datos)	118
52.	Curvas Altura–Caudal y Potencia–Caudal de la PAT Antes y Después de la Mo- dificación	120
53.	Curvas Altura–Caudal y Potencia–Caudal de la Turbina Michell–Banki Antes y Después de la Optimización	121
54.	Variador de frecuencia FRECON	124
55.	Nueva línea trifásica aguas arriba del VDF	125
56.	Termomagnético de entrada al VDF	127
57.	Diagrama unifilar de potencia (Bomba-VDF)	128
58.	Cambio del anterior VDF por el nuevo VDF Frecon	130
59.	Banco de resistencias	135
60.	Plc del sistema	136
61.	Diagrama de Control del Banco de Pruebas de Turbomáquinas Hidráulicas . . .	137

Índice de tablas

1.	Características climáticas de la ciudad de Cusco	2
2.	Coefficientes de pérdida K para accesorios comunes en tuberías	26
3.	Componentes de la Tubería de Succión	39
4.	Componentes de la Línea Principal de Descarga	39
5.	Componentes en línea de alimentación Hacia BFT	40
6.	Componentes en línea hacia turbina convencional	41
7.	Características técnicas de la bomba Pentax CM65-160B	42
8.	Datos experimentales para la Posición 1 con Potencia	45
9.	Datos de Frecuencia, Caudal, Altura y Potencia	48
10.	Rango de valores de potencia y altura	49
11.	Pérdidas totales en tuberías	49
12.	Pérdidas reales totales en tuberías	55
13.	Componentes de la Tubería de Succión DN 150	72
14.	Componentes de la Línea Principal de Descarga modificado	72
15.	Componentes en línea hacia turbina convencional modificada	73
16.	Parámetros de diseño de la bomba Pedrollo F80/160A de 30 HP	74
17.	Caudales seleccionados cercanos al BEP según la frecuencia de operación	76
18.	Parámetros hidráulicos máximos de operación en la turbina	77
19.	Resumen de pérdidas a 45 Hz y $Q_0 = 0,03730 \text{ m}^3/\text{s}$ con coeficientes K estándar	89
20.	Pérdidas totales a diferentes tipos de frecuencia	89
21.	Resultados Estadísticos por Punto de Operación a 45 Hz	99
22.	Cálculo de la Altura Total y Pérdidas a 45 Hz	101
23.	Datos de Curvas Experimental para Caudal (Q) y Altura (H)	102
24.	Datos de Curva Teorica para 45 Hz	105
25.	Datos de Curvas Modelo para Caudal (Q) y Altura (H)	106

26.	Comparación de Datos Experimentales y Teóricos de Curvas Modelo	111
27.	Datos de Frecuencia, Caudal, Altura y Potencia	115
28.	Datos de Frecuencia, Caudal, Altura y Potencia de Michell-Banki	118
29.	Comparación de parámetros de la PAT, Antes y Después de la optimización . . .	119
30.	Comparación de parámetros de la Michell Banki, antes y Después de la optimización	119
31.	Características geométricas y capacidad de corriente de conductores AWG . . .	126
32.	Parámetros clave de programación del VFD	130
33.	Comparación entre la consigna de frecuencia y la frecuencia real del VFD	140
34.	Desglose de Costos – Sistema de Bombeo Principal (PT-01). Gastos Aumidos por la UNSAAC	143
35.	Desglose de Costos – Sistema Hidráulico y Tuberías (PT-02)	144
36.	Desglose de Costos – Sistema Eléctrico, Potencia y Control (PT-03)	145
37.	Desglose de Costos – Servicios de Instalación y Mano de Obra (PT-04)	146
38.	Resumen consolidado de la inversión de la optimización	147
39.	Resumen consolidado de la inversión de la optimización del banco de pruebas . .	147
40.	Análisis de sensibilidad del costo de la investigación	149
41.	Características Constructivas de la Bomba	179
42.	Presión de vapor del agua para el rango de 0 °C a 17 °C	186

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Acometida eléctrica: Punto de alimentación que suministra energía al tablero y al variador de frecuencia del banco.

Accesorio hidráulico: Elemento instalado en una tubería para conducir, unir, desviar o regular el flujo.

Altitud: Elevación de un lugar respecto al nivel del mar.

Altura disponible: Carga hidráulica que el sistema puede suministrar para alimentar a una turbomáquina.

Altura manométrica: Energía por unidad de peso del fluido expresada como altura disponible.

Altura piezométrica: Suma de la presión y la elevación en un punto del fluido.

Altura de velocidad: Energía cinética del fluido expresada como altura equivalente.

Ampliación de tubería: Aumento del diámetro de una línea para reducir pérdidas y mejorar el transporte del fluido.

Banco de carga: Conjunto de elementos eléctricos usados para disipar la potencia generada en las pruebas.

Banco de pruebas: Instalación donde se evalúan turbomáquinas bajo condiciones hidráulicas controladas.

Bomba motriz principal: Bomba encargada de impulsar el fluido en el circuito del banco.

Bornera: Conjunto de terminales para organizar conexiones eléctricas.

Bus de campo: Medio de comunicación digital entre PLC, VFD y sensores.

Cable de potencia: Conductor eléctrico que transporta energía hacia el variador y el motor.

Caudal: Volumen de fluido que atraviesa una sección por unidad de tiempo.

Caudalímetro: Instrumento para medir el flujo volumétrico en tuberías.

Carga eléctrica: Potencia absorbida por el banco de carga durante ensayos.

Carga hidráulica: Energía disponible por unidad de peso del fluido expresada como altura.

Cavitación: Formación y colapso de burbujas de vapor por disminución de presión.

Codo: Accesorio que cambia la dirección del flujo, generando pérdidas.

Coefficiente de fricción (Darcy–Weisbach): Parámetro que representa las pérdidas por fricción en tuberías.

Consigna de frecuencia: Valor enviado desde el PLC al VFD para ajustar la velocidad del motor.

Contactador: Dispositivo electromecánico usado para conmutar etapas de carga.

Contacto auxiliar: Terminal del contactador que envía señales al PLC.

Costo directo: Gasto asociado a materiales y servicios esenciales del proyecto.

Costo unitario: Valor económico por ítem dentro del presupuesto.

Curva característica del sistema: Relación entre caudal y carga requerida por el circuito hidráulico.

Curva experimental: Relación medida entre caudal y altura en pruebas reales.

Curva teórica de bomba: Relación obtenida mediante leyes de afinidad o datos del fabricante.

Circuito cerrado: Sistema donde el fluido circula sin intercambio con el exterior.

Difusor o tramo de succión: Segmento de entrada hacia la bomba que condiciona la estabilidad del flujo.

Diagrama unifilar: Representación simplificada del sistema eléctrico y su distribución de potencia.

DN (Diámetro nominal): Diámetro estándar asignado a tuberías.

Ecuación de Bernoulli: Relación entre presión, velocidad y elevación en un fluido ideal.

Ecuación de continuidad: Principio de conservación del caudal en flujo estacionario.

Electrobomba: Equipo principal encargado del bombeo del fluido.

Factor de Reynolds: Número adimensional que caracteriza el régimen de flujo.

Frecuencia de barrido: Secuencia programada de incrementos de frecuencia para obtener puntos de ensayo.

Frecuencia de operación: Valor de frecuencia aplicado por el VFD al motor.

Golpe de ariete: Incremento súbito de presión por variaciones bruscas de velocidad.

Grupos adimensionales: Relaciones sin unidades usadas para establecer semejanza hidráulica entre modelos y prototipos.

Hidroelectricidad: Generación de energía mediante el aprovechamiento del agua en movimiento.

HMI (Interfaz Hombre–Máquina): Panel que permite supervisar y controlar el sistema.

Instrumentación: Conjunto de sensores que registran caudal, presión y otras variables.

Interruptor general: Elemento que permite aislar todo el sistema eléctrico.

Inversión inicial: Monto total requerido para ejecutar el proyecto antes de su puesta en marcha.

Lazo de control: Relación entre la señal emitida por el PLC y la respuesta del VFD.

Leyes de semejanza: Criterios que permiten extrapolar resultados entre modelo y prototipo.

Mano de obra: Trabajo necesario para la instalación y montaje.

Manómetro: Instrumento que mide la presión en un punto del sistema.

Modbus RTU: Protocolo digital de comunicación serial.

Modelo térmico del motor: Función del VFD que estima la temperatura del motor.

NPSH disponible: Carga de succión necesaria para evitar cavitación en la entrada de la bomba.

Paquete de trabajo: Conjunto estructurado de actividades y costos del proyecto.

Pérdidas por accesorios: Reducción de energía causada por codos, válvulas o reducciones.

Pérdidas por fricción: Disminución de energía del fluido por rozamiento en tuberías.

Presión atmosférica: Presión ejercida por el aire sobre la superficie terrestre.

Presupuesto: Estimación económica del costo total del proyecto.

Protección magnética: Acción inmediata ante picos de corriente.

Protección térmica: Acción ante sobrecargas sostenidas.

Punto de operación: Condición donde coinciden la curva de la bomba y la del sistema.

Protocolo de adquisición: Secuencia de mediciones durante un ensayo.

Rampas de aceleración: Tiempo programado por el VFD para incrementar la velocidad.

Rampas de desaceleración: Tiempo programado por el VFD para reducir la velocidad del motor.

Reducción concéntrica: Accesorio que disminuye el diámetro manteniendo simetría.

Seccionador: Dispositivo para abrir manualmente un circuito eléctrico y asegurar aislamiento.

Señal STO: Entrada de seguridad del VFD para detener el motor de inmediato.

Sistema de alimentación: Conjunto de tuberías, bomba y accesorios que suministran fluido.

Tablero de control: Gabinete que integra protecciones, cableado e instrumentación.

Tablero de potencia: Gabinete que contiene los elementos de distribución eléctrica.

Tensión nominal: Voltaje para el cual el equipo está diseñado para operar.

Triángulos de velocidades: Representación de las componentes de velocidad en turbomáquinas.

Trazado hidráulico: Configuración geométrica del recorrido de tuberías.

Trazado optimizado: Versión ajustada del trazado para reducir pérdidas.

Turbina Michell–Banki: Turbina de flujo cruzado usada en ensayos en microhidráulica.

Turbina PAT: Bomba centrífuga operada como turbina.

Turbomáquina hidráulica: Equipo que intercambia energía con un fluido mediante un rotor.

Variador de frecuencia (VFD): Equipo que controla la velocidad del motor mediante modulación de frecuencia y voltaje.

LISTA DE SIGLAS

AC	Corriente Alterna
BEP	Punto de Máxima Eficiencia
BFT	Bomba Funcionando como Turbina
CAD	Diseño Asistido por Computadora
CNC	Control Numérico Computarizado
DN	Diámetro Nominal
EDT	Estructura de Desglose del Trabajo
FIEEIM	Facultad de Ingeniería Eléctrica, Electrónica, Informática y Mecánica
HH	Horas-Hombre
HMI	Interfaz Hombre-Máquina
HP	Caballo de Potencia
INEI	Instituto Nacional de Estadística e Informática
kW	Kilovatio
MATLAB	Entorno de programación MATLAB
MCCB	Interruptor Automático en Caja Moldeada
NPSH	Altura Neta Positiva de Succión
PAT	Bomba Operada como Turbina
PLC	Controlador Lógico Programable
PT	Paquete de Trabajo
PVC	Policloruro de Vinilo
UNSAAC	Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco
VFD	Variador de Frecuencia
VT	Par Variable

CAPÍTULO I: GENERALIDADES

1.1. Ámbito Geográfico

1.1.1. Ubicación Geográfica

El presente trabajo de investigación, titulado “Optimización de la operatividad del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas mediante la modificación del sistema de alimentación del fluido de trabajo”, se desarrolló en el Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, ubicado en la ciudad del Cusco, capital del departamento y la provincia del mismo nombre. Para ello se empleó el banco de pruebas disponible en el laboratorio, que es clave para llevar a cabo el análisis experimental y evaluar el rendimiento de diversas turbomáquinas hidráulicas con diferentes configuraciones.

Figura 1

Ubicación del Laboratorio de Maquinas Hidráulicas de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de la UNSAAC.



Nota: Adaptado de Google Earth, muestra la facultad de ingeniería mecánica de la UNSAAC [Imágen satelital]. Captura realizada en 2024.

Tabla 1*Características climáticas de la ciudad de Cusco*

Descripción	Dato
Temperatura promedio anual	12.5 °C
Temperatura mínima registrada en el año	-1.6 °C
Temperatura máxima registrada en el año	22.2 °C
Promedio de humedad relativa anual	73 %
Presión atmosférica media anual	511.434 mm Hg
Altitud del Laboratorio de Máquinas Hidráulicas – Ing. Mecánica	3439 m.s.n.m.

Nota: Registros climáticos locales adaptados de Instituto Nacional de Estadística e Informática (2023). La información incluye datos promedio de temperatura, humedad, presión atmosférica y altitud.

1.2. Planteamiento del Problema

En el ámbito mundial, la Agencia Internacional de la Energía (2024) advierte que la expansión de la hidroelectricidad exige fortalecer la investigación aplicada y la formación en turbomáquinas; de hecho, para sostener el escenario Net-Zero 2050 la generación hidroeléctrica debería crecer 3,5 % anual entre 2024 y 2030, ritmo imposible de mantener sin bancos de pruebas capaces de reproducir rangos amplios de caudal y presión para nuevos diseños y rehabilitaciones

Vargas (2024) señala que en América Latina las universidades reconocen que la infraestructura de laboratorio dedicada a ingeniería, incluidos los módulos de turbomáquinas, carece de inversión suficiente y avanza con una velocidad insuficiente para satisfacer los Objetivos de Desarrollo Sostenible y la demanda tecnológica regional, ello se traduce en limitaciones para ensayar prototipos, validar correlaciones empíricas (por ejemplo, de bombas operando como turbinas) y formar especialistas.

En el Perú, la generación hidroeléctrica representa el 65.7 % de la producción nacional de energía eléctrica (abril 2024) con una producción hidráulica total de 3 244 GWh según

Osinermin (2024), pero la actualización de la infraestructura formativa no ha seguido ese dinamismo: varios laboratorios, incluido el de la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco (UNSAAC), operan con equipos subdimensionados.

En el Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la UNSAAC, se dispone de un banco de pruebas que utiliza una bomba motriz Pentax 65-160B de 13 kW, la cual, aunque diseñada para un mayor caudal y altura, actualmente solo suministra 822 l/min y 20 m.c.a., esta capacidad no es suficiente para caracterizar completamente la turbina Michell Bancki ni la bomba-turbina (PAT), lo que impide a los estudiantes trazar las curvas completas de eficiencia y estudiar fenómenos de cavitación en el rango de operación para el cual estas máquinas están diseñadas.

Las causas del problema se concentran en que, por un lado, la potencia y el caudal de la bomba principal son claramente insuficientes para las exigencias del banco de pruebas, y por otro, el circuito hidráulico presenta sedimentación mineral en las tuberías debido a la elevada dureza del agua utilizada en el laboratorio, lo cual incrementa las pérdidas de carga a lo largo del trazado y afecta el desempeño hidráulico del sistema.

Como consecuencia de estas deficiencias se obtienen resultados experimentales fragmentarios que dificultan la validación de modelos CFD y de correlaciones para PAT; se limita la experiencia práctica de los estudiantes al impedirles observar curvas características y fenómenos transitorios; aumenta el riesgo de daños prematuros por cavitación o sobrecarga de la bomba existente; y se incrementan los costos de mantenimiento además de perderse oportunidades para proyectos de investigación aplicada y servicios de ensayo externos.

La presente investigación propone la sustitución de la bomba motriz actual por una bomba centrífuga de 22 kW, capaz de suministrar 4 000 l/min y 25 m.c.a., garantizando así un rango operativo más amplio. Posteriormente, se plantea la mejora del circuito hidráulico con el objetivo de reducir las pérdidas de carga; a fin de ajustar adecuadamente la curva del sistema; la implementación de un banco de resistencias con medición de tensión, corriente y frecuencia para el desarrollo de protocolos de ensayo que permitan registrar caudal, presiones,

potencias y velocidad.

1.3. Formulación del Problema

1.3.1. Problema General

- ¿Cómo optimizar la operatividad del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas del Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la UNSAAC, a fin de ampliar su rango operativo y mejorar la caracterización experimental de turbinas y bombas-turbinas?

1.3.2. Problemas Específicos

- ¿De qué manera se puede diagnosticar el sistema hidráulico actual para identificar las limitaciones de caudal, altura manométrica y pérdidas de carga que afectan la operatividad y la calidad de los ensayos en el banco de pruebas?
- ¿Cuál será el impacto de sustituir la bomba principal por una de mayor capacidad y la mejora del circuito hidráulico en la capacidad del banco de pruebas?
- ¿Cómo desarrollar un protocolo de pruebas que asegure la recolección sistemática y el análisis confiable de variables bajo diversas condiciones de operación, garantizando la validez y la repetibilidad de los datos experimentales?
- ¿De qué manera las características y los modos de disipación del banco de resistencias conectado a la salida de los grupos hidroeléctricos influyen en las variables de producción y conversión de energía?
- ¿De qué manera se pueden evaluar los costos asociados a la optimización del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas mediante la modificación de su sistema de alimentación del fluido de trabajo?

1.4. Objetivos

1.4.1. *Objetivo general*

- Optimizar la operatividad del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas del Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la UNSAAC con el fin de ampliar su rango operativo y mejorar la caracterización experimental de turbinas y bombas-turbinas.

1.4.2. *Objetivos específicos*

- 1.- Diagnosticar el sistema hidráulico actual para identificar las limitaciones de caudal, altura manométrica y pérdidas de carga que afectan la operatividad y la calidad de los ensayos en el banco de pruebas.
- 2.- Evaluar el impacto de la sustitución de la bomba principal por una de mayor capacidad y la mejora del circuito hidráulico sobre la capacidad del banco de pruebas.
- 3.- Diseñar y validar un protocolo de pruebas que garantice la recolección sistemática y el análisis confiable de caudal, presiones y potencias bajo diversas condiciones de operación, asegurando la validez y la repetibilidad de los datos experimentales.
- 4.- Analizar la influencia de las características y los modos de disipación del banco de resistencias conectado a la salida de los grupos hidroeléctricos en las variables de producción y conversión de energía (caudal, altura manométrica y eficiencia hidráulica) registradas durante los ensayos.
- 5.- Estimar los costos asociados a la optimización del banco de pruebas mediante la modificación del sistema de alimentación del fluido de trabajo

1.5. Justificación del estudio

Nuestra investigación se justifica en las siguientes razones:

1.5.1. Aspecto teórico

La presente investigación aporta al conocimiento sobre la operación experimental de turbomáquinas hidráulicas al proponer la optimización de un banco de pruebas mediante la modificación del sistema de alimentación del fluido de trabajo. Aunque existen referencias detalladas sobre el diseño y la instrumentación de bancos de ensayo para bombas y turbinas, la literatura se centra mayoritariamente en la caracterización de máquinas individuales y en la predicción de su rendimiento, relegando a un segundo plano la influencia que ejerce la línea de suministro –reservorios, tuberías y válvulas– sobre la calidad de los datos obtenidos de las Heras (2011). De manera complementaria, la sustitución de la bomba motriz por una unidad de mayor potencia ampliará los rangos de caudal y presión disponibles, lo que permitirá ensayar turbomáquinas de capacidades superiores y trazar curvas características completas en condiciones más representativas. Con ello, se resolverá la actual limitación de reproducir únicamente flujos y alturas reducidas, y se favorecerá la obtención de datos experimentales más robustos para la validación de modelos y correlaciones hidráulicas.

1.5.2. Aspecto Ambiental

La presente investigación favorece la protección ambiental al optimizar un banco de pruebas que permite ensayar turbomáquinas hidráulicas de mayor potencia sin recurrir a pruebas directas en cauces naturales. Al disponer de rangos ampliados de caudal y presión dentro de un circuito cerrado:

- Se posibilita la evaluación y mejora de turbinas destinadas a generación de energía limpia, reduciendo la dependencia de combustibles fósiles y, por ende, las emisiones de gases de efecto invernadero.
- Se evita la intervención repetitiva de ríos y embalses para pruebas de prototipos, minimizando los riesgos de contaminación física o química asociados al montaje y desmontaje frecuente de equipos en campo.

- Se impulsa la transición hacia tecnologías hidroeléctricas más eficientes y sostenibles, contribuyendo a la matriz energética renovable del país y a los objetivos climáticos a largo plazo.

En síntesis, la optimización del banco de pruebas fortalece la investigación aplicada en energía hidroeléctrica con un impacto ambiental mínimo, alineándose con la consideración de la hidroelectricidad como una de las fuentes alternativas más rentables y limpias disponibles de las Heras (2011).

1.5.3. Aspecto económico

La implementación de una bomba centrífuga de 22 kW y la intervención técnica integral del circuito hidráulico constituyen una vía costo-eficiente para incrementar la capacidad operativa del banco de pruebas. Estudios sobre modernización de equipos hidráulicos indican que la sustitución de componentes estándar reduce los costos de mantenimiento entre un 30 % y un 40 %, debido a la amplia disponibilidad de repuestos y a la simplificación de las operaciones de servicio Carravetta et al. (2018).

En el ámbito universitario, disponer de un caudal hasta *cuatro veces mayor* y operar a alturas de hasta *40 m.c.a.* disminuye la necesidad de ensayos de campo, acorta los tiempos de obtención de datos y reduce los costos por hora-equipos. Asimismo, la mejora del banco abre oportunidades para servicios externos de caracterización, generando ingresos adicionales que contribuyen a recuperar los gastos asociados a la optimización. En conjunto, la estrategia propuesta se presenta como una alternativa económicamente sólida y sostenible, al equilibrar menores costos de operación con un incremento tangible de la productividad y la vida útil de la infraestructura.

1.5.4. Aspecto social

La optimización del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas de la UNSAAC impacta directamente en el desarrollo social del sur andino. Al disponer de rangos ampliados

de caudal y presión dentro de un circuito cerrado, los estudiantes e investigadores podrán caracterizar con mayor precisión turbinas destinadas a micro-centrales que abastecen a comunidades rurales sin acceso estable a la red eléctrica. Los datos confiables resultantes permitirán diseñar soluciones hidroenergéticas de bajo costo que sustituyan generadores diésel, reduzcan los gastos familiares y mejoren servicios básicos como iluminación escolar y refrigeración de medicamentos. Además, la formación de profesionales con competencia en tecnologías limpias fortalece la capacidad técnica regional y genera nuevas oportunidades de empleo en proyectos de electrificación rural Carravetta et al. (2018) Asimismo, contar con un banco de pruebas optimizado propiciará la colaboración entre la universidad, gobiernos locales y pequeñas empresas hidráulicas, acelerando la transferencia de conocimiento y fomentando la innovación en sistemas de energía renovable apropiados para la geografía cusqueña. La investigación, por lo tanto, actúa como catalizador de desarrollo social al ampliar el acceso a energía limpia y al fortalecer la autonomía tecnológica de las comunidades andinas.

1.5.5. Aspecto académico

La optimización del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas de la UNSAAC representa un aporte académico sustancial. El proyecto no solo perfecciona la infraestructura experimental existente, sino que también generará conocimiento detallado sobre la influencia del sistema de alimentación del fluido en la calidad de los ensayos hidráulicos. El banco mejorado permanecerá como plataforma educativa permanente, permitiendo que futuros estudiantes desarrollen prácticas avanzadas, realicen investigaciones propias y validen modelos teóricos bajo condiciones controladas. La documentación técnica derivada—incluidas curvas de altura vs caudal y eficiencia de diversas turbomáquinas, análisis de pérdidas y protocolos de medición—servirá de referencia en cursos de máquinas hidráulicas, energías renovables y turbomáquinas, fomentando nuevas líneas de investigación y fortaleciendo la formación de profesionales competentes en tecnologías limpias.de las Heras (2011).

1.6. Hipótesis

1.6.1. *Hipótesis general*

- La modificación del sistema de alimentación del fluido de trabajo optimizará la operatividad del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas del Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la UNSAAC, ampliando su rango operativo y mejorando la caracterización experimental de turbinas y bombas-turbinas

1.6.2. *Hipótesis específicas*

- El diagnóstico del sistema hidráulico mostrará que las limitaciones de caudal, altura manométrica y las pérdidas de carga se asocian negativamente con la operatividad y la calidad de los ensayos en el banco de pruebas.
- La sustitución de la bomba principal por una de mayor capacidad y la mejora del circuito hidráulico incrementará el caudal y la presión disponibles, permitiendo alcanzar rangos operativos más amplios durante los ensayos.
- El protocolo de pruebas diseñado y validado garantizará la recolección sistemática y el análisis confiable de caudal, presiones y potencias bajo diversas condiciones de operación, asegurando la validez y la repetibilidad de los datos experimentales.
- Las características y modos de disipación del banco de resistencias influirán significativamente en las variables de producción y conversión de energía (caudal, altura manométrica y eficiencia hidráulica) registradas durante los ensayos.
- La estimación de los costos asociados a la optimización del banco de pruebas permitirá obtener una valoración económica preliminar suficiente para orientar la toma de decisiones en el laboratorio.

1.7. Variables

1.7.1. Variables Independientes

- P_n = Potencia nominal de la bomba (kW)
- N = Velocidad de rotación (rpm)
- K_t = Coeficiente global de pérdidas del circuito hidráulico

1.7.2. Variables Dependientes

- Q = Caudal (m^3/s)
- H = Altura Neta (m)
- n = Eficiencia hidráulica

1.7.3. Variable Interviniente

- Banco de Pruebas

1.7.4. Operacionalización de variables

Figura 2

Operacionalización de variables

VARIABLE		DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	UNIDAD DE MEDIDA	INSTRUMENTO / TÉCNICA
Variable independiente	Potencia nominal de la bomba	Potencia que puede entregar de forma continua y segura en condiciones óptimas, medida comúnmente en vatios (W) o caballos de fuerza (HP) y depende del caudal (litros/seg) y la altura a la que eleva el líquido	Se obtiene directamente de la placa del fabricante o ficha técnica de la bomba	Potencia nominal	kW / HP	Ficha técnica del fabricante
	Velocidad de rotación	Rapidez con que un objeto gira sobre su propio eje, medida comúnmente en revoluciones por minuto (RPM) o en radianes por segundo (rad/s)	Se mide durante la operación de la bomba mediante un tacómetro	Revoluciones por minuto	rpm	Tacómetro
	Coefficiente global de pérdidas	Valor adimensional (como k, f o C) que resume las resistencias al flujo de un fluido, englobando las pérdidas por fricción a lo largo del tubo (dependiendo del material y longitud) y las pérdidas menores por accesorios	Se calcula a partir de las pérdidas de carga totales y la altura del sistema	Pérdidas totales de energía	Adimensional	Cálculo hidráulico
Variable dependiente	Caudal	cantidad de un fluido (líquido o gas) que pasa por una sección en un tiempo determinado	Se mide durante la operación del banco de pruebas	Caudal volumétrico	m ³ /s, L/min	Caudalímetro
	Altura	Energía por unidad de peso que la bomba entrega al fluido	Se determina a partir de la diferencia de presión entre la succión y descarga de la bomba	Altura manométrica	m.c.a.	Manómetros
	Eficiencia hidráulica	Relación entre la potencia que realmente entrega al fluido (potencia hidráulica) y la potencia mecánica que recibe en su eje	Se calcula usando el caudal, la altura y la potencia absorbida por la bomba	Rendimiento hidráulico	%	Cálculo matemático

Nota: Elaboración propia.

1.8. Alcances y Limitaciones

1.8.1. Alcances

- En el proyecto se hará la sustitución de la bomba motriz actual de 13 kW por una bomba centrífuga de 22 kW equipada con variador de frecuencia, junto con su adecuada alineación y conexión eléctrica.
- En el proyecto se retirarán las reducciones y tramos obstruidos de la tubería, se instalarán nuevas secciones y accesorios de diámetro compatible con un caudal de ≈ 4000 l/min y una altura de 25 m.c.a., asegurando la hermeticidad del sistema.
- En el proyecto se calibrará el variador de frecuencia para operar la bomba entre 10 Hz y 60 Hz, asegurando el control de la velocidad de rotación y la obtención de curvas $Q-H$ a distintas revoluciones.
- En el proyecto se verificará y ajustará la instrumentación existente (caudalímetro y manómetros) dentro de su rango de precisión para registrar caudal, altura y presiones durante las pruebas.

1.8.2. Limitaciones

- No se realizarán alteraciones estructurales en la edificación ni en el tanque de almacenamiento; la intervención se limitará al circuito hidráulico y a la sala de bombas existente.
- En el proyecto no se realizará evaluación de impacto ambiental, medición de niveles de ruido ni estudio de vibraciones transmitidas al edificio; la intervención se circunscribirá a requisitos académicos internos.

1.9. Metodología de la investigación

1.9.1. Enfoque de la investigación

El enfoque de la investigación es cuantitativo, orientado a la medición numérica y análisis objetivo del rendimiento hidráulico y energético del banco de pruebas antes y después de las mejoras introducidas. Dado que el objetivo es caracterizar y cuantificar variables de desempeño (caudal, presión, potencia, eficiencia, etc.), se emplea la recopilación de datos numéricos con instrumentos de medición para sustentar los resultados con evidencia empírica.

1.9.2. Tipo de investigación

El tipo de investigación es aplicada de carácter tecnológico-desarrollativo, ya que busca resolver un problema práctico específico, la mejora de un banco de ensayos hidráulico existente, mediante la aplicación de conocimientos científicos y técnicos. La investigación experimental aplicada, en el contexto de un banco de pruebas para turbomáquinas hidráulicas, implica realizar ensayos controlados para evaluar el comportamiento y el rendimiento de estas máquinas bajo diferentes condiciones de operación. Se busca aplicar teorías y modelos en un entorno práctico para obtener datos útiles y relevantes. Para el control de variables externas como temperatura del agua, en este caso el agua se mantendrá a temperatura ambiente, en el caso de presión se implementan manómetros y válvulas de regulación para estabilizar la presión del sistema. En cuanto a las condiciones ambientales se realizará pruebas en un entorno controlado, minimizando factores como la temperatura ambiente y la humedad que podrían afectar el rendimiento de bomba.

1.9.3. Nivel de investigación

- Descriptivo, es descriptivo porque se realizará la caracterización detallada del desempeño del banco de pruebas mejorado, se describirá el comportamiento del sistema bajo

distintas condiciones operativas. Estas curvas y datos permitirán describir cuantitativamente el rendimiento alcanzado tras las mejoras

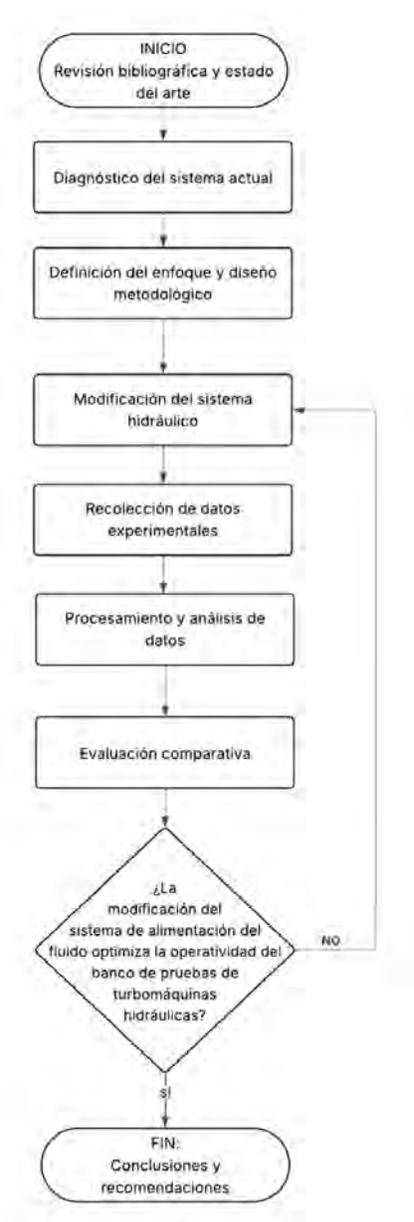
- Explicativo, ya que busca explicar las causas de las mejoras en el rendimiento, estableciendo la relación de causalidad entre las intervenciones técnicas realizadas y los cambios observados en las variables de salida.

1.9.4. Diseño de investigación

El diseño de la investigación es de tipo experimental con un esquema pre-experimental de comparación antes-después en un solo caso de estudio (el propio banco de pruebas). Esto significa que se realizarán mediciones del desempeño del sistema tras la implementación de las mejoras, comparándolas contra referencias del estado original o datos esperados, para evaluar cuantitativamente el impacto de las modificaciones.

Figura 3

Diagrama de flujo del diseño de la investigación



Nota: El diagrama detalla la metodología y el proceso de retroalimentación para optimizar el banco de pruebas mediante la mejora del sistema de alimentación.

Técnicas de recolección de datos y revisión de la literatura

Se llevó a cabo una revisión exhaustiva del estado del arte y de las fuentes bibliográficas pertinentes al objeto de estudio. En esta etapa se identificaron los principales enfoques teóricos, metodológicos y experimentales relacionados con la investigación.

Además, se consultaron diversas fuentes de información, tanto físicas como digitales, incluyendo repositorios institucionales, páginas web especializadas, una biblioteca personal, así como los fondos documentales de la biblioteca de la Facultad de Ingeniería Eléctrica, Electrónica, Informática y Mecánica (FIEEIM) de la UNSAAC.

En relación con los materiales utilizados, se recurrió a tesis de grado, artículos científicos, videos académicos, catálogos técnicos y otros recursos complementarios que aportaron al sustento teórico y contextual del trabajo. En consecuencia, la integración de estas fuentes permitió consolidar una base documental sólida para el desarrollo de la presente investigación.

Adicionalmente, se procedió con la recolección de datos experimentales mediante el sistema de control automatizado del banco de pruebas. Este sistema está equipado con un controlador lógico programable (PLC), el cual permite procesar en tiempo real las señales provenientes de los sensores instalados en el circuito hidráulico.

En efecto, dicho PLC integra y transmite la información a una plataforma web, facilitando así el monitoreo y registro de los parámetros operativos desde cualquier dispositivo con acceso a red inalámbrica. Esta capacidad de adquisición remota de datos optimiza el seguimiento continuo de las condiciones experimentales, lo que resulta fundamental para el análisis posterior

Los temas que intervienen en el estudio son:

- Metodología de la investigación;
- Mecánica de fluidos;
- Turbomaquinas Hidráulicas;

- Análisis de Datos;
- Dibujo mecánico asistido por computadora.
- Análisis de Rendimiento;
- Evaluación de costos.

1.10. Procesamiento y análisis de datos

Se procesaron los datos obtenidos para su respectivo análisis; así poder determinar el impacto de las modificaciones.

Los softwares a utilizar en el estudio son:

- Latex
- AutoCad 2025
- Ansys
- Matlab 2021

1.11. Estado del Arte

1.11.1. Antecedentes Internacionales

- En Loja (Ecuador), Jiménez (2016) optimizó el banco de pruebas hidráulicas del Laboratorio de Energía y Fluidos de la Universidad Nacional de Loja para analizar curvas características de impulsores de bombas radiales semiabiertas y usarlo como plataforma didáctica. El estudio fue cuantitativo, descriptivo, no experimental y transeccional; la muestra correspondió al propio banco, tuberías de PVC de 1" y cuatro rodetes radiales fabricados por CNC. A 3200 rpm, los rodetes registraron eficiencias entre 79 % y 84 %, destacando el rodete 4. Las curvas obtenidas permitieron ajustar modelos polinómicos

de altura manométrica, potencia y eficiencia. Se concluyó que el banco optimizado ofrece condiciones de operación confiables para la formación académica y se recomienda su uso regular y la incorporación de instrumentación electrónica más precisa.

- En la Universidad Central de Venezuela, Hernández (2013) presentó un proyecto para modernizar el laboratorio de Turbomáquinas mediante la rehabilitación eléctrica de 3 bancos de ensayo: Turbina Francis, Bomba Centrífuga y Compresor de Flujo Axial. El objetivo central fue restablecer un control de velocidad estable, mejorar el registro de variables eléctricas y crear una simulación didáctica de generación hidroeléctrica. La investigación tuvo un enfoque analítico-propositivo, con un diseño no experimental y transeccional, donde la muestra correspondió a los tres bancos y sus respectivos motores.

El diagnóstico inicial evidenció fallas críticas en los sistemas manuales de regulación, por lo cual se propuso la incorporación de variadores SIMOREG *DC* MASTER para el control automático de velocidad y el monitoreo constante de parámetros eléctricos. La implementación técnica incluyó la instalación de filtros, reactores, un transformador de 416/156 V y un generador síncrono de 4 kW destinado a la simulación de una central hidroeléctrica. Asimismo, se actualizaron los sistemas de protección, la instrumentación de par y las canalizaciones tanto eléctricas como mecánicas. El proyecto demostró que la automatización incrementa la fiabilidad de las mediciones y reduce la intervención humana, concluyendo que el uso de los equipos y las guías elaboradas permitirá un sistema más seguro, con una precisión de $\eta \approx$ óptima y adaptable a futuras actualizaciones tecnológicas.

1.11.2. Antecedentes Nacionales

- En la UNSAAC (Cusco), Gustin Camacho (2022) diseñó y construyó un banco de pruebas para ensayar turbomáquinas hidráulicas —incluida una bomba centrífuga operando como turbina y una turbina Michell-Banki— con potencias de hasta 6 kW, con el ob-

jetivo de comparar potencia generada y eficiencia bajo caudales y alturas controladas. El estudio fue cuantitativo, descriptivo, no experimental y transeccional; la muestra correspondió a los elementos del banco (bomba simuladora Pentax CH65-160B, BFT Pentax CA80-200A, turbina Michell-Banki y tuberías DN 125– DN 100).

Se definieron tres puntos de operación hidráulica: $0,037 \text{ m}^3/\text{s}$ –6 kW, $0,025 \text{ m}^3/\text{s}$ –4 kW y $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ –1 kW. Las pérdidas totales de carga resultaron de 4,86 m hacia la bomba-turbina y 4,903 m hacia la Michell-Banki ($\approx 0,9\%$ de diferencia). La validación *CFD* mostró desviaciones menores al $0,8\%$ respecto a los cálculos analíticos en la mayoría de tramos y errores inferiores al $5,7\%$ en accesorios dispersos. El bloque de cimentación disipó el $96,4\%$ de la fuerza de excitación, manteniéndose debajo del umbral de resonancia.

La aplicación de la metodología *VDI* 2221/2225 permitió concretar un diseño final que integra estructura metálica, reservorio y tuberías capaces de reproducir las condiciones hidráulicas previstas. Las simulaciones confirmaron que el banco soporta los esfuerzos mecánicos y reproduce pérdidas de carga con desvíos menores al 6% , validando su idoneidad para comparar con precisión equipos convencionales y no convencionales de microgeneración.

- González Cruz (2023) evaluó en el Laboratorio de maquinas hidráulicas-UNSAAC una bomba Pentax CA80-200A de 7,5 HP ($\approx 5,5 \text{ kW}$) operando en modo inverso como turbina. A partir de los triángulos de velocidades se determinó un régimen de diseño de $H_n \approx 22 \text{ m}$ y $Q \approx 0,038 \text{ m}^3/\text{s}$ (2 280 l/min), con potencia al eje prevista de 6,14 kW y eficiencia hidráulica $\eta_h \approx 0,91$, valores propios de una turbina de reacción lenta tipo Francis (grado de reacción $R = 0,612$).

Sin embargo, las pruebas realizadas con la bomba principal disponible sólo alcanzaron $H_n \approx 10,4 \text{ m}$ y $Q \approx 1 119 \text{ l/min}$; en esas condiciones la PAT entregó 1,46 kW al eje con una eficiencia de 77% , mientras que la eficiencia global del grupo se limitó al

51 %. El cuello de botella es el sistema de alimentación: el banco opera con una sola bomba de 13 kW que no puede suministrar el caudal y la altura necesarios para que la CA80-200A alcance su punto de máxima potencia. Las curvas quedan dominadas por las pérdidas de línea y por la carga eléctrica, restringiendo la potencia útil (1,46 kW frente a los 6 kW teóricos) y la eficiencia de conversión. Conscientes de esta brecha, la autora recomienda instalar un segundo grupo de bombeo de aproximadamente 30 HP en serie o en paralelo; ello ampliaría significativamente los rangos de Q y H y permitiría que la PAT “trabaje con toda su capacidad para la cual fue diseñada”.

- Huayhua Calla & Mamani Caceres (2024) en la UNSAAC, ensayaron una microturbina Michell–Banki nominal de 3 kW, concebida para trabajar con un caudal de 1 200 l/min y alcanzar alrededor de 71 % de eficiencia hidráulica. No obstante, el mejor desempeño experimental, obtenido con el rodete de 27 álabes a 60 Hz, solamente entregó 1.96 kW al eje y se quedó en 48.78 % de eficiencia.

El cuello de botella reside en la bomba principal Pentax CM 65-160 B (13 kW, 700–2 400 l/min, 21–35 m c.a.), incapaz de suministrar la altura y el caudal necesarios para que la turbina alcance su régimen de máxima eficiencia. Las curvas resultantes del banco pasan a estar dominadas por las pérdidas de la línea y la carga eléctrica, limitando tanto la potencia útil (1,96 kW frente a los 3 kW previstos) como la eficiencia (48.78 % frente al 71 % teórico). Conscientes de esta brecha, los autores recomiendan sustituir la bomba principal por una unidad de aproximadamente 30 HP, lo que ampliaría significativamente el rango de caudales y alturas y permitiría que la Michell–Banki “trabaje con toda su capacidad para la cual fue diseñada”.

El estudio de Gustin Camacho (2022) tiene un enfoque integral, orientado al diseño y validación de un banco de pruebas multipropósito de hasta 6 kW. La aplicación de la metodología VDI 2221/2225, junto con la validación mediante simulaciones CFD y análisis estructural, permitió obtener desviaciones menores al 6 % en las pérdidas de

carga, garantizando condiciones hidráulicas controladas y resultados experimentales confiables. Este trabajo constituye un antecedente sólido desde el punto de vista metodológico y de infraestructura experimental. Por otro lado, los estudios de González Cruz (2023) y Huayhua Calla y Mamani Cáceres (2024) evidencian una marcada brecha entre el desempeño teórico y experimental de los equipos ensayados. La bomba Pentax CA80-200A operando como turbina solo alcanzó 1,46 kW frente a los 6 kW teóricos, con una eficiencia hidráulica del 77 %, mientras que la microturbina Michell-Banki entregó 1,96 kW frente a los 3 kW nominales y una eficiencia de 48,78 %, muy por debajo del valor esperado. En ambos casos, la principal limitación fue la insuficiente capacidad del sistema de bombeo del banco, dominado por pérdidas de carga y restricciones de caudal y altura. En síntesis, los estudios comparados confirman que el desempeño real de turbomáquinas hidráulicas en laboratorio depende críticamente del adecuado dimensionamiento del banco de pruebas. Mientras Gustin Camacho (2022) logra minimizar estas limitaciones mediante un diseño integral, los trabajos posteriores resaltan la necesidad de mejorar el sistema de alimentación hidráulica para obtener resultados representativos del comportamiento real de los equipos evaluados.

CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO

2.1. Fundamentos de Mecánica de fluidos

2.1.1. Ecuación general de la energía para flujos en tuberías

En el análisis de sistemas hidráulicos como el banco de pruebas de turbomáquinas, la ecuación general de la energía constituye una herramienta esencial para describir el comportamiento del fluido a lo largo de tuberías. Esta ecuación representa la conservación de la energía mecánica en un flujo estacionario de fluido incompresible y se expresa mediante términos de carga de presión, carga cinética y carga potencial, además de las pérdidas por fricción y agregados de energía externa.

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + h_{\text{agregado}} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_{\text{pérdida}} \quad (1)$$

- $\frac{p}{\gamma}$ es la carga de presión [m],
- $\frac{v^2}{2g}$ es la carga cinética [m],
- z es la altura geométrica [m],
- h_{agregado} representa energía añadida por bombas u otros equipos [m],
- $h_{\text{pérdida}}$ son las pérdidas por fricción y accesorios [m].

Esta formulación resulta del balance de energía entre dos secciones de una línea de corriente, asumiendo flujo estacionario, sin variaciones en la temperatura y densidad del fluido, como suele ser el caso en instalaciones hidráulicas de laboratorio White (2016) La aplicación de esta ecuación en el banco de pruebas optimizado permite evaluar cómo las modificaciones en la red de tuberías afectan la eficiencia del sistema, la distribución de presiones y la energía disponible para el análisis de turbomáquinas.

2.1.2. Ecuación de la Continuidad

En sistemas hidráulicos como el banco de pruebas de turbomáquinas, la ecuación de la continuidad permite asegurar que la masa de fluido se conserva al desplazarse por un conducto cerrado. Esta ecuación es consecuencia directa del principio de conservación de la masa aplicado a un flujo estacionario, incompresible y unidimensional, condiciones generalmente válidas en instalaciones de laboratorio White (2016).

$$A_1v_1 = A_2v_2 \quad (2)$$

Donde:

- A es el área transversal del conducto [m^2],
- v es la velocidad promedio del flujo [m/s].

La ecuación indica que el producto del área de una sección por la velocidad del fluido en dicha sección se mantiene constante a lo largo de la línea de flujo. Así, una reducción en el área de paso implica un aumento en la velocidad del fluido, y viceversa.

De esta relación también se deriva la definición del caudal volumétrico Q , que representa el volumen de fluido que atraviesa una sección por unidad de tiempo:

$$Q = Av \quad (3)$$

Donde:

- Q es el caudal volumétrico [m^3/s],
- A es el área transversal [m^2],
- v es la velocidad media del fluido [m/s].

2.1.3. Análisis de pérdidas de carga primarias

Las pérdidas de carga primarias, también conocidas como pérdidas por fricción, son un componente fundamental en el análisis de sistemas de flujo de fluidos. Se refieren a la energía que se pierde en un sistema de tuberías debido a la fricción interna del fluido y al rozamiento entre el fluido y las paredes del conducto. Mott & Untener (2015)

Para el análisis riguroso de las pérdidas de carga en el presente estudio, se ha seleccionado la ecuación de Darcy-Weisbach. Esta elección se fundamenta en su superioridad teórica y aplicabilidad universal en comparación con formulaciones empíricas como la de Hazen-Williams

$$h_L = f \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \cdot \left(\frac{v^2}{2g}\right) \quad (4)$$

Donde:

- h_L es la pérdida de carga por fricción (m).
- f es el factor de fricción de Darcy (adimensional).
- L es la longitud del tramo de tubería (m).
- D es el diámetro interior de la tubería (m).
- v es la velocidad media del flujo (m/s).
- g es la aceleración de la gravedad (m/s²).

El factor de fricción (f) es el parámetro más complejo de esta ecuación. Su valor depende de dos números adimensionales: el Número de Reynolds (Re), que caracteriza el régimen de flujo, y la rugosidad relativa (ε/D), que caracteriza la superficie de la tubería.

El número de Reynolds se calcula de la siguiente forma:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (5)$$

donde μ es la viscosidad dinámica y ν es la viscosidad cinemática del fluido. Para flujo en tuberías, se considera generalmente que $Re < 2000$ corresponde a un régimen laminar y $Re > 4000$ a un régimen turbulento. Mataix (2006)

La rugosidad relativa es el cociente entre la rugosidad absoluta (ε), que es una medida de la altura media de las irregularidades de la pared interna del tubo, y el diámetro de la tubería.

2.1.4. Análisis de pérdidas de carga secundarias

En el análisis de flujo en tuberías a presión, además de las pérdidas principales por fricción, deben considerarse las llamadas pérdidas secundarias o menores. Estas pérdidas ocurren en elementos que alteran el flujo, como válvulas, codos, tes, reducciones, ampliaciones, entradas y salidas. Aunque su denominación sugiere poca importancia, pueden llegar a representar una fracción significativa del total de energía disipada en sistemas con múltiples accesorios Mott & Untener (2015).

Estas pérdidas se cuantifican mediante la siguiente expresión:

$$h_L = K \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (6)$$

donde:

- h_L es la pérdida secundaria de energía [m],
- K es el coeficiente de pérdida adimensional,
- v es la velocidad del flujo [m/s],
- g es la aceleración de la gravedad [m/s²].

El coeficiente K depende de la geometría del elemento perturbador y del régimen de flujo. Según Potter & Wiggert (2011) , estos valores provienen de ensayos experimentales

normalizados y permiten evaluar con precisión el comportamiento energético del sistema. La Tabla 2 presenta algunos valores representativos:

Tabla 2

Coefficientes de pérdida K para accesorios comunes en tuberías

Accesorio	Coefficiente K
Entrada con borde cuadrado	0.50
Codo de 90° redondo liso	0.22
Té (flujo por rama principal)	0.10
Té (flujo por rama lateral)	1.00
Válvula de globo abierta	10.00
Contracción súbita	0.42
Ampliación súbita ($D_2/D_1 = 2$)	0.37

Nota: La tabla presenta valores típicos de coeficientes de pérdida local K utilizados para estimar las pérdidas menores en sistemas de tuberías . Adaptado de Mott & Untener (2015) .

Una alternativa para incorporar estas pérdidas en los cálculos hidráulicos consiste en utilizar la longitud equivalente L_e , que transforma la pérdida secundaria en una pérdida de fricción ficticia:

$$K = f \cdot \frac{L_e}{D} \quad (7)$$

donde:

- f es el factor de fricción de Darcy,
- L_e es la longitud equivalente [m],
- D es el diámetro interno de la tubería [m] Munson et al. (2011).

Este enfoque facilita el tratamiento unificado de pérdidas en simulaciones o cálculos manuales. En bancos de pruebas, donde se concentran múltiples accesorios en trayectos cor-

tos, no considerar las pérdidas secundarias podría generar una sobrestimación de la eficiencia hidráulica del sistema Morán (1987).

2.1.5. Curva Característica del Sistema y Punto de Operación

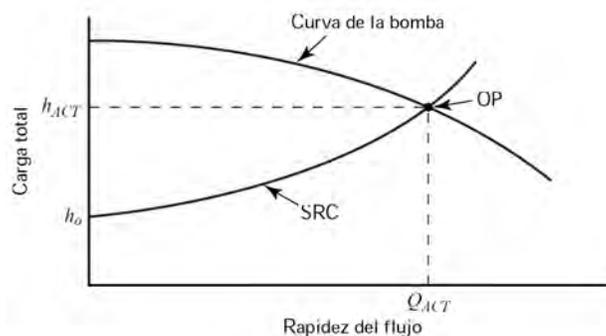
La curva característica del sistema es una representación gráfica que muestra la altura total que una bomba debe suministrar para mover un determinado caudal a través de una instalación específica. Esta altura, H_{sistema} , es la suma de la altura estática total ($H_{\text{estática}}$, la diferencia de elevación entre los niveles de los depósitos de succión y descarga) y las pérdidas de carga totales, que son proporcionales al cuadrado del caudal (Q). Guano & Jijón (2024) Por lo tanto, la curva del sistema sigue una forma parabólica descrita por la ecuación:

$$H_{\text{sistema}} = H_{\text{estática}} + kQ^2 \quad (8)$$

Por otro lado, una bomba tiene su propia curva característica (curva H-Q), que muestra la altura que puede proporcionar en función del caudal que impulsa. El punto de operación de la bomba en la instalación es el único punto donde la altura requerida por el sistema es exactamente igual a la altura suministrada por la bomba. Gráficamente, este punto se encuentra en la intersección de la curva de la bomba y la curva del sistema. Mott & Untener (2015)

Figura 4

Ilustración genérica del punto de operación de una bomba en un sistema de flujo de fluidos



Nota: Donde OP es el punto de operación. Fuente Mott & Untener (2015)

2.1.6. Fenómeno de Cavitación en Turbomáquinas

La cavitación es un fenómeno no deseado que afecta negativamente al rendimiento de las turbomáquinas hidráulicas, especialmente en las bombas operando como turbinas (PAT), y debe ser considerado en el diseño y operación del banco de pruebas propuesto en esta tesis. La cavitación ocurre cuando la presión en una zona del fluido desciende por debajo de la presión de vapor del líquido, provocando la formación de burbujas de vapor que colapsan violentamente aguas abajo, generando erosión, vibraciones, ruido y pérdida de eficiencia Aguado-Martínez (2009)

2.1.7. Condiciones de aparición

La cavitación se presenta cuando se cumple la condición:

$$p \leq p_v \quad (9)$$

donde:

- p : presión local del fluido [Pa],
- p_v : presión de vapor del fluido a la temperatura de operación [Pa].

El colapso de las burbujas puede generar impactos de hasta miles de bares sobre las superficies metálicas, deteriorando el material y afectando el rendimiento salvador de las heras (2011).

2.1.8. Altura Neta Positiva de Succión (NPSH)

La evaluación del riesgo de cavitación se realiza mediante la Altura Neta Positiva de Succión. Existen dos formas fundamentales:

2.1.9. *NPSH disponible ($NPSH_D$)*

$$NPSH_D = \frac{p_0}{\rho g} + z_B - h_{f,asp} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (10)$$

donde:

- p_0 : presión atmosférica o absoluta en la superficie del depósito [Pa],
- ρ : densidad del líquido [kg/m³],
- g : aceleración de la gravedad [m/s²],
- z_B : altura geométrica desde la superficie libre hasta el eje de la bomba [m],
- $h_{f,asp}$: pérdidas por fricción en la línea de aspiración [m],
- p_v : presión de vapor del líquido [Pa].

2.1.10. *NPSH requerido ($NPSH_R$)*

Valor mínimo de succión necesario para evitar cavitación, determinado por el fabricante para cada máquina.

2.1.11. *Condición de seguridad*

$$NPSH_D > NPSH_R \quad (11)$$

El margen de seguridad se define como:

$$MS = NPSH_D - NPSH_R \quad (12)$$

con un valor recomendado no menor a 0.5 m salvador de las heras (2011); Aguado-Martínez (2009).

2.1.12. Tipos y efectos de cavitación

Existen distintas formas de cavitación dependiendo de las condiciones del sistema:

- **Cavitación de burbuja:** aparición puntual de núcleos de vapor.
- **Cavitación laminar:** estructuras largas y estables de burbujas.
- **Cavitación de nube:** colapso colectivo en masa de burbujas.
- **Cavitación de vórtice:** formación en zonas con alta rotación.

Estos fenómenos provocan vibraciones, erosión localizada, reducción del rendimiento hidráulico, ruidos metálicos y, eventualmente, daño mecánico Aguado-Martínez (2009).

2.1.13. Medidas preventivas

Para evitar cavitación en el banco de pruebas de turbomáquinas se recomienda:

- Ubicar la bomba por debajo del nivel del líquido.
- Minimizar las pérdidas por fricción en la línea de aspiración.
- Utilizar tuberías de mayor diámetro y reducir el número de codos.
- Evitar temperaturas elevadas que incrementen la presión de vapor.
- Verificar que $NPSH_D > NPSH_R$ con un margen de seguridad mínimo.
- Usar materiales resistentes a la cavitación (acero inoxidable, recubrimientos cerámicos).

CAPÍTULO III: DIAGNOSTICO DEL SISTEMA HIDRÁULICO ACTUAL

3.1. Descripción del Banco de Pruebas Existente

Antes de proceder con el diagnóstico, es fundamental describir la configuración y los componentes del banco de pruebas en su estado original, tal como fue concebido por Gustin Camacho (2022). El banco es un sistema de circuito cerrado diseñado para permitir el ensayo experimental y la evaluación del rendimiento de diversas turbomáquinas hidráulicas.

- **Propósito del Banco:** El objetivo del banco es permitir a los estudiantes e investigadores trazar las curvas características (Altura-Caudal, Potencia-Eficiencia) de diferentes turbinas y bombas, validando modelos teóricos y estudiando fenómenos hidráulicos como la cavitación en un entorno controlado.
- **Circuito Hidráulico:** El sistema consiste en un circuito cerrado de tuberías de acero que conectan un tanque de almacenamiento principal con los diferentes puestos de ensayo. Las tuberías presentan una combinación de diámetros nominales, principalmente DN 125 y DN 100.
- **Bomba Motriz Principal:** El elemento central del sistema de alimentación es una bomba centrífuga Pentax modelo CM 65-160B, accionada por un motor eléctrico de 13 kW. Según las especificaciones del fabricante, esta bomba está diseñada para entregar un caudal nominal en un rango de 700 a 2400 l/min (0.011 a 0.04 m³/s) y alturas manométricas entre 21 y 35 m.c.a.
- **Turbomáquinas Objeto de Ensayo:** El banco está equipado para ensayar principalmente dos máquinas:
 1. Una turbina Michell-Banki de flujo cruzado, con una potencia nominal de 3 kW.

2. Una bomba centrífuga Pentax CA80-200A de 7.5 HP (5.5 kW) para ser operada en modo inverso como Bomba-Turbina (PAT).

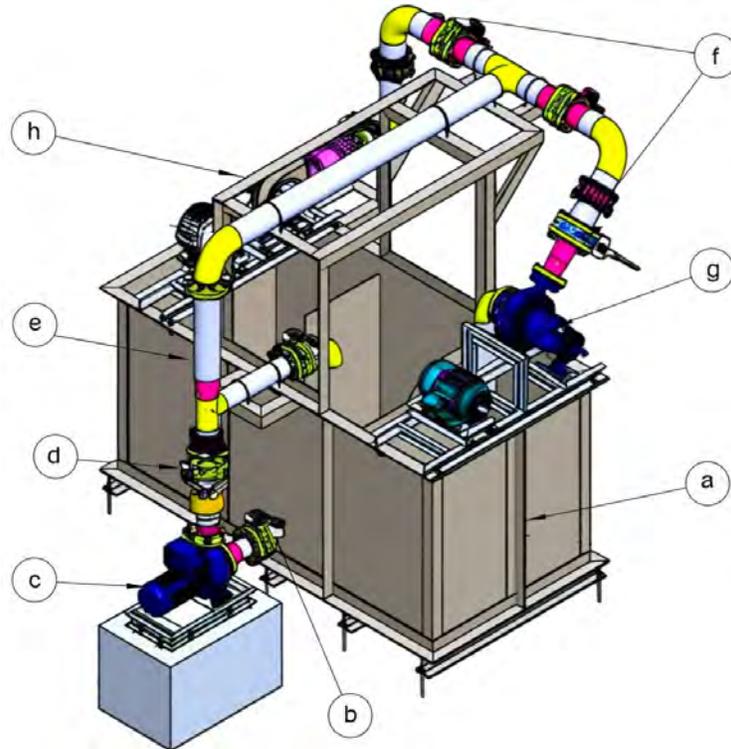
- **Instrumentación Original:** El banco cuenta con instrumentación para medir las variables operativas clave, incluyendo manómetros para la presión y un caudalímetro para el flujo volumétrico. Los datos son procesados por un Controlador Lógico Programable (PLC) que permite el monitoreo

3.1.1. Componentes del sistema hidráulico

Para comenzar, el sistema hidráulico del banco de pruebas está constituido por un reservorio rectangular, una red de tuberías, diversos equipos y accesorios hidráulicos, y un conjunto de válvulas.

Figura 5

Componentes de banco de pruebas



Nota: Adaptado de Gustin Camacho (2022).

se aprecian los siguientes componentes:

- Reservorio
- Línea de Succión
- Equipo de Bombeo
- Línea de Descarga Principal
- Línea Reguladora de Caudal
- Líneas de Alimentación a Generadores
- Grupo de Generación No Convencional
- Grupo de Generación Convencional

3.2. Metodología del Diagnóstico

Para llevar a cabo una evaluación integral y metódica del sistema, se siguió un procedimiento estructurado en tres fases clave, garantizando que cada hallazgo cualitativo fuera respaldado por un análisis cuantitativo.

3.2.1. Inspección Visual y Desmontaje del Circuito

Se procedió al desmontaje sistemático y ordenado de los componentes principales del circuito hidráulico. Esta operación incluyó la desconexión y extracción de la bomba motriz Pentax 65-160B, así como el desensamble de las tuberías de acero de la línea de aspiración e impulsión. y de todos los accesorios intermedios (válvulas, codos, reducciones).

Figura 6

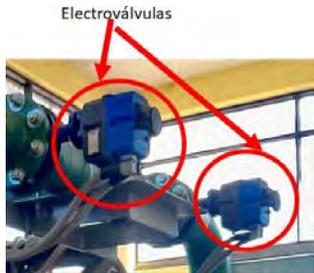
Verificación visual de componentes del banco de pruebas

COMPONENTE	ELEMENTO A INSPECCIÓN	ESTADO	OBSERVACIONES
Tanque		OPERATIVO () OPERATIVO CON OBSERVACIONES (X) NO OPERATIVO ()	Caída de rebose de agua entre compartimentos ocasiona turbulencia a la succión de la bomba
Válvula de pie roscada		OPERATIVO () OPERATIVO CON OBSERVACIONES (X) NO OPERATIVO ()	Válvula instalada no correspondía al tipo adecuado para la disposición horizontal del sistema
Reducción y válvula en ingreso a bomba		OPERATIVO () OPERATIVO CON OBSERVACIONES (X) NO OPERATIVO ()	Ingreso directo con reducción DN 100 → DN 80
Bomba Pentax 65-160B		OPERATIVO () OPERATIVO CON OBSERVACIONES (X) NO OPERATIVO ()	Bomba no cumple con parámetros esperados
Válvula check descarga		OPERATIVO (X) OPERATIVO CON OBSERVACIONES () NO OPERATIVO ()	N/A
Rodete		OPERATIVO () OPERATIVO CON OBSERVACIONES (X) NO OPERATIVO ()	Superficie presentaba irregularidades, erosiones puntuales y picaduras, particularmente en los bordes de ataque de los álabes.

Nota: Elaboración propia.

Figura 7

Verificación visual de componentes del banco de pruebas

<p>Ampliación de tubería DN 65 a DN 100</p>		<p>OPERATIVO ()</p> <p>OPERATIVO CON OBSERVACIONES ()</p> <p>NO OPERATIVO (X)</p>	<p>La medición en campo reveló un diámetro de entrada de 50 mm. Por consiguiente, esta configuración genera un cuello de botella.</p>
<p>Válvula de mariposa tipo wafer/lug con actuador eléctrico rotativo</p>		<p>OPERATIVO ()</p> <p>OPERATIVO CON OBSERVACIONES (X)</p> <p>NO OPERATIVO ()</p>	<p>Se observó que el sello interno o empaque se encontraba atorado.</p>
<p>Tuberías</p>		<p>OPERATIVO ()</p> <p>OPERATIVO CON OBSERVACIONES (X)</p> <p>NO OPERATIVO ()</p>	<p>. La acumulación de óxido y la rugosidad superficial indican un proceso activo de corrosión interna</p>
<p>Válvulas mariposa</p>		<p>OPERATIVO (X)</p> <p>OPERATIVO CON OBSERVACIONES ()</p> <p>NO OPERATIVO ()</p>	<p>N/A</p>
<p>Variador de frecuencia</p>		<p>OPERATIVO (X)</p> <p>OPERATIVO CON OBSERVACIONES ()</p> <p>NO OPERATIVO</p>	<p>N/A</p>

Nota: Elaboración propia.

Figura 8

Verificación visual de componentes del banco de pruebas

<p>Instrumentación asociada</p>		<p>OPERATIVO <input checked="" type="checkbox"/> (X)</p> <p>OPERATIVO CON OBSERVACIONES <input type="checkbox"/> ()</p> <p>NO OPERATIVO <input type="checkbox"/> ()</p>	<p>N/A</p>
<p>Banco de carga resistivo</p>		<p>OPERATIVO <input type="checkbox"/> ()</p> <p>OPERATIVO CON OBSERVACIONES <input checked="" type="checkbox"/> (X)</p> <p>NO OPERATIVO <input type="checkbox"/> ()</p>	<p>Banco de carga no ofrece capacidad para disipar mas de 4.4Kw</p>
<p>Grupo de generación no convencional</p>		<p>OPERATIVO <input checked="" type="checkbox"/> (X)</p> <p>OPERATIVO CON OBSERVACIONES <input type="checkbox"/> ()</p> <p>NO OPERATIVO <input type="checkbox"/> ()</p>	<p>N/A</p>
<p>Grupo de generación convencional</p>		<p>OPERATIVO <input checked="" type="checkbox"/> (X)</p> <p>OPERATIVO CON OBSERVACIONES <input type="checkbox"/> ()</p> <p>NO OPERATIVO <input type="checkbox"/> ()</p>	<p>N/A</p>
<p>Centro de control automatizado</p>		<p>OPERATIVO <input checked="" type="checkbox"/> (X)</p> <p>OPERATIVO CON OBSERVACIONES <input type="checkbox"/> ()</p> <p>NO OPERATIVO <input type="checkbox"/> ()</p>	<p>N/A</p>

Nota: Elaboración propia.

3.2.2. Levantamiento de Componentes del Sistema Actual

Durante las labores de desmontaje del sistema hidráulico, se ejecutó paralelamente un levantamiento detallado de los elementos que conforman el circuito en su estado actual. Esta labor consistió en la recopilación meticulosa de las dimensiones físicas y la disposición espacial de los componentes, registrando tanto la longitud como el diámetro nominal e interno de cada segmento de tubería, así como la posición y tipo de cada accesorio interconectado.

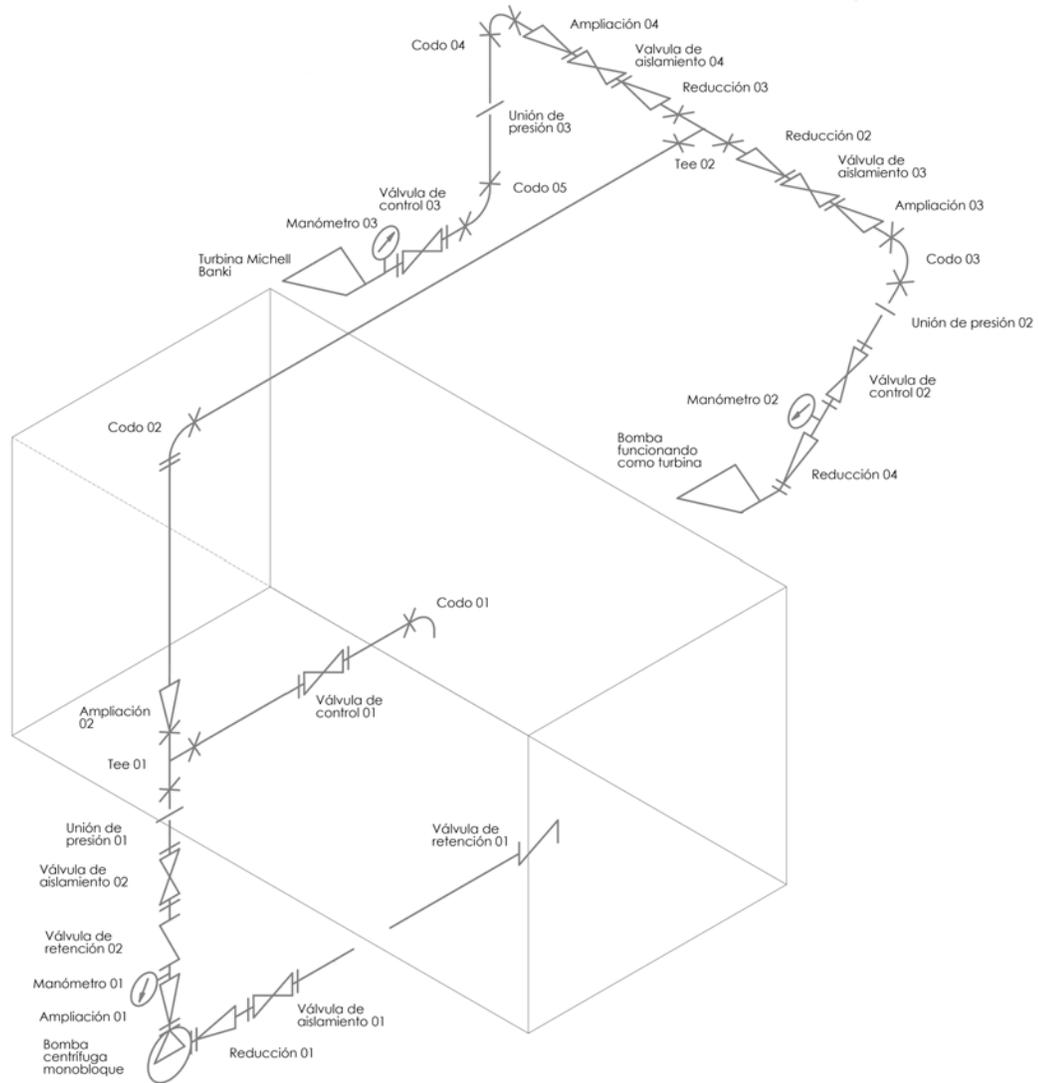
Adicionalmente, se realizó la medición de cotas de elevación relativas, tomando como referencia el nivel de agua del tanque de almacenamiento, el eje de rotación de la bomba principal y los puntos de conexión hidráulica hacia las dos ramas del sistema: una hacia la bomba funcionando como turbina (BFT) y otra hacia la turbina convencional.

Esto constituye una herramienta fundamental para el análisis hidráulico del circuito, particularmente en el cálculo de pérdidas de carga y en el desarrollo del modelo matemático del sistema de alimentación del fluido. Para facilitar el estudio y la caracterización técnica, los datos obtenidos han sido organizados en tablas diferenciadas según los tramos funcionales del sistema: succión, descarga, conducción hacia la BFT y conducción hacia la turbina convencional.

Cada tabla presenta las dimensiones, longitudes, cotas y componentes presentes en la trayectoria correspondiente. Además, se incluye un diagrama unifilar que representa gráficamente la configuración actual del sistema, permitiendo una comprensión integral de la topología y disposición hidráulica.

Figura 9

Diagrama isométrico del banco de pruebas



Nota: En la imagen podemos apreciar todos los componentes que se encuentran en el banco de pruebas antes de la optimización.

La tabla 3 contiene el detalle del tramo de tubería comprendido entre el tanque de almacenamiento y la entrada de la bomba. Se especifican las longitudes, los diámetros internos y nominales de las tuberías, así como los accesorios instalados (válvulas, tubos, reducciones, etc.) en esta sección crítica para el cebado y correcto funcionamiento del sistema.

Tabla 3*Componentes de la Tubería de Succión*

Ítem	Componente	Diámetro (DN)	Longitud / Detalles
1	Válvula de pie roscada	DN 100	N/A
2	Tubo	DN 100	1.2 m
3	Válvula mariposa	DN 100	N/A
4	Reducción	de DN 100 a DN 65	0.1 m

Nota: Detalle de los componentes para la instalación de la tubería de succión antes de la bomba.

Tabla 4*Componentes de la Línea Principal de Descarga*

Ítem	Componente	Diámetro (DN)	Longitud / Detalles
5	Ampliación	de DN 65 a DN 100	0.1 m
6	Niple roscado	DN 100	0.10 m
7	Válvula anti retorno	DN 100	N/A
8	Niple roscado	DN 100	0.15 m
9	Válvula mariposa wafer	DN 100	N/A
10	Niple	DN 100	0.10 m
11	Niple	DN 100	0.05 m
12	Tee	DN 100	N/A
13	Ampliación	de DN 100 a DN 125	0.12 m
14	Tubo	DN 125	0.6 m
15	Codo 90°	DN 125	N/A
16	Tubo	DN 125	2.0 m
17	Tee	DN 125	N/A

Nota: Detalle de los componentes y accesorios para la instalación de la línea de descarga principal.

En la tabla 4 se presentan los elementos que conforman la descarga directa desde la bomba. Incluye la geometría de cada tramo de tubería, los cambios de dirección, así como las piezas de control o regulación hidráulica asociadas a esta rama. Esta sección es clave para

entender el comportamiento del flujo luego de su impulsión.

Tabla 5

Componentes en línea de alimentación Hacia BFT

Ítem	Componente	Diámetro (DN)	Longitud / Detalles
18	Niple	DN 125	0.15 m
19	Reducción	de DN 125 a DN 100	0.12 m
20	Válvula mariposa wafer	DN 100	N/A
21	Ampliación	de DN 100 a DN 125	0.12 m
22	Niple	DN 125	0.10 m
23	Codo 90°	DN 125	N/A
24	Niple	DN 125	0.15 m
25	Niple	DN 125	0.15 m
26	Válvula mariposa wafer	DN 125	N/A
27	Reducción	de DN 125 a DN 100	0.12 m
28	Reducción	de DN 100 a DN 80	0.12 m

Nota: Detalle de los componentes y accesorios para la instalación de la línea de alimentación hacia BFT.

En la tabla 5 se describe la trayectoria del fluido hacia la unidad experimental BFT. Se detallan las conexiones, adaptaciones, y puntos de medición involucrados en esta rama secundaria del circuito, utilizada para la validación experimental de la conversión energética a través de la operación inversa de la bomba.

Finalmente, en la tabla 6 se detalla el tramo destinado al ensayo de la turbina hidráulica convencional. Se presentan los elementos que componen esta rama, desde su derivación hasta el punto de entrada de la turbina, incluyendo válvulas de control, sensores de presión y las condiciones de elevación del tramo.

Tabla 6*Componentes en línea hacia turbina convencional*

Ítem	Componente	Diámetro (DN)	Longitud / Detalles
29	Niple	DN 125	0.15 m
30	Reducción	de DN 125 a DN 100	0.12 m
31	Válvula mariposa wafer	DN 100	N/A
32	Ampliación	de DN 100 a DN 125	0.12 m
33	Niple	DN 125	0.10 m
34	Codo 90°	DN 125	N/A
35	Niple	DN 125	0.20 m
36	Niple	DN 125	0.20 m
37	Codo 90°	DN 125	N/A
38	Niple	DN 125	0.1 m
39	Válvula mariposa wafer	DN 125	N/A

Nota: Detalle de los componentes y accesorios para la instalación de la línea hacia la turbina convencional.

3.2.3. Recopilación de Datos de Operación de Referencia

Como punto de partida para el diagnóstico técnico del sistema, se tomaron en cuenta los parámetros de operación nominal proporcionados por el fabricante de la bomba Pentax, especialmente los indicados en las curvas características de caudal–altura–potencia. Estos documentos técnicos permiten establecer los rangos teóricos de funcionamiento esperados bajo condiciones estándar de operación, y constituyen la base para contrastar el comportamiento real del sistema con respecto a su diseño original. En la siguiente tabla podemos apreciar los parámetros de diseño de la bomba Pentax extraído de su placa.

Tabla 7*Características técnicas de la bomba Pentax CM65-160B*

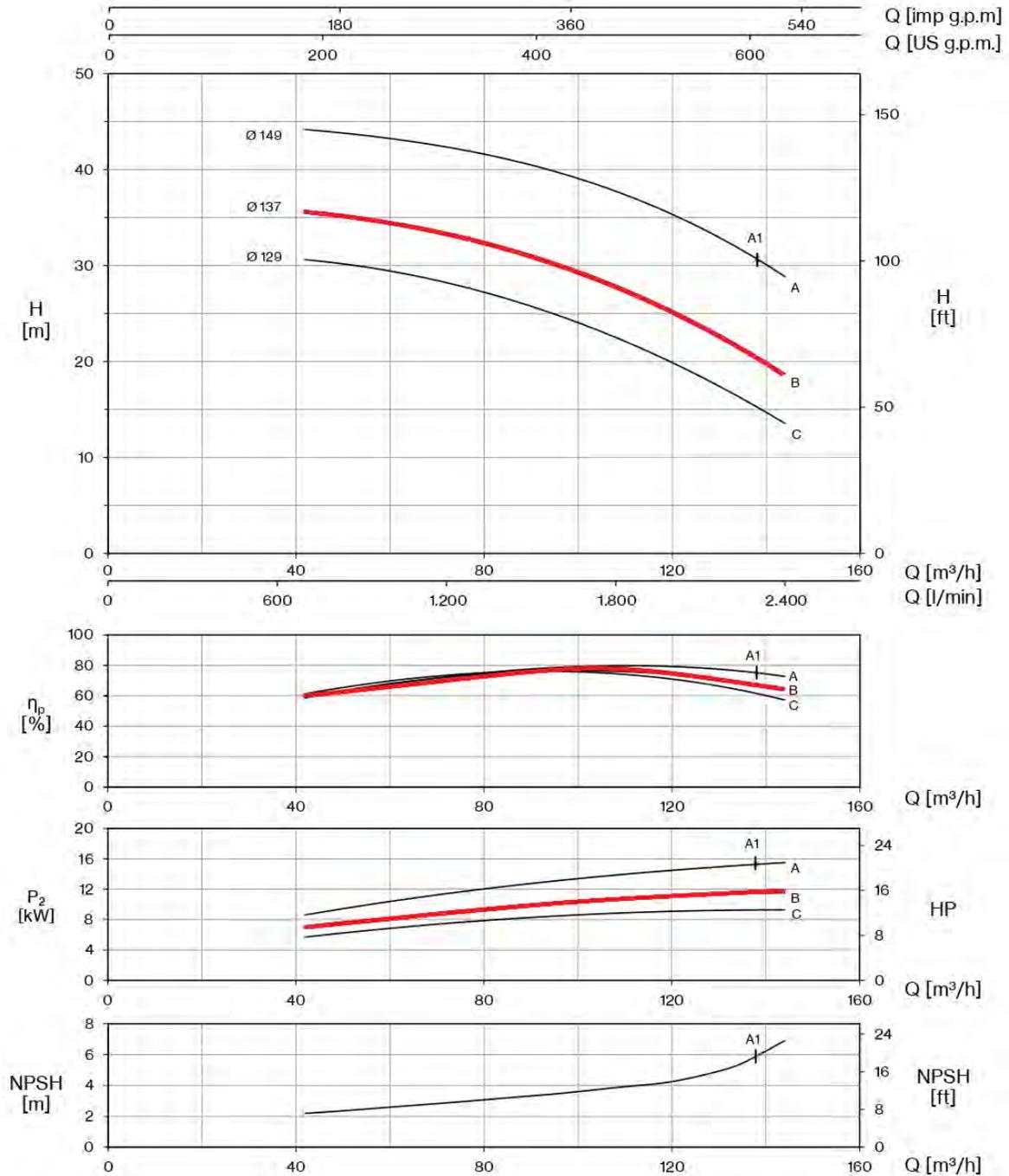
Parámetro	Valor
Marca / Origen	Pentax / Italia
Modelo	CM65-160B
Caudal (Q)	700–2400 L/min
Altura manométrica (H)	21.1–34.6 m
Potencia (P_2)	15 HP
Potencia (P_1)	13 kW
Tensión (V)	220–277 / 380–460 V
Corriente nominal (A)	39–22.5 A
Frecuencia	60 Hz
Velocidad de rotación	3450 rpm
Máxima temperatura de líquido	90 °C
Grado de protección	IP55
Clase de aislamiento	F
MEI (η)	0.40
Fases	Trifásica
Servicio	Continuo

Nota: Datos extraídos de la placa de la bomba Pentax CM65-160B.

Las curvas características proporcionadas por el fabricante representan la respuesta hidráulica esperada de la bomba Pentax bajo condiciones normales de operación y constituyen una herramienta fundamental para la evaluación y validación de su desempeño. Estas curvas no solo permiten conocer el punto de mejor eficiencia (BEP), sino también definir el rango óptimo de trabajo y las condiciones límite que deben evitarse para preservar la integridad del equipo. Por lo tanto, constituyen la referencia principal para comparar el desempeño real observado en el banco de pruebas frente a lo estipulado por el fabricante, permitiendo diagnosticar desajustes, ineficiencias o condiciones hidráulicas adversas.

Figura 10

Curvas características Pentax CM65-160B



Nota: En la imagen se observa los parámetros hidráulicos de trabajo. Modificado de *Catálogo técnico: Bombas centrífugas serie CM - Pentax* (2023).

Recopilación de datos obtenidos por Huayhua Calla & Mamani Caceres (2024)

En el estudio de referencia, los autores realizaron un análisis experimental sobre la cantidad de álabes para un rodete de una turbomáquina Michell-Banki; por consiguiente, se obtuvo como resultado que la eficiencia óptima se alcanza con 27 álabes. Adicionalmente, se presenta una tabla que compila los datos obtenidos a diferentes frecuencias operativas y distintos grados de apertura de la válvula de alivio.

Figura 11

Datos de la Tabla 7.26

Tratam.	Psb	Fb	Vb	Q	RPMt	Q1	Het	Het1	Hst1	Vet	Vst	RPMg	Vrg
8.1-60Hz	23.450	60.000	224.455	1205.204	723.790	0.020	1.979	20.183	0.000	2.309	0.000	1809.475	227.578
8.1-55Hz	21.016	55.000	225.942	1123.917	649.190	0.019	1.756	17.911	0.000	2.153	0.000	1622.975	204.165
8.1-50Hz	17.626	50.000	227.734	1024.478	559.290	0.017	1.462	14.908	0.000	1.963	0.000	1398.225	170.546
8.1-45Hz	14.322	45.000	228.801	917.630	471.400	0.015	1.171	11.944	0.000	1.758	0.000	1178.500	137.657
8.1-40Hz	11.291	40.000	229.728	806.478	388.430	0.013	0.905	9.225	0.000	1.545	0.000	971.075	105.412
8.2-60Hz	23.358	60.000	224.806	1207.642	721.340	0.020	1.966	20.049	0.000	2.313	0.000	1803.350	225.404
8.2-55Hz	20.909	55.000	226.460	1124.934	650.220	0.019	1.747	17.816	0.000	2.155	0.000	1625.550	202.596
8.2-50Hz	17.536	50.000	227.818	1020.538	564.040	0.017	1.455	14.839	0.000	1.955	0.000	1410.100	169.687
8.2-45Hz	14.266	45.000	228.775	917.403	475.520	0.015	1.167	11.901	0.000	1.757	0.000	1188.800	137.111
8.2-40Hz	11.234	40.000	229.634	806.112	390.030	0.013	0.900	9.176	0.000	1.544	0.000	975.075	105.310
8.3-60Hz	17.109	60.000	225.478	1014.353	546.990	0.017	1.382	14.089	0.000	1.943	0.000	1367.475	160.674
8.3-55Hz	17.536	55.000	226.375	1022.117	557.350	0.017	1.415	14.424	0.000	1.958	0.000	1393.375	164.271
8.3-50Hz	15.269	50.000	228.040	950.937	492.950	0.016	1.222	12.458	0.000	1.822	0.000	1232.375	143.098
8.3-45Hz	12.531	45.000	229.181	857.797	416.080	0.014	0.987	10.067	0.000	1.643	0.000	1040.200	115.273
8.3-40Hz	9.910	40.000	229.905	753.577	342.630	0.013	0.761	7.760	0.000	1.444	0.000	856.575	87.277
8.4-60Hz	9.593	60.000	223.944	716.677	321.770	0.012	0.676	6.888	0.000	1.373	0.000	804.425	76.620
8.4-55Hz	9.920	55.000	224.884	727.578	327.490	0.012	0.697	7.108	0.000	1.394	0.000	818.725	78.857
8.4-50Hz	10.235	50.000	225.530	730.071	332.190	0.012	0.712	7.256	0.000	1.399	0.000	830.475	80.627
8.4-45Hz	9.212	45.000	226.597	690.894	302.600	0.012	0.634	6.466	0.000	1.324	0.000	756.500	70.514
8.4-40Hz	7.390	40.000	227.816	604.843	266.010	0.010	0.490	5.000	0.000	1.159	0.000	665.025	48.782

Tratam.	Vsg	Vtg	lrg	lsg	ltg	PEg	FP	η_{ras}	η_g	Hn	Pe	Ph	η_t	η_{sis}
8.1-60Hz	233.959	228.900	5.564	5.894	0.648	1178.350	0.740	0.750	0.800	20.493	1963.917	4026.454	48.78%	29.3%
8.1-55Hz	209.685	205.283	5.003	5.300	0.580	951.228	0.740	0.750	0.800	18.185	1585.380	3332.089	47.58%	28.5%
8.1-50Hz	174.943	171.434	4.212	4.463	0.483	669.636	0.740	0.750	0.800	15.142	1116.060	2529.020	44.13%	26.5%
8.1-45Hz	141.018	138.274	3.422	3.627	0.390	434.792	0.732	0.750	0.800	12.140	724.654	1816.112	39.90%	23.9%
8.1-40Hz	107.783	105.791	2.652	2.812	0.310	256.254	0.729	0.750	0.800	9.384	427.090	1233.833	34.62%	20.8%
8.2-60Hz	231.759	226.702	5.568	5.895	0.640	1169.127	0.740	0.750	0.800	20.360	1948.544	4008.514	48.61%	29.2%
8.2-55Hz	208.104	203.710	4.990	5.284	0.570	942.054	0.740	0.750	0.800	18.091	1570.090	3317.793	47.32%	28.4%
8.2-50Hz	174.075	170.524	4.207	4.456	0.480	665.866	0.740	0.750	0.800	15.072	1109.776	2507.665	44.26%	26.6%
8.2-45Hz	140.442	137.697	3.418	3.621	0.390	432.690	0.733	0.750	0.800	12.097	721.150	1809.249	39.86%	23.9%
8.2-40Hz	107.670	105.671	2.658	2.818	0.310	256.742	0.729	0.750	0.800	9.335	427.903	1226.824	34.88%	20.9%
8.3-60Hz	164.819	161.423	4.046	4.284	0.460	607.079	0.741	0.750	0.800	14.319	1011.798	2367.962	42.73%	25.6%
8.3-55Hz	168.549	165.044	4.135	4.377	0.470	634.098	0.740	0.750	0.800	14.658	1056.829	2442.493	43.27%	26.0%
8.3-50Hz	146.663	143.741	3.604	3.817	0.410	476.781	0.737	0.750	0.800	12.665	794.635	1963.515	40.47%	24.3%
8.3-45Hz	117.976	115.721	2.927	3.101	0.333	310.197	0.730	0.750	0.800	10.243	516.994	1432.373	36.10%	21.7%
8.3-40Hz	89.190	87.640	2.243	2.378	0.260	179.073	0.726	0.750	0.800	7.904	298.455	971.098	30.73%	18.4%
8.4-60Hz	78.159	76.821	1.985	2.105	0.238	138.589	0.723	0.750	0.800	7.022	230.981	820.491	28.15%	16.9%
8.4-55Hz	80.488	79.064	2.062	2.186	0.241	148.525	0.725	0.750	0.800	7.245	247.542	859.332	28.81%	17.3%
8.4-50Hz	82.320	80.864	2.119	2.246	0.248	156.354	0.727	0.750	0.800	7.394	260.591	880.078	29.61%	17.8%
8.4-45Hz	71.850	70.694	1.859	1.971	0.220	118.739	0.718	0.750	0.800	6.593	197.898	742.653	26.65%	16.0%
8.4-40Hz	53.570	48.832	1.383	1.466	0.180	63.942	0.696	0.750	0.800	5.106	106.570	503.498	21.17%	12.7%

Nota: Datos de los tratamientos para rodete de 27 álabes. Tomado de Huayhua Calla & Mamani Caceres (2024).

Para el presente análisis, se utilizarán los datos correspondientes a la condición de apertura tipo 1 de la válvula de alivio. Se ha seleccionado esta configuración debido a que

representa el cierre completo de la válvula; por esta razón, permite obtener mediciones no alteradas de la altura de carga y el caudal suministrados íntegramente por la bomba justo en la sección de entrada a la turbina Michell-Banki.

Tabla 8

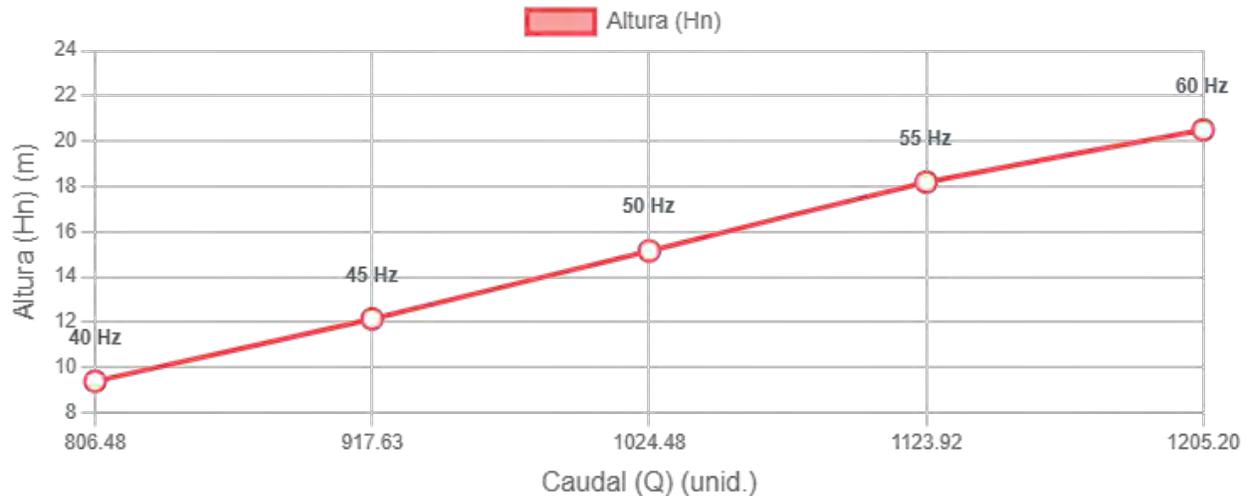
Datos experimentales para la Posición 1 con Potencia

Frecuencia (Hz)	Q (unid.)	H_n (m)	Potencia (Kw)
60	1205.204	20.493	1.178
55	1123.917	18.185	0.951
50	1024.478	15.142	0.669
45	917.63	12.14	0.434
40	806.478	9.384	0.256

Nota: Datos recopilados que relacionan la frecuencia de operación con el caudal (Q), la altura neta (H_n) y la potencia (Kw).

Figura 12

Curva Altura (H_n) Vs Caudal (Q) – Posición 1 De La Bomba



Nota: Gráfica obtenida de la tabla 8

Como se observa en la Figura 12, incluso operando a plena frecuencia nominal de 60 Hz, la bomba Pentax no logra alcanzar los caudales especificados por el fabricante. Los

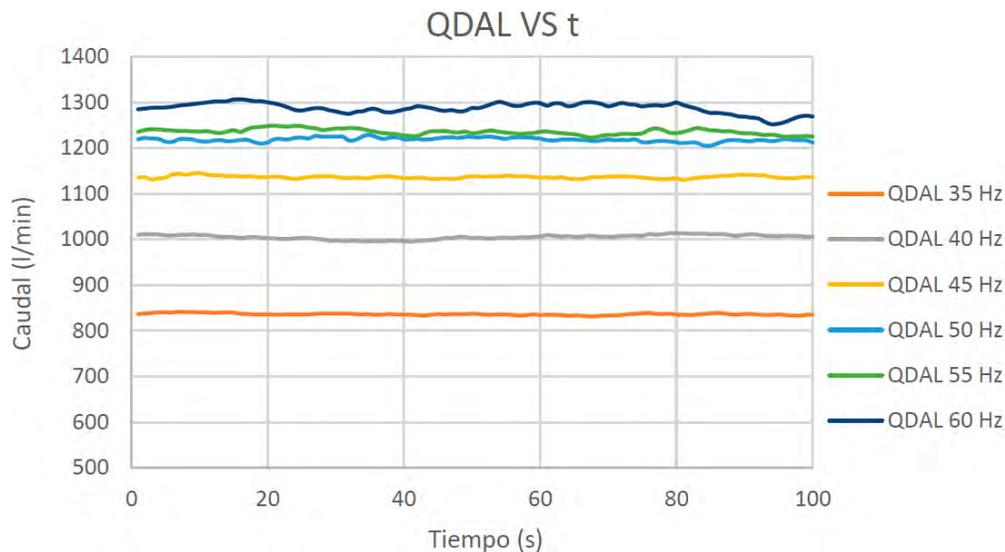
valores registrados en el sistema se encuentran notablemente por debajo de los esperados, evidenciando una desviación significativa respecto a las condiciones de diseño.

Recopilación de datos obtenidos por González Cruz (2023)

La autora realizó la evaluación experimental de una bomba Pentax CA80-200A de 7.5 HP, la cual fue configurada para operar en modo inverso como turbina (PAT). El ensayo consistió en analizar el comportamiento de la PAT bajo condiciones de frecuencia variable suministrada por la bomba de alimentación principal. Específicamente, se aplicó una variación escalonada de frecuencia en rangos de 35, 40, 45, 50, 55 y 60 Hz, manteniendo cada valor por un intervalo de 100 segundos. Durante el procedimiento, se aseguró que la válvula de mariposa en la admisión de la PAT permaneciera completamente abierta y se aplicó una carga eléctrica constante de 1428.58 W. Los resultados de esta prueba se presentan en las gráficas subsecuentes.

Figura 13

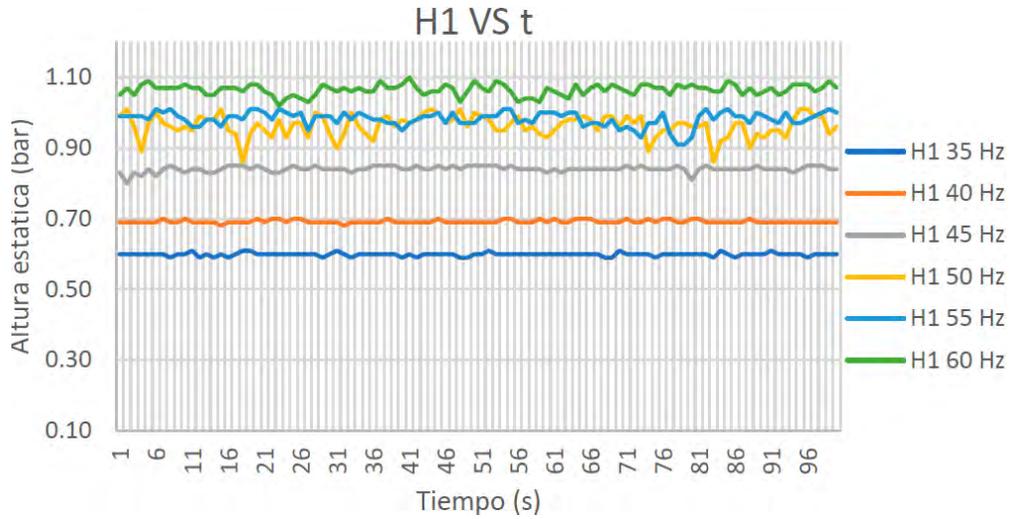
Curvas del comportamiento del caudal de la PAT durante 100 segundos a diferentes frecuencias de la BM



Nota: Curvas del comportamiento del caudal de la PAT en 100 segundos. Tomado de González Cruz (2023)

Figura 14

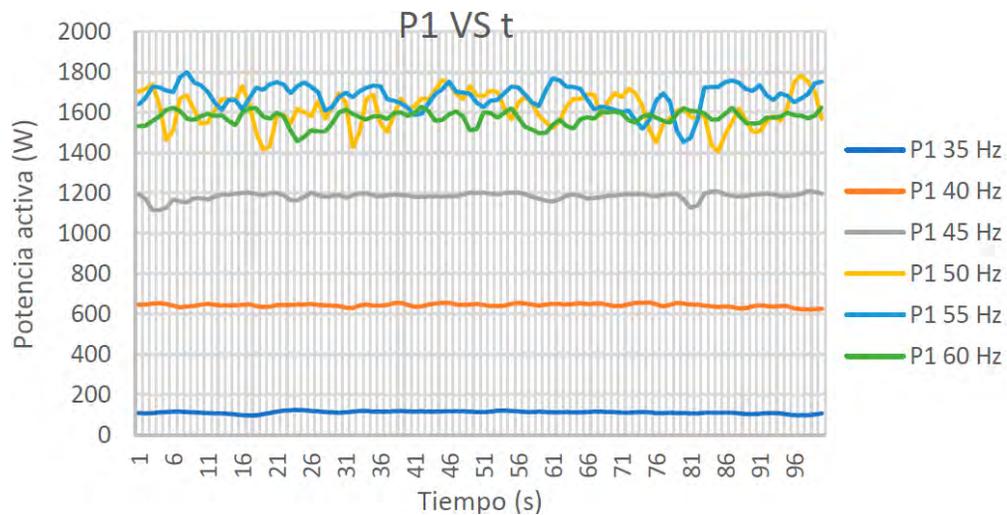
Curvas del comportamiento de la altura de la PAT durante 100 segundos a diferentes frecuencias de la BM



Nota: Curvas del comportamiento de la altura de la PAT en 100 segundos. Tomado de González Cruz (2023)

Figura 15

Curvas del comportamiento de la potencia de la PAT durante 100 segundos a diferentes frecuencias de la BM



Nota: Curvas del comportamiento de la potencia activa de la PAT en 100 segundos. Tomado de González Cruz (2023)

Tabla 9

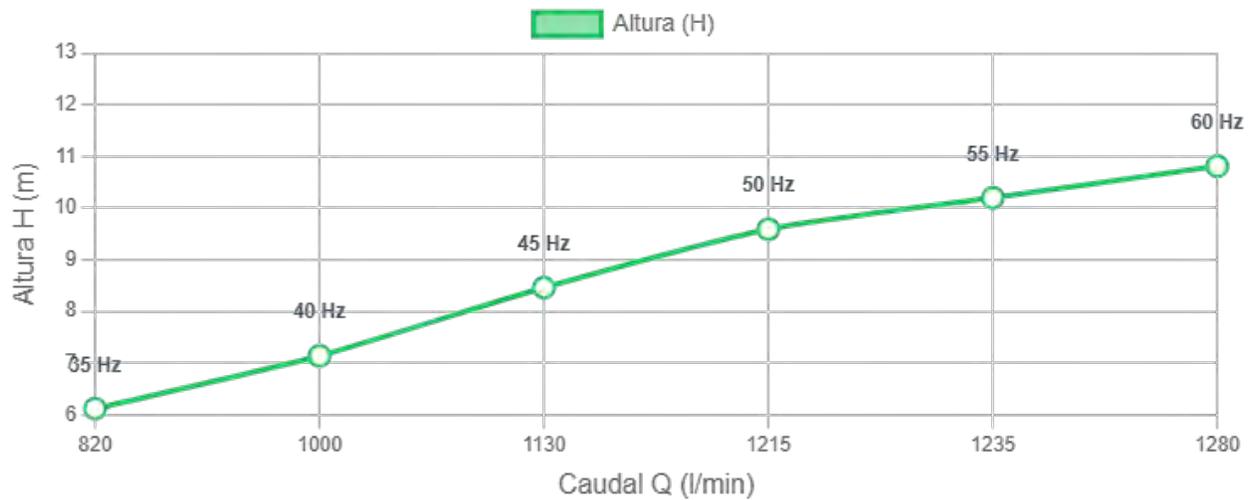
Datos de Frecuencia, Caudal, Altura y Potencia

Frecuencia (Hz)	Caudal Q (l/min)	Altura H (m)	Potencia (Kw)
35	820	6.12	0.1
40	1000	7.14	0.62
45	1130	8.46	1.15
50	1215	9.59	1.51
55	1235	10.2	1.65
60	1280	10.81	1.61

Nota: Valores de caudal y altura (en metros) obtenidos de las figuras 13 y 14, junto con los datos de potencia correspondientes.

Figura 16

Curva Altura (Hn) Vs Caudal (Q)



Nota: Gráfica obtenida de la tabla 9

3.3. Análisis Cuantitativo del Sistema Actual

3.3.1. Cálculo de la Curva del Sistema

A partir del levantamiento del sistema actual descrito previamente en este trabajo, se calculó la curva característica del sistema. La altura requerida por el sistema (H_{sistema}) se modeló mediante la ecuación 13. Se tomo en consideración los rango de valores de diseño y las pérdidas acumuladas en la línea de tubería

Tabla 10

Rango de valores de potencia y altura

Denominación	Valor máximo	Valor medio	Valor mínimo
Potencia entregada a turbina	6 kW	4 kW	1 kW
Altura de trabajo en turbina	22 m	22 m	22 m
Caudal de operación	0.037 m^3/s	0.025 m^3/s	0.006 m^3/s

Nota: Rango de operación del sistema, mostrando los valores de potencia, altura y caudal para los escenarios máximo, medio y mínimo.

Tabla 11

Pérdidas totales en tuberías

PÉRDIDAS ACUMULADAS TOTALES			
Hacia BFT		Hacia turbina convencional	
Concepto	Pérdida (m)	Concepto	Pérdida (m)
Pérdida primaria	0.317	Pérdida primaria	0.317
Pérdida secundaria	4.624	Pérdida secundaria	4.667
PÉRDIDAS TOTALES	4.941 m	PÉRDIDAS TOTALES	4.984 m

Nota: Desglose de las pérdidas primarias y secundarias para cada línea de tubería, mostrando el total acumulado de pérdidas. tomado de Gustin Camacho (2022)

$$H_{\text{sist}}(Q) = H_{\text{estática}} + h_{\text{pérdidas}} \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^2 \quad (13)$$

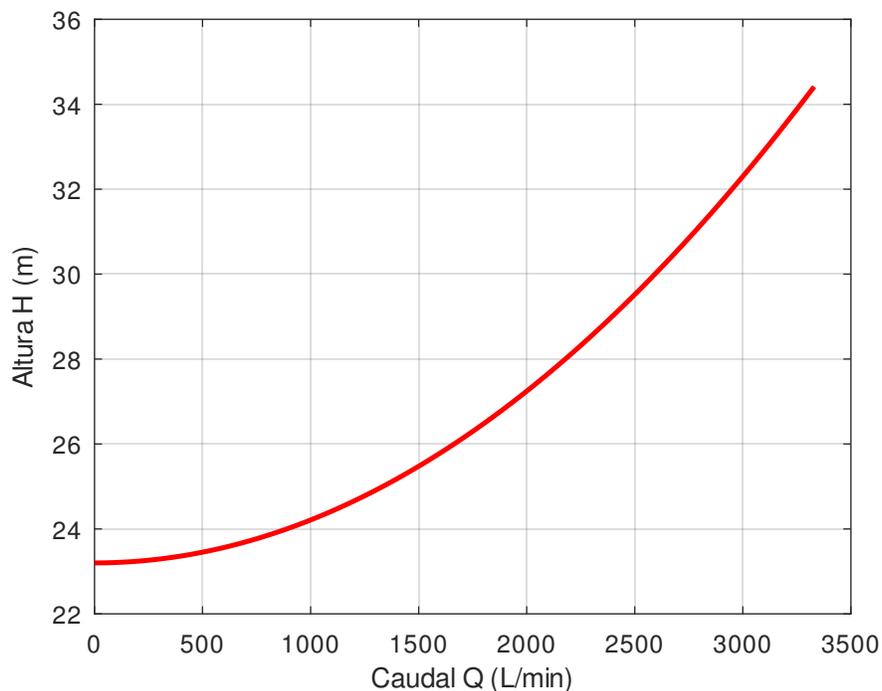
Donde:

- $H_{\text{estática}}: \Delta z + H_{\text{tur}} = 1,2 + 22 = 23,2 \text{ m}$
- $h_{\text{pérdidas}}: h_{p0} + h_{s0} = 0,317 + 4,667 = 4,984 \text{ m}$
- Q : Es el caudal variable para el cual se está calculando la altura del sistema.
- $Q_0: 0.037 \text{ m}^3/\text{s}$

Los 22 m se suman al término estático porque representan una cabeza fija que la bomba debe suministrar a la turbina, se obtiene como dato de entrada obtenido de la tabla 10. Obteniendo así el punto de diseño con una altura de 28.184 m.c.a y un caudal de $Q = 0.037 \text{ m}^3/\text{s}$ (2220 l/min)

Figura 17

Curva del sistema hidráulico



Nota: El caudal se expresa en l/min para tener compatibilidad con la curva de la bomba.

3.3.2. Determinación del Punto de Operación Teórico

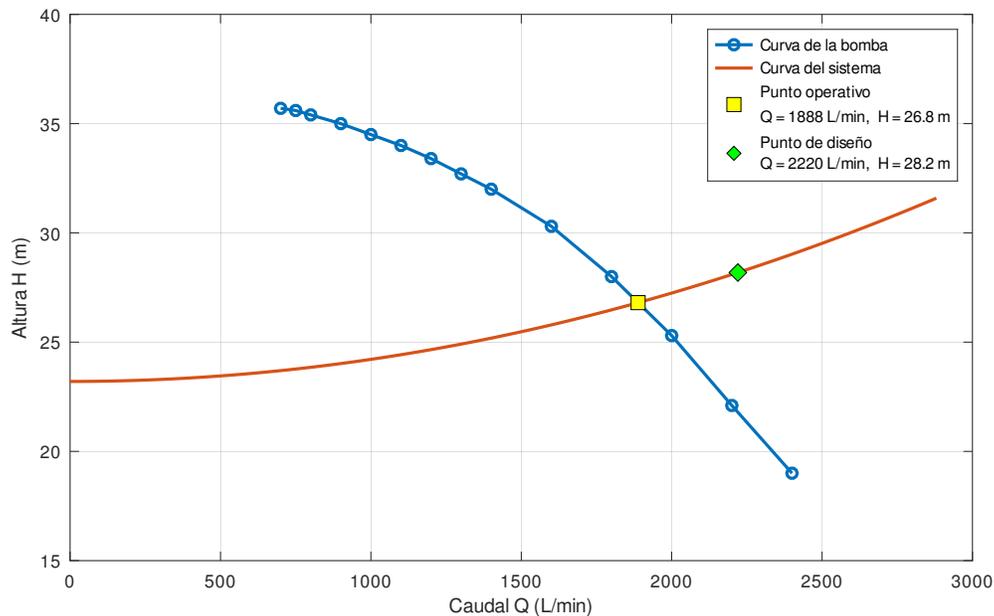
Se obtuvo los puntos para la curva característica H-Q de la bomba Pentax 65-160B y se procedió a superponer gráficamente con la curva del sistema. La intersección de ambas curvas define el punto de operación real del conjunto bomba-sistema

El análisis gráfico y numérico de esta intersección arrojó un punto de operación de 1888 l/min ($0,0315 \text{ m}^3/\text{s}$) y una altura de 26,8 m.c.a.

En la gráfica se puede apreciar que el punto de diseño está fuera de la curva de la bomba. Por consiguiente, esta discrepancia sugiere una selección inadecuada de los datos de entrada utilizados para el cálculo inicial.

Figura 18

Curva del sistema hidráulico vs curva de la bomba



Nota: El punto de mayor eficiencia se encuentra para una altura de 29 m.c.a y un caudal de 1700 l/min

3.3.3. *Determinación del Punto de Operación Real*

Los resultados de laboratorio presentados en la Tabla 8. Muestran que tanto el caudal como la altura de trabajo son menores a los valores teóricos previstos.

El punto de operación real de la bomba, con mayor altura y menor caudal, es consecuencia de un cálculo erróneo de las pérdidas. Este error se debe a la mala instalación de los accesorios

Cálculo de pérdida en ampliación de tubería DN 65 a DN 100

Los datos teóricos de Gustin Camacho (2022) indican que Hrs ampliación DN 65 a DN 100 = 1.373 m. Sin embargo este accesorio tiene otro medida, Siendo la ampliación real de DN 50 a DN 100 ocasionando dos fenómenos; Pérdida por Contracción Brusca y Pérdida por Expansión Gradual.

Comenzamos calculando la velocidad

$$v = \frac{Q}{A}$$

Donde:

- v : velocidad en la tubería de 50 mm
- Q : caudal = 0.037 m³/s
- A : área de la tubería de 50 mm = 0.001963 m²

Reemplazando se obtiene:

$$v = 18,85 \text{ m/s}$$

1. Pérdida por Contracción Brusca (65 mm → 50 mm)

Se halla el coeficiente K_c y luego la pérdida h_c .

$$K_c = 0,42 \left(1 - \left(\frac{A_{\text{menor}}}{A_{\text{mayor}}} \right)^2 \right) \quad (14)$$

Donde:

- A_{menor} : Es el área de la tubería más pequeña (la de 50 mm).
- A_{mayor} : Es el área de la tubería más grande (la de 65 mm).

$$h_c = K_c \frac{v^2}{2g} \quad (15)$$

Donde:

- h_c : pérdida por contracción (m)
- K_c : coeficiente de contracción = 0.273 (adimensional)
- v : velocidad en la tubería de 50 mm = 18.85 m/s
- g : gravedad = 9.81 m/s²

Reemplazando se obtiene:

$$h_c = 4,94 \text{ m}$$

2. Pérdida por Expansión Gradual(50 mm → 100 mm)

Se halla el coeficiente ζ y luego la pérdida h_e .

$$\zeta = 2,6 \sin \left(\frac{\theta}{2} \right) \left(1 - \left(\frac{\phi_1}{\phi_2} \right)^2 \right) \quad (16)$$

Donde:

- θ (ángulo de divergencia): 21.2°
- ϕ_1 (diámetro de entrada): 50 mm

- ϕ_2 (diámetro de salida): 100 mm

$$h_e = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (17)$$

Donde:

- h_e : pérdida por expansión (m)
- ζ : coeficiente de expansión = 0.269 (adimensional)
- v : velocidad en la tubería de 50 mm = 18.85 m/s
- g : gravedad = 9.81 m/s²

Reemplazando se obtiene:

$$h_e = 4,87 \text{ m}$$

3. Cálculo de la Pérdida Total

$$H_{rs} = h_c + h_e \quad (18)$$

Reemplazando se obtiene:

$$H_{rs} = 4,94 \text{ m} + 4,87 \text{ m} = 9,81 \text{ m}$$

Entonces se obtiene nuevos valores para la tabla de perdidas

Tabla 12

Pérdidas reales totales en tuberías

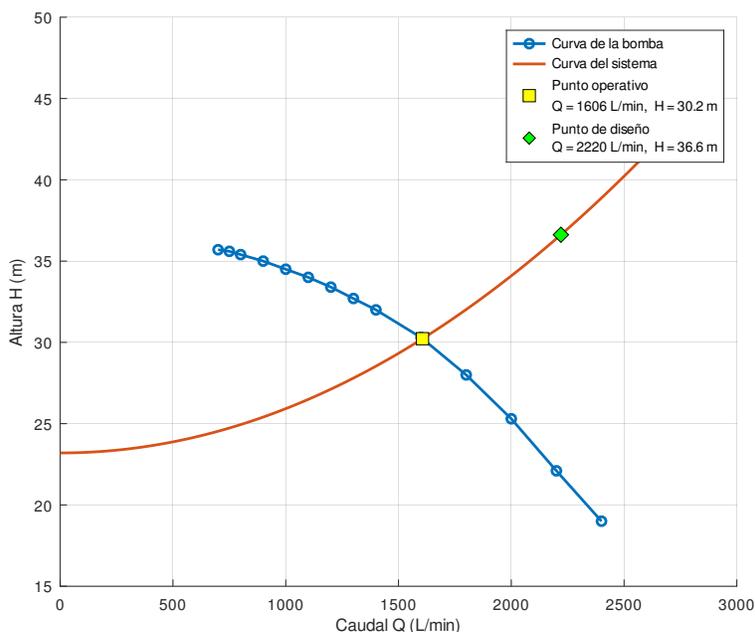
PÉRDIDAS ACUMULADAS TOTALES			
Hacia BFT		Hacia turbina convencional	
Concepto	Pérdida (m)	Concepto	Pérdida (m)
Pérdida primaria	0.317	Pérdida primaria	0.317
Pérdida secundaria	3.251	Pérdida secundaria	3.294
Pérdida H_{RS}	9.81	Pérdida H_{RS}	9.81
PÉRDIDAS TOTALES	13.378 m	PÉRDIDAS TOTALES	13.421 m

Nota: Desglose de las pérdidas primarias y secundarias para cada línea de tubería.

La instalación inadecuada de la expansión (DN65 a DN100) triplicó la pérdida de carga teórica, aumentando la pendiente de la curva del sistema. Como resultado, el nuevo punto de operación de la bomba es de mayor altura y menor caudal, como ilustra la fig. 19.

Figura 19

Curva del sistema hidráulico vs curva de la bomba Actualizada

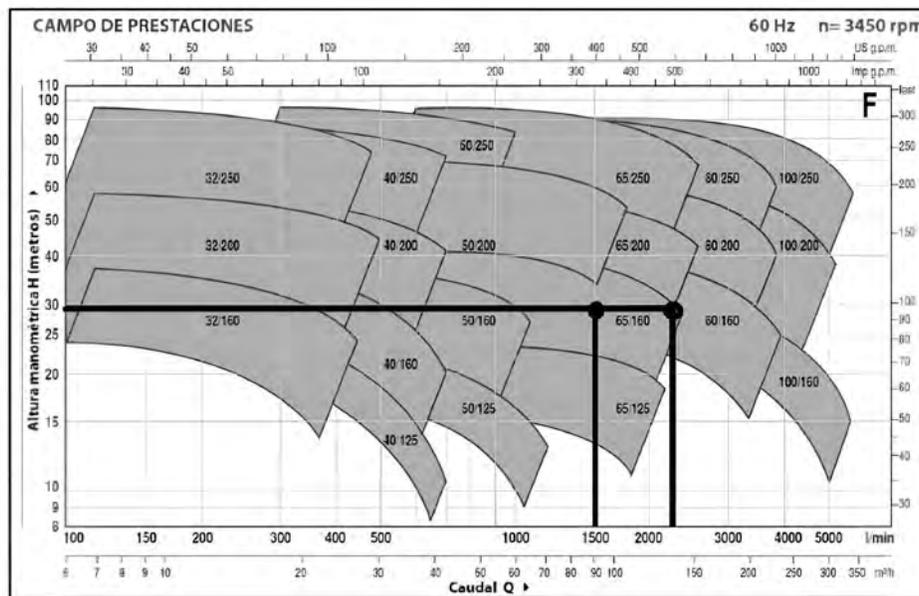


Nota: El punto de operación se encuentra para una altura de 29 m.c.a y un caudal de 1700 l/min

La selección inicial de la bomba se realizó al límite de sus características hidráulicas, sin incorporar las pérdidas de carga del sistema, lo que redujo significativamente su capacidad real de funcionamiento. Al no considerar dichas pérdidas —inevitables en cualquier circuito por efectos de fricción y accesorios— la altura disponible disminuyó y el punto de operación previsto no pudo alcanzarse. En consecuencia, el sistema de alimentación quedó limitado para satisfacer la demanda hidráulica requerida, justificando la necesidad de intervenir y optimizar la instalación para garantizar su operatividad.

Figura 20

Campo de prestaciones y ubicación del punto de operación del sistema



Nota: Se observa que el punto de operación se encuentra en el límite de la zona operativa de la bomba, evidenciando la insuficiencia hidráulica al no considerar las pérdidas de carga del sistema.

3.3.4. Verificación Analítica de la Cavitación (Análisis de NPSH)

1. Cálculo del NPSH Disponible (NPSHd):

Comenzamos calculando las pérdidas en la línea de succión que le denominaremos h_L

a) Parámetros Iniciales y del Fluido:

- **Fluido:** Agua a 15 °C
 - Densidad (ρ): 999.1 kg/m³
 - Viscosidad Dinámica (μ): 1,1375 × 10⁻³ Pa·s
- **Caudal de Operación (Q):** 1200 L/min = 0.02 m³/s
- **Tubería de Succión:** Acero, DN 100 Schedule 40
 - Diámetro Interno (D): 0.1023 m
 - Longitud (L): 1.0 m
 - Rugosidad Absoluta (ϵ): 0.000045 m
- **Aceleración de la Gravedad (g):** 9.81 m/s²

b) Cálculo de la Velocidad del Flujo (v)

Primero, se calcula el área de la sección transversal de la tubería.

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,1023 \text{ m})^2}{4} = 0,008219 \text{ m}^2$$

Luego, se determina la velocidad del flujo.

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0,02 \text{ m}^3/\text{s}}{0,008219 \text{ m}^2} = 2,433 \text{ m/s}$$

c) Cálculo del Factor de Fricción (f)

Se requiere el Número de Reynolds (**Re**) para determinar el régimen de flujo.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{(999,1 \text{ kg/m}^3) \cdot (2,433 \text{ m/s}) \cdot (0,1023 \text{ m})}{1,1375 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 218,636$$

Dado que $Re > 4000$, el flujo es turbulento. El **factor de fricción (f)** se calcula utilizando la ecuación explícita de Swamee-Jain, una aproximación precisa de la ecuación de Colebrook.

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,0185$$

d) **Pérdida de Carga por Fricción en Tubería ($H_{f,tubería}$)**

Se utiliza la ecuación de Darcy-Weisbach.

$$H_{f,tubería} = f \cdot \left(\frac{L}{D} \right) \cdot \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$H_{f,tubería} = 0,0185 \cdot \left(\frac{1,0 \text{ m}}{0,1023 \text{ m}} \right) \cdot \left(\frac{(2,433 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \right) = \mathbf{0.054 \text{ m}}$$

e) **Pérdida de Carga por Accesorios ($H_{f,accesorios}$)**

La pérdida se calcula sumando los coeficientes de pérdida (K) y multiplicándolos por la carga de velocidad ($v^2/2g$).

- Coeficiente de la Válvula de Pie (K_{fv}): 15.0
- Coeficiente de la Válvula Mariposa (K_{bv}): 0.4
- Coeficiente del Reductor (K_{red}): 0.15

El coeficiente total es:

$$K_{total} = K_{fv} + K_{bv} + K_{red} = 15,0 + 0,4 + 0,15 = 15,55$$

La pérdida de carga total en los accesorios es:

$$H_{f,accesorios} = K_{total} \cdot \left(\frac{v^2}{2g} \right) = 15,55 \cdot \left(\frac{(2,433 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \right) = \mathbf{4.693 \text{ m}}$$

La ecuación para calcular el NPSH en un sistema con un depósito abierto a la atmósfera y succión inundada (bomba por debajo del nivel del líquido) es:

$$NPSH_d = H_{atm} + H_z - H_{f,total} - H_v \quad (19)$$

Donde:

- H_{atm} : Carga de presión atmosférica en el lugar de la instalación.
- H_z : Carga de succión estática (diferencia de altura vertical entre el nivel del líquido y el eje de la bomba).
- $H_{f,total}$: Pérdida de carga total por fricción en la tubería y accesorios de succión.
- H_v : Carga de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo.

$$NPSH_d = (6,89 \text{ m}) + (0,8 \text{ m}) - (4,75 \text{ m}) - (0,17 \text{ m})$$

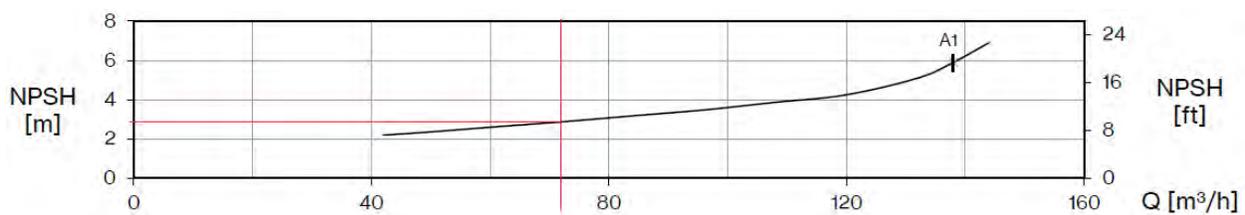
$$NPSH_d = \mathbf{2.77 \text{ m}}$$

2. Obtención del NPSH Requerido (NPSHr):

Se consultó la ficha técnica del fabricante para la bomba Pentax 65-160B, obteniendo la curva de NPSH requerido en función del caudal. Para un caudal de 1200 l/min, la bomba exige un valor de NPSHr específico.

Figura 21

NPSH bomba Pentax 65-160B



Nota: El NPSH para el caudal requerido es de 3 m. Datos obtenidos de la ficha del fabricante Pentax

3. Comparación:

Para garantizar una operación libre de cavitación, es imperativo que el Net Positive Suction Head Disponible ($NPSH_d$) en el sistema sea mayor que el Net Positive Suction Head Requerido ($NPSH_r$) por la bomba.

$$NPSH_d > NPSH_r$$

Presentación de Valores

- NPSH Disponible ($NPSH_d$) Calculado: 2.77 m
- NPSH Requerido ($NPSH_r$) por la Bomba: 3.00 m

Al comparar los dos valores, se observa que la condición fundamental no se cumple:

$$2,77 \text{ m} > 3,00 \text{ m}$$

La bomba está operando en el umbral de la cavitación, y es casi seguro que experimentará este fenómeno de forma intermitente o continua, lo que inevitablemente resultará en ruido, vibraciones y un rápido deterioro del impulsor y otros componentes internos.

3.4. Conclusiones del Diagnóstico

El análisis integral del sistema de alimentación del banco de pruebas permite establecer las siguientes conclusiones técnicas:

1. El rendimiento operativo del banco de pruebas está severamente restringido, entregando un caudal y una altura manométrica que son insuficientes para la caracterización experimental adecuada de las turbomáquinas disponibles, tal como lo confirman los trabajos de investigación previos.

2. La causa raíz de este bajo rendimiento es una **curva de sistema con pérdidas de carga excesivamente altas**. Esta ineficiencia es el resultado combinado de una elevada rugosidad interna en las tuberías por corrosión y sedimentación, y de deficiencias críticas de diseño, como la instalación de una válvula de alta pérdida en la línea de succión y el uso de transiciones de diámetro abruptas.
3. Se ha demostrado, mediante la evidencia física de erosión en el impulsor y la confirmación analítica a través del cálculo de NPSH, que la **bomba motriz actual opera en un régimen de cavitación**. Este fenómeno no solo degrada su capacidad de bombeo, sino que compromete su integridad estructural y su vida útil.
4. En síntesis, el diagnóstico revela que el sistema de alimentación es **doblemente inadecuado**: el circuito hidráulico es ineficiente y presenta una alta resistencia al flujo, y la bomba motriz es insuficiente para vencer dichas pérdidas y, además, opera fuera de sus condiciones de diseño seguras. Esta conclusión fundamenta de manera inequívoca la necesidad de una **optimización integral**, que contemple tanto la sustitución de la bomba por una de mayor capacidad como la optimización del circuito hidráulico para minimizar las pérdidas de carga, tal como se abordará en los capítulos siguientes.

CAPÍTULO IV:

ANÁLISIS DEL SISTEMA HIDRÁULICO OPTIMIZADO

La optimización del sistema de bombeo es clave para mejorar la operatividad del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas, ya que la bomba principal suministra la energía necesaria al fluido de trabajo. Las limitaciones identificadas (operación ineficiente y pérdidas energéticas) justificaron la incorporación de una nueva bomba, seleccionada tras un análisis riguroso de la curva característica del sistema (cálculo de pérdidas de carga, según Mott & Untener (2015)), asegurando su operación cercana al punto de máxima eficiencia. No obstante, la persistencia de desviaciones en los puntos de operación requeridos obligó a extender el análisis a un estudio integral y exhaustivo del tubo de succión y accesorios asociados. Este enfoque global fue indispensable para identificar y mitigar las resistencias hidráulicas remanentes, garantizando así la máxima eficiencia y la fiabilidad operativa del sistema de bombeo en su conjunto.

4.1. Modificaciones realizadas al sistema hidráulico

Bomba principal

Como parte de la optimización integral del sistema de alimentación, se incorporó una nueva electrobomba principal modelo Pedrollo F80-160A. La selección de este equipo se fundamentó en que, según lo mostrado en la Figura 30, constituye la alternativa inmediata superior a la bomba previamente instalada (Pedrollo F65-160A), manteniendo un comportamiento hidráulico compatible con los requerimientos del banco de pruebas. Los rangos de caudal y altura de la F80-160A se encuentran dentro de los valores necesarios para alcanzar el punto de operación del sistema, sin exceder las limitaciones estructurales y de diseño de la instalación existente. Escoger un modelo de mayores prestaciones habría implicado un rediseño completo del sistema de tuberías, debido al incremento significativo de presión que generaría una bomba de mayor capacidad. Por estos motivos, la Pedrollo F80-160A representa la opción más adecuada, asegurando un suministro estable, eficiente y alineado con las

condiciones hidráulicas previstas para el banco de pruebas.

Figura 22

Bomba principal Pedrollo F80/160A



Nota: Nueva bomba principal instalada para garantizar el caudal y la altura requeridos por el banco de pruebas.

a) Línea de succión

1. Válvula de retención (check o de pie)

- **Cambio realizado:** Se retiró completamente de la línea de succión, evitando las pérdidas localizadas previamente descritas. Fig. 23
- (Referencia: ver Capítulo III, sección de pérdidas secundarias).

2. Tubería de succión

- **Antes:** DN 100 (4"), la alta velocidad de flujo inducía riesgo de cavitación.
- **Ahora:** DN 150 (6"), lo que disminuye la velocidad de succión, incrementa la sección hidráulica y mejora las condiciones frente a cavitación. Esta modificación asegura una mayor estabilidad del flujo hacia la bomba. ver Fig.24

Figura 23

Retiro de la Válvula Check



Nota: Esta válvula a la succión estaba provocando pérdidas, no es necesario un cuidado a la admisión de la bomba porque estamos en un ambiente controlado.

Figura 24

Nueva tubería de succión



Nota: La velocidad del fluido disminuyó propiciando la operación de la bomba dentro de los rangos del NPSH .

3. Reducción y válvula en ingreso a bomba

- **Antes:** Ingreso directo con reducción DN 100 → DN 80 .
- **Ahora:** Ingreso directo de DN 100 a DN 100 acompañada de una **válvula de mariposa**, que permite un cierre rápido y un control operativo en la succión de la bomba, manteniendo pérdidas moderadas gracias a su diseño de disco, la longitud del tramo de la válvula de mariposa a la entrada de la bomba es de 17 cm.

Figura 25

Cambio de reducción por tubo DN100



Nota: A la izquierda tenemos la reducción que se tenía antes y a la derecha la nueva tubería de 17cm de largo.

b) Línea de descarga

4. Ampliación en la descarga

- **Cambio realizado:** Sustituida la ampliación brusca DN 50 → DN 100 por una transición DN 80 → DN 100, lo que reduce turbulencia y pérdidas de carga.

Figura 26

Ampliación a la descarga de la bomba



Nota: Ampliación en la descarga de DN 80 a DN 100, lo que reduce la velocidad del flujo y las pérdidas de carga, mejorando la eficiencia del sistema de bombeo .

5. Retiro de la válvula check a la descarga

- **Cambio realizado:** En el banco original existía una válvula de retención ubicada en la línea de descarga de la bomba principal. Durante la optimización se retiró, ya que generaba pérdidas de carga innecesarias y perturbaciones en el flujo. Con su eliminación se buscó mejorar la respuesta hidráulica del sistema y permitir una circulación más estable del fluido hacia el circuito de pruebas.

La remoción de esta válvula tiene como objetivo principal el incremento de los caudales, buscando con ello la optimización del sistema

Figura 27

Retiro de la válvula check a la descarga



Nota: A la izquierda tenemos la válvula check y a la derecha la modificación de la descarga sin la válvula.

6. Instalación de válvula de compuerta en la entrada Michell Banki

- **Antes:** Se producía una transición de flujo inadecuada y sin control debido al uso de una válvula de mariposa, la cual no es apta para la regulación precisa en la apertura
- **Ahora:** Se colocó reducción DN 125 → DN 100 (5" a 4") junto con una **válvula de compuerta DN 100**. La válvula permite un control más preciso del caudal que ingresa a la turbina, con baja pérdida de carga cuando está totalmente abierta, además de brindar mayor confiabilidad en maniobras de cierre.

7. Codo de descarga

- **Antes:** No existía codo definido en la salida.
- **Ahora:** Instalación de un codo de 90°, que facilita la conducción hacia el tanque de descarga y mejora la disposición espacial del sistema. Ver Fig. 29

Figura 28

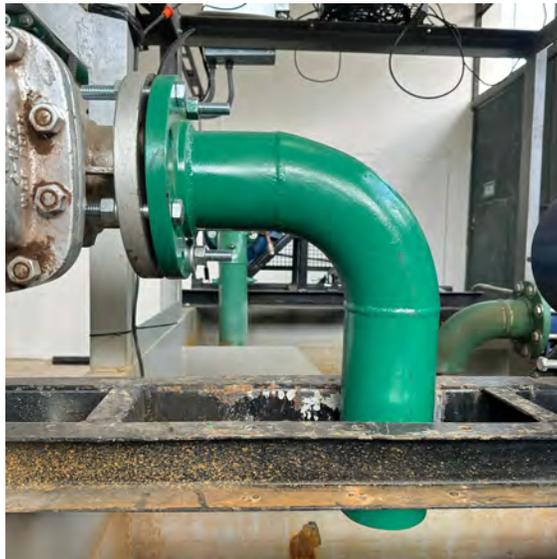
Reducción y válvula de compuerta



Nota: Reducción DN125–DN100 y válvula de compuerta para acople y control del caudal en la Michell-Banki..

Figura 29

Codo de descarga



Nota: El codo a la descarga ayuda a que el fluido salga sin generar mucha salpicadura de agua .

c) Tanque

9. Corte de las paredes internas del tanque

- **Cambio realizado:** También se realizó una modificación en el tanque principal de alimentación, donde se identificó que las paredes internas creaban turbulencias y atrapaban burbujas de aire. Estas ingresaban a la bomba principal, provocando cavitación y oscilaciones en la presión. Para mitigar el problema, se procedió a realizar cortes de 40x15 cm en las dos paredes adyacentes al tanque principal, favoreciendo un flujo más uniforme y con menor arrastre de aire hacia la succión.

Figura 30

Corte en paredes del tanque



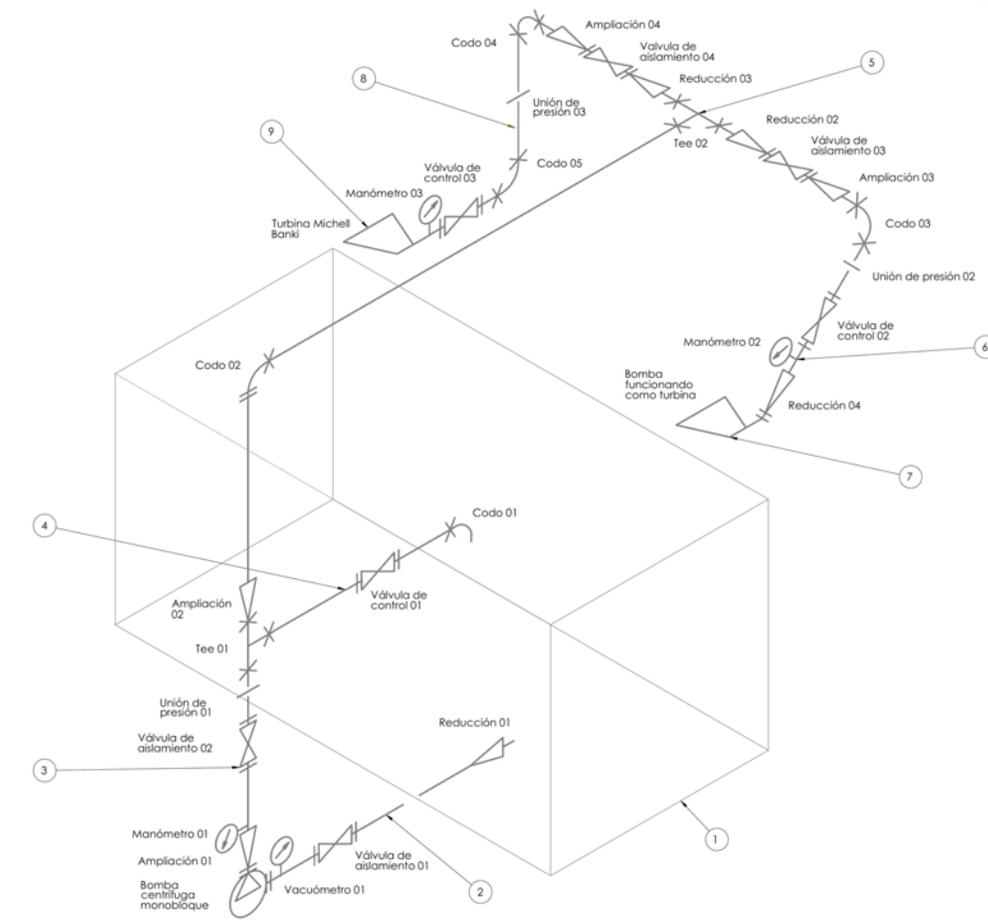
Nota: Se realizó el mismo corte en ambas paredes adyacentes.

4.2. Levantamiento de componentes y trazado del nuevo sistema

Durante las labores de desmontaje del sistema hidráulico, se ejecutó paralelamente un levantamiento detallado de los elementos que conforman el circuito en su estado actual. Esta labor consistió en la recopilación meticulosa de las dimensiones físicas y la disposición espacial de los componentes, registrando tanto la longitud como el diámetro nominal e interno de cada segmento de tubería, así como la posición y tipo de cada accesorio interconectado. Adicionalmente, se realizó la medición de cotas de elevación relativas, tomando como referencia el nivel de agua del tanque de almacenamiento, el eje de rotación de la bomba principal y los puntos de conexión hidráulica hacia las dos ramas del sistema: una hacia la bomba funcionando como turbina (BFT) y otra hacia la turbina convencional. Este trabajo permitió construir un esquema representativo del sistema en su condición real de operación el cual constituye una herramienta fundamental para el análisis hidráulico del circuito, particularmente en el cálculo de pérdidas de carga y en el desarrollo del modelo matemático del sistema de alimentación del fluido. Para facilitar el estudio y la caracterización técnica, los datos obtenidos han sido organizados en tablas diferenciadas según los tramos funcionales del sistema: succión, descarga, conducción hacia la BFT y conducción hacia la turbina convencional. Cada tabla presenta las dimensiones, longitudes, cotas y componentes presentes en la trayectoria correspondiente. Además, se incluye un diagrama isométrico que representa gráficamente la configuración actual del sistema, permitiendo una comprensión integral de la disposición hidráulica.

Figura 31

Diagrama isométrico del sistema hidráulico modificado



Nota: El diagrama isométrico muestra la disposición actualizada de tuberías, accesorios y equipos tras las modificaciones implementadas en el banco de pruebas.

La tabla 13 presenta el detalle del tramo de tubería comprendido entre el tanque de almacenamiento y la entrada de la bomba. En esta sección se especifican las longitudes y diámetros de las tuberías, destacando el reemplazo de la línea DN 100 por una DN 150. Asimismo, se registra la disposición actual de los accesorios tras las modificaciones realizadas, que incluyeron el retiro de la válvula check en la succión, la válvula mariposa y la reducción.

Tabla 13*Componentes de la Tubería de Succión DN 150*

Ítem	Componente	Diámetro (DN)	Longitud / Detalles
1	Tubería de succión	DN 150	0.3 m
2	Válvula mariposa	DN 150	N/A
3	Tubo	DN 150	0.17 m

Nota: : Tramo de succión hacia la bomba principal.

Tabla 14*Componentes de la Línea Principal de Descarga modificado*

Ítem	Componente	Diámetro (DN)	Longitud / Detalles
5	Ampliación	de DN 80 a DN 100	0.12 m
6	Tubo	DN 100	0.20 m
7	Válvula mariposa wafer	DN 100	N/A
8	Niple	DN 100	0.10 m
9	Niple	DN 100	0.05 m
10	Tee	DN 100	N/A
11	Ampliación	de DN 100 a DN 125	0.12 m
12	Tubo	DN 125	0.6 m
13	Codo 90°	DN 125	N/A
14	Tubo	DN 125	2.0 m
15	Tee	DN 125	N/A

Nota: Detalle de los componentes y accesorios para la instalación de la línea de descarga principal considerando las modificaciones hechas.

En la tabla 14 se presentan los elementos que conforman la descarga directa desde la bomba. Se incluye la geometría de cada tramo de tubería, los cambios de dirección, así como las piezas de control o regulación hidráulica asociadas a esta rama.

Tabla 15*Componentes en línea hacia turbina convencional modificada*

Ítem	Componente	Diámetro (DN)	Longitud / Detalles
29	Niple	DN 125	0.15 m
30	Reducción	de DN 125 a DN 100	0.12 m
31	Válvula mariposa wafer	DN 100	N/A
32	Ampliación	de DN 100 a DN 125	0.12 m
33	Niple	DN 125	0.10 m
34	Codo 90°	DN 125	N/A
35	Niple	DN 125	0.20 m
36	Niple	DN 125	0.20 m
37	Codo 90°	DN 125	N/A
38	Reducción	de DN 125 a DN 100	0.12 m
39	Válvula de compuerta	DN 100	N/A
40	Codo 90°	DN 100	N/A

Nota: Esta tabla incluye la nueva válvula de compuerta que se instaló en la descarga de la rama de la turbina convencional.

Los componentes correspondientes a la línea hacia la BFT no se detallan en esta sección, ya que no presentan modificaciones y se mantienen exactamente como se describen en la tabla 5.

Por último, la tabla 15 muestra el tramo correspondiente al ensayo de la turbina hidráulica convencional. En ella se listan los componentes que integran esta rama, desde la derivación hasta la entrada de la turbina, considerando las válvulas de control, los sensores de presión y las cotas de elevación asociadas al recorrido.

4.2.1. Datos del sistema de alimentación modificado de la bomba Pedrollo F80/160A

Como referencia inicial para el análisis técnico del sistema, se consideraron los parámetros de operación nominal de la bomba Pedrollo F80/160A de 30 HP, tomando en cuenta

la información suministrada en sus curvas características de caudal, altura y potencia. Estos registros del fabricante permiten definir los márgenes de desempeño esperados en condiciones estándar y sirven como base de comparación frente al comportamiento real observado en el banco de pruebas. En la tabla siguiente se presentan los principales parámetros de diseño obtenidos de la placa de identificación de la bomba.

Tabla 16

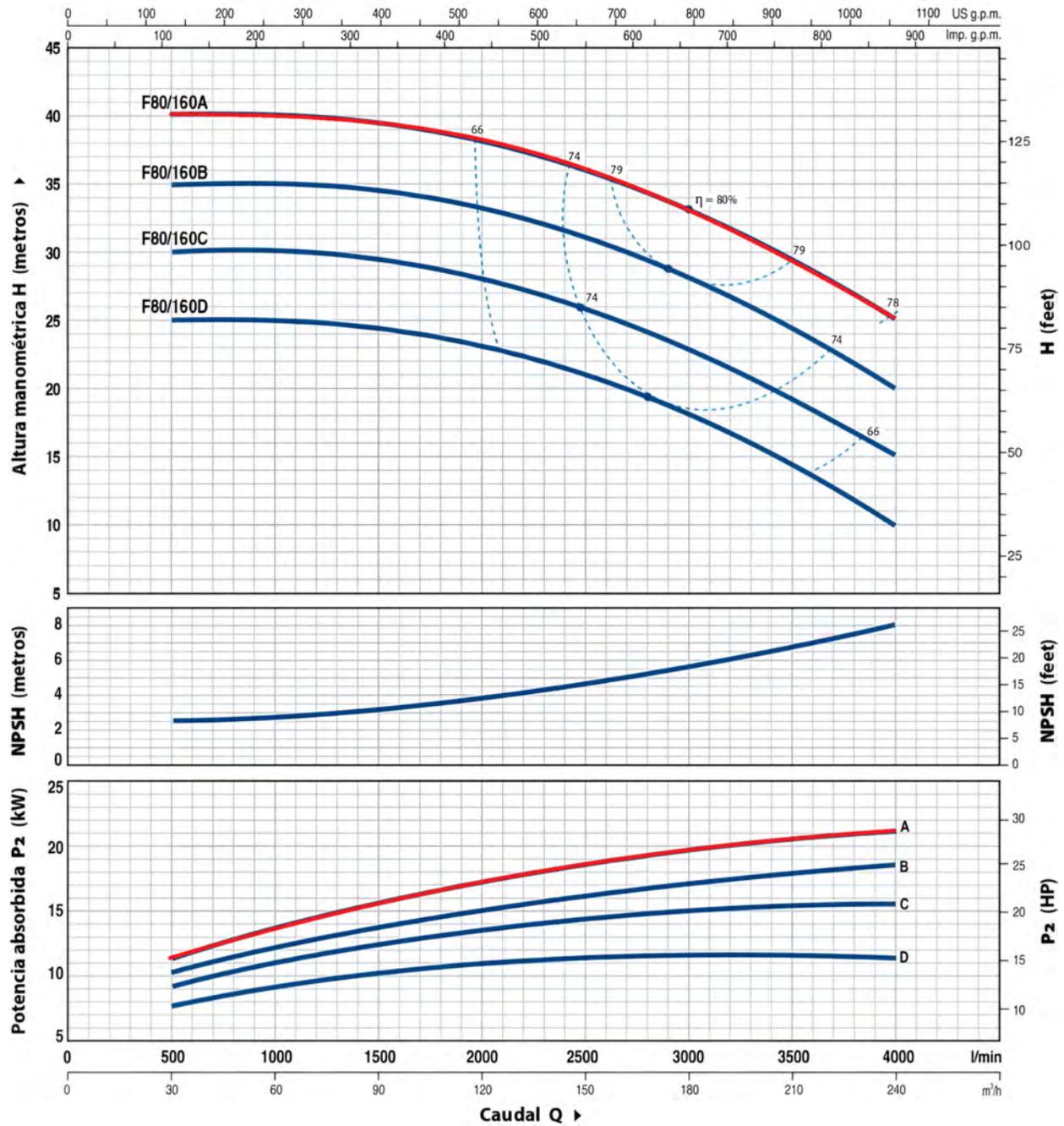
Parámetros de diseño de la bomba Pedrollo F80/160A de 30 HP

Parámetro	Valor
Marca / Origen	Pedrollo / Italia
Modelo	F80/160A
Caudal (Q)	500–4000 L/min
Altura manométrica (H)	25–40 m
Potencia (P_2)	30 HP
Potencia (P_1)	22 kW
Tensión (V)	220 / 380 V
Corriente nominal (A)	93.5 / 54 A
Frecuencia	60 Hz
Velocidad de rotación	3550 rpm
Altura mínima de aspiración	2.5 m
Temperatura máxima del líquido	90 °C
Grado de protección	IP55
Clase de aislamiento	F
Servicio	Continuo (S1)
Fases	Trifásica

Nota: Los datos se extrajeron de la placa de identificación de la bomba Pedrollo F80/160A instalada en el banco de pruebas.

Figura 32

Curvas características del nuevo sistema de alimentación



Nota: Se resaltaron en rojo las curvas altura-caudal y potencia-caudal de la bomba Pedrollo F80/160A.

El fabricante de la bomba Pedrollo F80/160A de 30 HP entrega las curvas características que describen su comportamiento hidráulico bajo condiciones de operación estándar. Dichas curvas constituyen una referencia esencial, pues permiten identificar el punto de máxima eficiencia (BEP), establecer los márgenes de funcionamiento recomendados y reconocer los límites que deben evitarse a fin de resguardar la vida útil del equipo. De esta manera, se convierten en el punto de comparación entre el rendimiento real observado en el banco de pruebas y lo especificado por el proveedor, lo que facilita detectar posibles desviaciones, pérdidas de eficiencia o escenarios de operación poco favorables.

4.3. Cálculo de pérdidas de carga del nuevo sistema

Los caudales utilizados en el cálculo de pérdidas se seleccionaron a partir de los resultados de las pruebas experimentales. Para cada frecuencia de operación se eligieron los valores de caudal más próximos al punto de máxima eficiencia (BEP) garantizando así condiciones representativas y comparables del comportamiento hidráulico del sistema.

Tabla 17

Caudales seleccionados cercanos al BEP según la frecuencia de operación

Frecuencia	Q [L/min]	Q [m ³ /s]
30 Hz	1 468.6	0.02448
35 Hz	1 731.8	0.02886
40 Hz	1 954.6	0.03258
45 Hz	2 238.0	0.03730
50 Hz	2 591.6	0.04319
55 Hz	2 867.0	0.04778
60 Hz	2 421.2	0.04035

Nota. La selección de caudales se basó en el punto de máxima eficiencia (BEP) para cada frecuencia.

Además, se consideran los parámetros de funcionamiento de los equipos hidráulicos

instalados en el banco de pruebas (turbina Michell–Banki y BFT) para determinar a qué frecuencia se alcanzan las condiciones hidráulicas requeridas por los equipos y la altura geodésica de la instalación. Se inicia el análisis a una frecuencia de 45 Hz, dado que el caudal correspondiente se aproxima al valor requerido por la turbina. Más adelante en la "Determinación del punto de operación" se verificará la validez de nuestra selección de 45 Hz mediante la comparación entre la curva del sistema y las curvas características de la bomba. Asimismo, el cálculo desarrollado para 45 Hz servirá como ejemplo ilustrativo del procedimiento empleado para determinar las pérdidas de carga en el sistema hidráulico.

Tabla 18

Parámetros hidráulicos máximos de operación en la turbina

Parámetro	Valor máximo
Potencia entregada a turbina	6 kW
Altura de trabajo en turbina	22 m
Caudal de operación	0,037 m ³ /s

Nota. Los valores corresponden a las condiciones máximas de operación del banco para la turbina seleccionada.

Cálculo de pérdidas hidráulicas

Antes de proceder con los cálculos se establecen los supuestos y criterios adoptados. El análisis se realiza bajo condiciones de operación de $Q = 0,03730 \text{ m}^3/\text{s}$ (2 238,0 L/min) y $H \approx 12,495 \text{ m}$ a una frecuencia de 45 Hz. Solo se desarrolla esta frecuencia paso a paso; para las demás, el procedimiento es análogo y se presentarán únicamente los resultados en tabla.

El fluido de trabajo es agua a 10°C, cuyas propiedades aproximadas son: densidad $\rho = 999,7 \text{ kg}/\text{m}^3$ y viscosidad dinámica $\mu = 1,305 \times 10^{-3} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$.

Los diámetros internos utilizados corresponden a tuberías normalizadas:

- DN80 $\rightarrow D_i = 0,07792 \text{ m}$
- DN100 $\rightarrow D_i = 0,102 \text{ m}$

- DN125 $\rightarrow D_i = 0,128$ m

A partir de estos valores se obtienen las áreas de flujo y, en consecuencia, las velocidades de referencia para cada tramo.

Las pérdidas por fricción en tuberías rectas, denominadas pérdidas primarias, se calculan mediante la ecuación de Darcy–Weisbach:

$$H_{rp} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (20)$$

Donde:

- λ : factor de fricción
- L : longitud del tramo
- D : diámetro interno
- v : velocidad media del flujo
- g : aceleración de la gravedad

Las pérdidas en accesorios, denominadas pérdidas secundarias, se determinan a partir del coeficiente de resistencia ζ de cada elemento, según:

$$H_{rs} = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (21)$$

En el caso de ampliaciones o reducciones cónicas, se considera la dependencia del coeficiente ζ con el ángulo del cono y la razón de diámetros, aplicando la velocidad correspondiente en la sección menor. Para válvulas, codos y tees se emplean coeficientes normalizados reportados en manuales de hidráulica y tablas de referencia (anexo 4).

Con estas bases se procede a calcular, de manera sistemática, las pérdidas primarias y secundarias en la línea de descarga principal, en la rama hacia la turbina convencional y en la rama hacia la bomba funcionando como turbina (BFT).

4.3.1. Cálculo de pérdidas de carga a 45 Hz, $Q = 0,03730 \text{ m}^3/\text{s}$

Para realizar los cálculos de pérdidas secundarias, se utilizan los siguientes coeficientes de pérdida (K) estándar, basados en la literatura técnica especializada:

- Reducción gradual: $K \approx 0,10$ (basado en la velocidad del diámetro menor)
- Ampliación gradual: $K \approx 0,30$ (basado en la velocidad del diámetro menor)
- Válvula de mariposa (wafer) totalmente abierta: $K \approx 0,30$
- Válvula de compuerta totalmente abierta: $K \approx 0,20$
- Codo de 90° estándar: $K \approx 0,90$
- Tee (flujo directo): $K \approx 0,60$
- Tee (flujo por ramal): $K \approx 1,80$

Datos comunes:

- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
- Agua a 10°C con $\nu = 1,305 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- $D_{80} = 0,07792 \text{ m}$
- $D_{100} = 0,102 \text{ m}$
- $D_{125} = 0,128 \text{ m}$
- $f_{100} = 0,0177$
- $f_{125} = 0,0175$

Donde ν corresponde a la viscosidad cinemática del agua (m^2/s), f es el factor de fricción de Darcy–Weisbach (adimensional) y D representa el diámetro interno de la tubería (m).

4.3.2. Cálculos preliminares (áreas, velocidades y cargas de velocidad)

Primero, calculamos el área (A), la velocidad (v) y la carga de velocidad ($v^2/2g$) para cada diámetro de tubería.

Área de la tubería

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (22)$$

$$A_{80} = 0,004769 \text{ m}^2$$

$$A_{100} = 0,008171 \text{ m}^2$$

$$A_{125} = 0,012868 \text{ m}^2$$

Velocidad media del flujo

$$v = \frac{Q}{A} \quad (23)$$

Para $Q = 0,03730 \text{ m}^3/\text{s}$:

$$v_{80} = 7,821 \text{ m/s}$$

$$v_{100} = 4,565 \text{ m/s}$$

$$v_{125} = 2,899 \text{ m/s}$$

Altura dinámica

$$h_v = \frac{v^2}{2g} \quad (24)$$

$$\begin{aligned}\left(\frac{v^2}{2g}\right)_{80} &= 3,118 \text{ m} \\ \left(\frac{v^2}{2g}\right)_{100} &= 1,062 \text{ m} \\ \left(\frac{v^2}{2g}\right)_{125} &= 0,428 \text{ m}\end{aligned}$$

Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \quad (25)$$

Con $\nu = 1,305 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$:

$$Re_{80} = 4,67 \times 10^5$$

$$Re_{100} = 3,57 \times 10^5$$

$$Re_{125} = 2,84 \times 10^5$$

En todos los casos se identifica régimen turbulento.

4.4. Pérdidas de carga en la línea principal de descarga (modificado)

4.4.1. Pérdidas primarias (por fricción)

La expresión general para las pérdidas por fricción en una tubería recta es:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (26)$$

Para la condición de cálculo a 45 Hz con $Q = 0,03730 \text{ m}^3/\text{s}$ se tienen:

$$\left(\frac{v^2}{2g}\right)_{100} = 1,062 \text{ m}, \quad \left(\frac{v^2}{2g}\right)_{125} = 0,428 \text{ m}.$$

Tubería DN100:

- Longitud total: $L_{100} = 0,20 + 0,10 + 0,05 = 0,35 \text{ m}$
- Factor de fricción: $f_{100} = 0,0177$

$$h_{f,100} = 0,0177 \times \frac{0,35}{0,102} \times 1,062 = 0,0645 \text{ m}$$

Tubería DN125:

- Longitud total: $L_{125} = 0,6 + 2,0 = 2,6 \text{ m}$
- Factor de fricción: $f_{125} = 0,0175$

$$h_{f,125} = 0,0175 \times \frac{2,6}{0,128} \times 0,428 = 0,1521 \text{ m}$$

$$\therefore h_{f,LP} = h_{f,100} + h_{f,125} = 0,0645 + 0,1521 = \mathbf{0,2166 \text{ m}}$$

4.4.2. Pérdidas secundarias (por accesorios)

La expresión general para las pérdidas secundarias es:

$$h_s = K \frac{v^2}{2g} \quad (27)$$

Para $Q = 0,03730 \text{ m}^3/\text{s}$ se tienen:

$$\left(\frac{v^2}{2g}\right)_{80} = 3,118 \text{ m}, \quad \left(\frac{v^2}{2g}\right)_{100} = 1,062 \text{ m}, \quad \left(\frac{v^2}{2g}\right)_{125} = 0,428 \text{ m}.$$

Ampliación 80 → 100 ($K = 0,3$, velocidad en el diámetro menor, DN80)

$$h_s = 0,3 \times 3,118 = 0,9354 \text{ m}$$

Válvula mariposa DN100 ($K = 0,3$)

$$h_s = 0,3 \times 1,062 = 0,3186 \text{ m}$$

Tee DN100 (flujo directo) ($K = 0,6$)

$$h_s = 0,6 \times 1,062 = 0,6372 \text{ m}$$

Ampliación 100 → 125 ($K = 0,3$, velocidad en el diámetro menor, DN100)

$$h_s = 0,3 \times 1,062 = 0,3186 \text{ m}$$

Codo 90° DN125 ($K = 0,9$)

$$h_s = 0,9 \times 0,428 = 0,3852 \text{ m}$$

Tee DN125 (flujo directo) ($K = 0,6$)

$$h_s = 0,6 \times 0,428 = 0,2568 \text{ m}$$

$$\therefore h_{s,LP} = 0,9354 + 0,3186 + 0,6372 + 0,3186 + 0,3852 + 0,2568 = \mathbf{2,8518 \text{ m}}$$

Donde $h_{s,LP}$ representa la suma de las pérdidas secundarias en la línea principal.

4.4.3. *Pérdida total en la línea principal*

La pérdida total en la línea principal se determina sumando las pérdidas primarias y secundarias:

$$h_{LP} = h_{f,LP} + h_{s,LP} \quad (28)$$

Sustituyendo los valores obtenidos:

$$h_{LP} = 0,2166 + 2,8518 = \mathbf{3,0684 \text{ m}}$$

4.5. Línea de alimentación hacia BFT

4.5.1. *Pérdidas primarias (por fricción)*

La expresión general para las pérdidas por fricción en una tubería recta es:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (29)$$

Para la condición de cálculo a 45 Hz se tiene $\left(\frac{v^2}{2g}\right)_{125} = 0,428$ m.

Tubería DN125:

- Longitud total: $L_{125} = 0,15 + 0,10 + 0,15 + 0,15 = 0,55$ m
- Factor de fricción: $f_{125} = 0,0175$

$$h_{f,125} = 0,0175 \times \frac{0,55}{0,128} \times 0,428 = 0,0322 \text{ m}$$

$$\therefore h_{f,\text{BFT}} = \mathbf{0,0322} \text{ m}$$

Donde $h_{f,\text{BFT}}$ son las pérdidas primarias por fricción en la línea de alimentación hacia la BFT.

4.5.2. Pérdidas secundarias (por accesorios)

La expresión general para las pérdidas secundarias es:

$$h_s = K \frac{v^2}{2g} \quad (30)$$

Para $Q = 0,03730$ m³/s se emplean las cargas de velocidad actualizadas:

$$\left(\frac{v^2}{2g}\right)_{80} = 3,118 \text{ m}, \quad \left(\frac{v^2}{2g}\right)_{100} = 1,062 \text{ m}, \quad \left(\frac{v^2}{2g}\right)_{125} = 0,428 \text{ m}.$$

Reducción 125 → 100 ($K = 0,1$, con velocidad en el diámetro menor, DN100)

$$h_s = 0,1 \times 1,062 = 0,1062 \text{ m}$$

Válvula mariposa DN100 ($K = 0,3$)

$$h_s = 0,3 \times 1,062 = 0,3186 \text{ m}$$

Ampliación 100 → 125 ($K = 0,3$, con velocidad en el diámetro menor, DN100)

$$h_s = 0,3 \times 1,062 = 0,3186 \text{ m}$$

Codo 90° DN125 ($K = 0,9$)

$$h_s = 0,9 \times 0,428 = 0,3852 \text{ m}$$

Válvula mariposa DN125 ($K = 0,3$)

$$h_s = 0,3 \times 0,428 = 0,1284 \text{ m}$$

Reducción 125 → 100 ($K = 0,1$, con velocidad en DN100)

$$h_s = 0,1 \times 1,062 = 0,1062 \text{ m}$$

Reducción 100 → 80 ($K = 0,1$, con velocidad en el diámetro menor, DN80)

$$h_s = 0,1 \times 3,118 = 0,3118 \text{ m}$$

$$\therefore h_{s,\text{BFT}} = 0,1062 + 0,3186 + 0,3186 + 0,3852 + 0,1284 + 0,1062 + 0,3118 = \mathbf{1,6750 \text{ m}}$$

Donde $h_{s,\text{BFT}}$ representa la suma de las pérdidas secundarias en la línea de alimentación hacia la BFT.

4.5.3. Pérdida total en la línea de alimentación hacia la BFT

La pérdida total se determina sumando las pérdidas primarias y secundarias:

$$h_{\text{BFT}} = h_{f,\text{BFT}} + h_{s,\text{BFT}} \tag{31}$$

Sustituyendo los valores obtenidos:

$$h_{\text{BFT}} = 0,0322 + 1,6750 = \mathbf{1,7072 \text{ m}}$$

4.6. Línea hacia la turbina convencional modificada

4.6.1. Pérdidas primarias (por fricción)

La expresión general para las pérdidas por fricción en una tubería recta es:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (32)$$

Para la condición de cálculo a 45 Hz con $Q = 0,03730 \text{ m}^3/\text{s}$ se tiene $\left(\frac{v^2}{2g}\right)_{125} = 0,428 \text{ m}$.

Tubería DN125:

- Longitud total: $L_{125} = 0,15 + 0,10 + 0,20 + 0,20 = 0,65 \text{ m}$
- Factor de fricción: $f_{125} = 0,0175$

$$h_{f,125} = 0,0175 \times \frac{0,65}{0,128} \times 0,428 = 0,0380 \text{ m}$$

$$\therefore h_{f,\text{tur}} = \mathbf{0,0380 \text{ m}}$$

Donde $h_{f,\text{RC}}$ representa las pérdidas primarias por fricción en la línea hacia la turbina convencional.

4.6.2. Pérdidas secundarias (por accesorios)

La expresión general para las pérdidas secundarias es:

$$h_s = K \frac{v^2}{2g} \quad (33)$$

Para $Q = 0,03730 \text{ m}^3/\text{s}$ se emplean las cargas de velocidad:

$$\left(\frac{v^2}{2g}\right)_{100} = 1,062 \text{ m}, \quad \left(\frac{v^2}{2g}\right)_{125} = 0,428 \text{ m}.$$

Reducción 125 → 100 ($K = 0,1$, velocidad en el diámetro menor, DN100)

$$h_s = 0,1 \times 1,062 = 0,1062 \text{ m}$$

Válvula mariposa DN100 ($K = 0,3$)

$$h_s = 0,3 \times 1,062 = 0,3186 \text{ m}$$

Ampliación 100 → 125 ($K = 0,3$, con velocidad en el diámetro menor, DN100)

$$h_s = 0,3 \times 1,062 = 0,3186 \text{ m}$$

Codo 90° DN125 ($K = 0,9$)

$$h_s = 0,9 \times 0,428 = 0,3852 \text{ m}$$

Codo 90° DN125 ($K = 0,9$)

$$h_s = 0,9 \times 0,428 = 0,3852 \text{ m}$$

Reducción 125 → 100 ($K = 0,1$, velocidad en DN100)

$$h_s = 0,1 \times 1,062 = 0,1062 \text{ m}$$

Válvula de compuerta DN100 ($K = 0,2$)

$$h_s = 0,2 \times 1,062 = 0,2124 \text{ m}$$

Codo 90° DN100 ($K = 0,9$)

$$h_s = 0,9 \times 1,062 = 0,9558 \text{ m}$$

$$\therefore h_{s,\text{tur}} = \mathbf{2,7882 \text{ m}}$$

Donde $h_{s,\text{RC}}$ representa la suma de las pérdidas secundarias en la línea hacia la turbina convencional.

4.6.3. *Pérdida total en la línea hacia la turbina convencional*

La pérdida total en la línea hacia la turbina se determina sumando las pérdidas primarias y secundarias:

$$h_{\text{tur}} = h_{f,\text{tur}} + h_{s,\text{RC}} \quad (34)$$

Sustituyendo los valores obtenidos:

$$h_{\text{tur}} = 0,0380 + 2,7882 = \mathbf{2,8262 \text{ m}}$$

4.6.4. *Acumulado desde línea principal hasta turbina convencional*

La pérdida acumulada desde la línea principal hasta la turbina convencional es:

$$h_{\text{LP+tur}} = h_{\text{LP}} + h_{\text{tur}} \quad (35)$$

Sustituyendo los valores obtenidos (actualizados para $Q = 0,03730 \text{ m}^3/\text{s}$ a 45 Hz):

$$h_{\text{LP+tur}} = 3,0684 + 2,8262 = \mathbf{5,8946 \text{ m}}$$

4.6.5. *Acumulado desde línea principal hasta BFT*

La pérdida acumulada desde la línea principal hasta la BFT es:

$$h_{\text{LP+BFT}} = h_{\text{LP}} + h_{\text{BFT}} \quad (36)$$

Sustituyendo los valores obtenidos:

$$h_{\text{LP+BFT}} = 3,0684 + 1,7072 = \mathbf{4,7756 \text{ m}}$$

Tabla 19

Resumen de pérdidas a 45 Hz y $Q_0 = 0,03730 \text{ m}^3/\text{s}$ con coeficientes K estándar

Tramo	h_f [m]	h_s [m]	h_{Total} [m]
Línea principal de descarga	0,2166	2,8518	3,0684
Rama turbina convencional	0,0380	2,7882	2,8262
Rama BFT	0,0322	1,6750	1,7072
<i>Acumulado hasta turbina convencional</i>	–	–	5,8946
<i>Acumulado hasta BFT</i>	–	–	4,7756

Nota. Los valores acumulados representan las pérdidas desde el punto inicial hasta cada rama respectiva, el tramo hacia la turbina se encuentra reemplazado por la válvula de compuerta para las pruebas en vacío.

De manera similar, en la siguiente tabla se muestran las pérdidas correspondientes a los distintos tipos de frecuencia, ya que cada una presenta valores de caudal diferentes, lo que provoca que el proceso sea repetitivo y variable según la frecuencia

Tabla 20

Pérdidas totales a diferentes tipos de frecuencia

Frecuencia (Hz)	Q (L/min)	ht turbina	ht bft
30	1468.8	2.298	1.178
35	1731.6	3.194	2.074
40	1954.8	4.071	2.951
45	2238.0	5.894	4.775
50	2591.4	7.154	6.034
55	2866.8	8.755	7.635
60	2421.0	6.244	5.124

Nota: Datos obtenidos al variar el caudal en las ecuaciones de perdidas

4.6.6. Cálculo de la curva del sistema a 45 Hz — tramos hacia la turbina y hacia la BFT

La altura estática es un parámetro fijo del banco, definido por su geometría y la altura requerida por las turbinas. No depende de la frecuencia ni del caudal, por lo que se mantiene constante en todos los cálculos del sistema a diferentes frecuencias. La expresión general de la altura del sistema es:

$$H_{\text{sist}}(Q) = H_{\text{estática}} + h_{\text{pérdidas}} \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^2 \quad (37)$$

Altura estática (común a ambas ramas):

$$H_{\text{estática}} = \Delta z + H_{\text{tur}} = 0,3 + 22 = 22,3 \text{ m}$$

Rama hacia la turbina convencional:

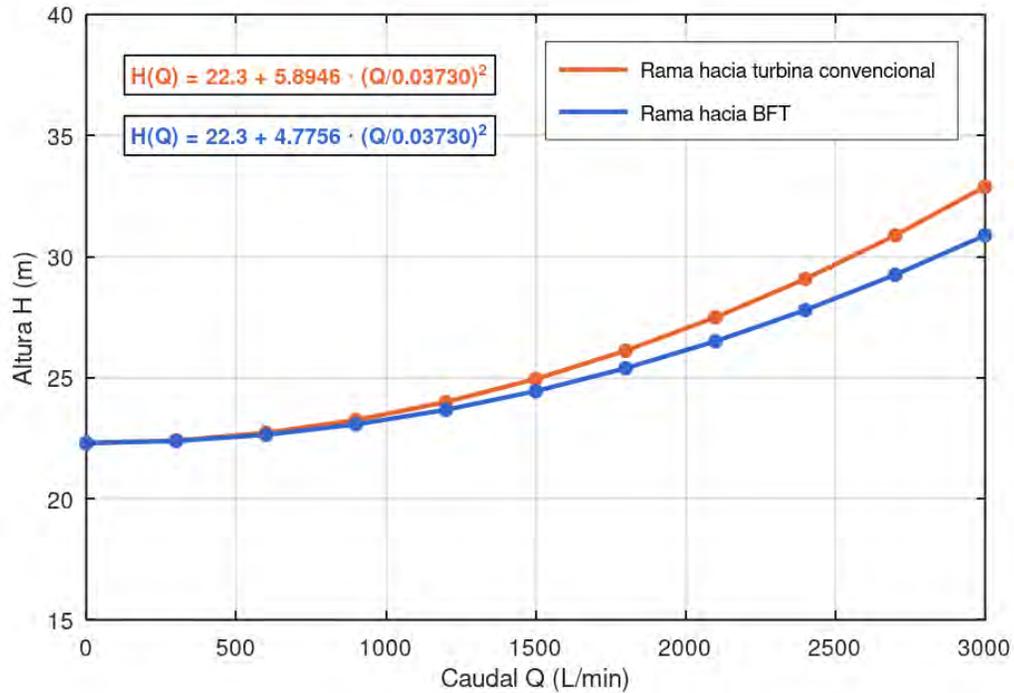
$$h_{\text{pérdidas}} = h_{\text{LP+tur}} = 5,8946 \text{ m}$$
$$H_{\text{sist, tur}}(Q) = 22,3 + 5,8946 \left(\frac{Q}{0,03730} \right)^2$$

Rama hacia la BFT:

$$h_{\text{pérdidas}} = h_{\text{LP+BFT}} = 4,7756 \text{ m}$$
$$H_{\text{sist, BFT}}(Q) = 22,3 + 4,7756 \left(\frac{Q}{0,03730} \right)^2$$

Figura 33

Curva del sistema a 45 Hz



Nota: Curva del sistema con un caudal de 0.03730m³/s, considerando el tramo hacia la turbina convencional

4.6.7. Verificación Analítica de la Cavitación (Análisis de NPSH)

1. Cálculo del NPSH Disponible (NPSHd):

Comenzamos calculando las pérdidas en la línea de succión que le denominaremos h_L .

Al existir un cambio de diámetro, se analizan dos tramos.

a) Parámetros Iniciales y del Fluido:

- **Fluido:** Agua a 15 °C
 - Densidad (ρ): 999.1 kg/m³
 - Viscosidad Dinámica (μ): 1,1375 × 10⁻³ Pa·s
- **Caudal de Operación (Q):** 2220 L/min = 0.037 m³/s

- **Tubería de Succión:** Acero Schedule 40 (Dos tramos)
 - Tramo 1 (DN150): $D_1 = 0,1541$ m, $L_1 = 0,45$ m
 - Tramo 2 (DN100): $D_2 = 0,1023$ m, $L_2 = 0,80$ m
 - Rugosidad Absoluta (ϵ): 0.000045 m
- **Aceleración de la Gravedad (g):** 9.81 m/s²

b) **Cálculo de la Velocidad del Flujo (v)**

Primero, se calcula el área y la velocidad para el Tramo 1 (DN150):

$$A_1 = \frac{\pi \cdot (0,1541 \text{ m})^2}{4} = 0,01865 \text{ m}^2$$

$$v_1 = \frac{0,037 \text{ m}^3/\text{s}}{0,01865 \text{ m}^2} = 1,984 \text{ m/s}$$

Luego, para el Tramo 2 (DN100):

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (0,1023 \text{ m})^2}{4} = 0,008219 \text{ m}^2$$

$$v_2 = \frac{0,037 \text{ m}^3/\text{s}}{0,008219 \text{ m}^2} = 4,502 \text{ m/s}$$

c) **Cálculo del Factor de Fricción (f)**

Se calcula el Número de Reynolds (**Re**) y el factor de fricción (**f**) para cada tramo (Flujo Turbulento, $Re > 4000$).

Para el Tramo 1 (DN150):

$$Re_1 = \frac{999,1 \cdot 1,984 \cdot 0,1541}{1,1375 \times 10^{-3}} = 269,067$$

$$f_1 = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{0,000045}{3,7 \cdot 0,1541} + \frac{5,74}{269067^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,0163$$

Para el Tramo 2 (DN100):

$$Re_2 = \frac{999,1 \cdot 4,502 \cdot 0,1023}{1,1375 \times 10^{-3}} = 403,892$$

$$f_2 = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{0,000045}{3,7 \cdot 0,1023} + \frac{5,74}{403892^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,0150$$

d) **Pérdida de Carga por Fricción en Tubería ($H_{f,tubería}$)**

Se suman las pérdidas de ambos tramos usando la ecuación de Darcy-Weisbach.

$$H_{f,tub} = \left[f_1 \frac{L_1 v_1^2}{D_1 2g} \right] + \left[f_2 \frac{L_2 v_2^2}{D_2 2g} \right]$$

$$H_{f,tub} = [0,0094 \text{ m}] + [0,1205 \text{ m}] = \mathbf{0.130 \text{ m}}$$

e) **Pérdida de Carga por Accesorios ($H_{f,accesorios}$)**

La pérdida se calcula sumando los coeficientes de pérdida (K) y multiplicándolos por la carga de velocidad del diámetro menor ($v_2^2/2g$).

- Coeficiente Reducción Cónica (K_{red}): 0.15
- Coeficiente Válvula Mariposa (K_{bv}): 0.4

El coeficiente total es:

$$K_{total} = 0,15 + 0,4 = 0,55$$

La pérdida de carga total en los accesorios es:

$$H_{f,accesorios} = 0,55 \cdot \left(\frac{(4,502 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \right) = \mathbf{0.569 \text{ m}}$$

La ecuación para calcular el NPSH en un sistema con un depósito abierto a la atmósfera y succión inundada es:

$$NPSH_d = H_{atm} + H_z - (H_{f,tub} + H_{f,accesorios}) - H_v \quad (38)$$

Donde la pérdida total $H_{f,total} = 0,130 + 0,569 = 0,699$ m.

- H_{atm} : 6.89 m (Presión atmosférica local).
- H_z : 0.8 m (Carga estática de succión).
- $H_{f,total}$: 0.699 m (Pérdidas calculadas).
- H_v : 0.17 m (Presión de vapor).

$$NPSH_d = (6,89 \text{ m}) + (0,8 \text{ m}) - (0,699 \text{ m}) - (0,17 \text{ m})$$

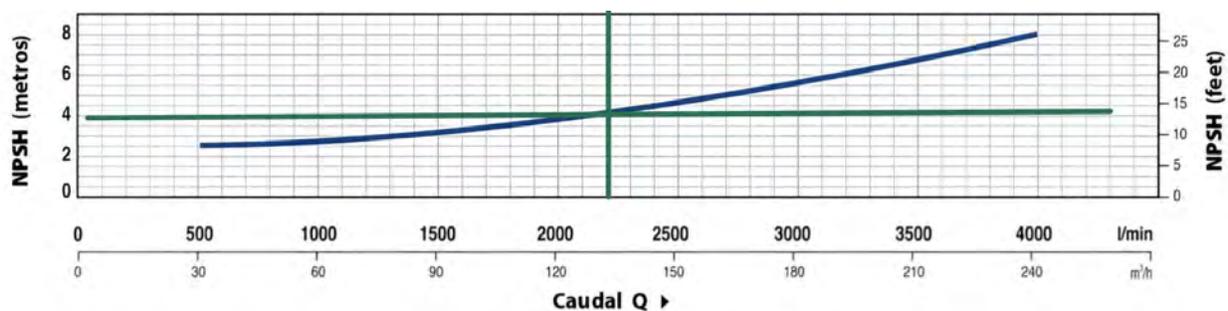
$$NPSH_d = \mathbf{6.82 \text{ m}}$$

2. Obtención del NPSH Requerido (NPSHr):

Se consultó la ficha técnica del fabricante para la bomba Pedrollo F80-160A. Para el nuevo caudal de operación de **2220 l/min**, se obtiene el valor de la curva característica.

Figura 34

NPSH bomba Pedrollo F80 - 160A



Nota: Adaptado del catálogo de Pedrollo

3. Comparación:

Para garantizar una operación libre de cavitación, es imperativo que el Net Positive Suction Head Disponible ($NPSH_d$) sea mayor que el Requerido ($NPSH_r$).

$$NPSH_d > NPSH_r$$

Presentación de Valores

- NPSH Disponible ($NPSH_d$) Calculado: 6.82 m
- NPSH Requerido ($NPSH_r$): 4 m

Al comparar los valores, dado que el $NPSH_d$ ha aumentado considerablemente gracias al diseño de la succión (DN150/DN100), la condición se cumpla satisfactoriamente:

$$6,82 \text{ m} > 4m$$

CAPÍTULO V: PROTOCOLO DE PRUEBAS

5.1. Protocolo de Adquisición de Datos

Para garantizar la consistencia y repetibilidad de los resultados, se estableció un protocolo de adquisición de datos estandarizado, que fue seguido meticulosamente para cada ensayo.

5.1.1. *Condiciones Iniciales y Preparación del Sistema*

- **Verificación de Instrumentos:** Se realiza una comprobación de “cero” en los manómetros y en el caudalímetro con el sistema en reposo.
- **Puesta en Marcha y Estabilización del Sistema:** Se enciende el sistema durante un breve periodo para verificar el correcto funcionamiento de la bomba y permitir que el circuito alcance un estado estable de operación sin irregularidades en el flujo.
- **Llenado y Purga del Circuito:** Se llena completamente el circuito con agua y se purga el aire atrapado, especialmente en los puntos altos y en la carcasa de la bomba, para prevenir la operación bifásica y la cavitación.

5.2. Procedimiento de Ensayo para una Frecuencia de Operación

El siguiente procedimiento se aplica de manera análoga para cada una de las frecuencias de operación evaluadas (30, 35, 40, 45, 50, 55 y 60 Hz). A modo de ejemplo, se describe el ensayo realizado a 45 Hz. Cabe señalar que los ensayos efectuados a 50, 55 y 60 Hz presentan una particularidad en la toma de datos: con el fin de evitar la cavitación, las mediciones no se realizaron con la válvula de control completamente abierta desde el inicio, sino que se comenzó con aperturas correspondientes a presiones de 0,4; 1 y 2 bar, respectivamente

- **Ajuste de Frecuencia:** Se configura el Vareador de frecuencias para operar a una frecuencia de salida constante de 45 Hz.
- **Inicio con Válvula Abierta:** Con la válvula de compuerta ubicada al final de la tubería completamente abierta, se pone en marcha la bomba para verificar el funcionamiento adecuado del sistema.
- **Adquisición de Puntos:** Se cierra gradualmente la válvula de compuerta, incrementando las pérdidas en el sistema. Antes de esta válvula se encuentra instalado un manómetro que permite controlar la presión que se añade al circuito durante el cierre progresivo. Se obtienen así ocho puntos de operación, desde el caudal máximo (válvula abierta) hasta el caudal nulo (válvula cerrada).
- **Estabilización y Medición:** En cada punto, se espera aproximadamente dos minutos hasta que el sistema se estabilice, y cinco observadores registran de forma simultánea las lecturas de presión y caudal
- **Finalización:** Al concluir la toma de datos, se vuelve a abrir completamente la válvula de compuerta para liberar la presión del sistema y recién entonces se detiene la bomba, dejando el sistema listo para configurar la siguiente frecuencia de operación.

5.3. Resultados Experimentales y Validación Teórica mediante Leyes de Afinidad

Esta sección constituye el núcleo del análisis de la tesis, donde se presentan los datos empíricos obtenidos del banco de pruebas y se confrontan con el modelo teórico predictivo basado en las leyes de afinidad. El objetivo es doble: primero, caracterizar de manera precisa el rendimiento real de la bomba a diferentes velocidades y, segundo, evaluar la validez y las limitaciones del modelo teórico comúnmente utilizado en la práctica de la ingeniería para predecir dicho rendimiento.

5.3.1. Procesamiento de Datos y Generación de Curvas de Bomba Experimentales

los datos obtenidos en el anexo 2 deben ser procesados para obtener las variables de interés. cómo se mencionó anteriormente haremos el ejemplo a una frecuencia de 45 hz

Figura 35

Registro original de la toma de datos experimentales

TOMA DE DATOS, PRESIONES, CAUDALES A DIFERENTES HERZ 26 DE AGOSTO DEL 2025																									
FREC. Hz	OBS.	1			2			3			4			5			6			7			8		
		VC	MAN	CAUD	VC	MAN	CAUD	VC	MAN	CAUD	VC	MAN	CAUD	VC	MAN	CAUD	VC	MAN	CAUD	VC	MAN	CAUD	VC	MAN	CAUD
Pres Tep 2.2 45Hz P.real 2.25	O1	0.3	0.7	2592	0.27	0.75	2509	0.22	1.05	2238	0.18	1.3	1955	0.1	1.58	1690	0.05	1.85	1400	0	2.2	936	0	2.45	0
	O2	0.3	0.75	2509	0.23	0.85	2520	0.21	1.05	2237	0.18	1.31	1955	0.1	1.6	1677	0.03	1.85	1390	0	2.2	925	0	2.45	0
	O3	0.35	0.65	2595	0.25	0.9	2521	0.22	1.1	2230	0.18	1.4	1950	0.13	1.5	1680	0.02	1.9	1391	0	2.2	913	0	2.45	0
	O4	0.28	0.71	2589	0.27	0.8	2523	0.22	1.08	2245	0.16	1.3	1948	0.12	1.6	1675	0.05	1.82	1397	0	2.2	918	0	2.42	0
	O5	0.29	0.71	2592	0.235	0.83	2512	0.22	1.06	2240	0.08	1.3	1945	0.12	1.69	1680	0.025	1.82	1395	0	2.21	917	0	2.48	0

Nota: Datos tomados del anexo 2, mostrando las mediciones de presión y caudal a 45 hz.

Para cada uno de los 8 puntos de operación se dispone de 5 mediciones de caudal (Q) y altura (H). La dispersión entre estas mediciones representa la incertidumbre aleatoria del experimento. Con el fin de caracterizar los datos obtenidos y evaluar su fiabilidad, se recomienda calcular las siguientes estadísticas para cada punto:

Media aritmética

La media aritmética proporciona el valor representativo de las mediciones realizadas. Se calcula como el promedio de las 5 observaciones:

- **Caudal medio:**

$$\bar{Q} = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 Q_i \quad (39)$$

- **Altura media:**

$$\bar{H} = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 H_i \quad (40)$$

Estos valores serán considerados como el punto de referencia para cada conjunto de mediciones.

Desviación estándar muestral

La desviación estándar muestral cuantifica la dispersión de los datos respecto a su media. Valores bajos indican que las mediciones son consistentes entre sí, mientras que valores altos reflejan mayor variabilidad. Esta métrica es fundamental para evaluar la confiabilidad de los datos experimentales.

- **Desviación estándar del caudal:**

$$s_Q = \sqrt{\frac{1}{4} \sum_{i=1}^5 (Q_i - \bar{Q})^2} \quad (41)$$

- **Desviación estándar de la altura:**

$$s_H = \sqrt{\frac{1}{4} \sum_{i=1}^5 (H_i - \bar{H})^2} \quad (42)$$

Tabla 21

Resultados Estadísticos por Punto de Operación a 45 Hz

Punto	\bar{v}_c	s_{vc}	\overline{man}	s_{man}	\bar{Q}	s_Q
1	0.304	0.027	0.704	0.036	2575.4	37.179
2	0.251	0.019	0.826	0.056	2517.0	6.124
3	0.218	0.004	1.068	0.022	2238.0	5.431
4	0.156	0.043	1.322	0.044	1950.6	4.393
5	0.114	0.013	1.594	0.068	1680.4	5.771
6	0.035	0.014	1.848	0.033	1394.6	4.159
7	0.0	0.0	2.202	0.004	921.8	9.039
8	0.0	0.0	2.45	0.021	0.0	0.0

Nota: La desviación estándar en general es muy baja en todos los puntos y variables, lo que indica que las mediciones fueron consistentes y repetibles entre los 5 observadores, sin variaciones significativas.

La altura total (H), que representa la energía neta transferida por la bomba al fluido por unidad de peso. Se calcula utilizando la forma energética de la ecuación de Bernoulli entre las bridas de succión y descarga de la bomba:

$$H = \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + (Z_d - Z_s) + \sum h_{p1-2} \quad (43)$$

Donde:

- P_d y P_s son las presiones manométricas en la descarga y la succión, respectivamente (medidas por el manómetro y vacuómetro). Estas lecturas están en bares y se sacan de la tabla 21
- ρ es la densidad del agua, corregida según la temperatura medida. Se toma como valor la temperatura de 20° C
- g es la aceleración de la gravedad.
- V_d y V_s son las velocidades medias del fluido en las secciones de descarga y succión, calculadas a partir del caudal medido (Q) y las áreas de las tuberías ($V = Q/A$). La determinación del área se realiza en función de los diámetros de succión y descarga, que son DN 100 y DN 80, respectivamente.
- Z_d y Z_s son las elevaciones de los centros de los manómetros de descarga y succión con respecto a un plano de referencia común. El resultado de la diferencia es de 0.33 m
- $\sum h_{p1-2}$ es la pérdida entre el punto 1 y 2, que toma el valor de $h_{p1-2} = K \cdot Q^2$, con el valor de $K = 6,94 \times 10^{-7}$ que se determinó experimentalmente.

Tabla 22

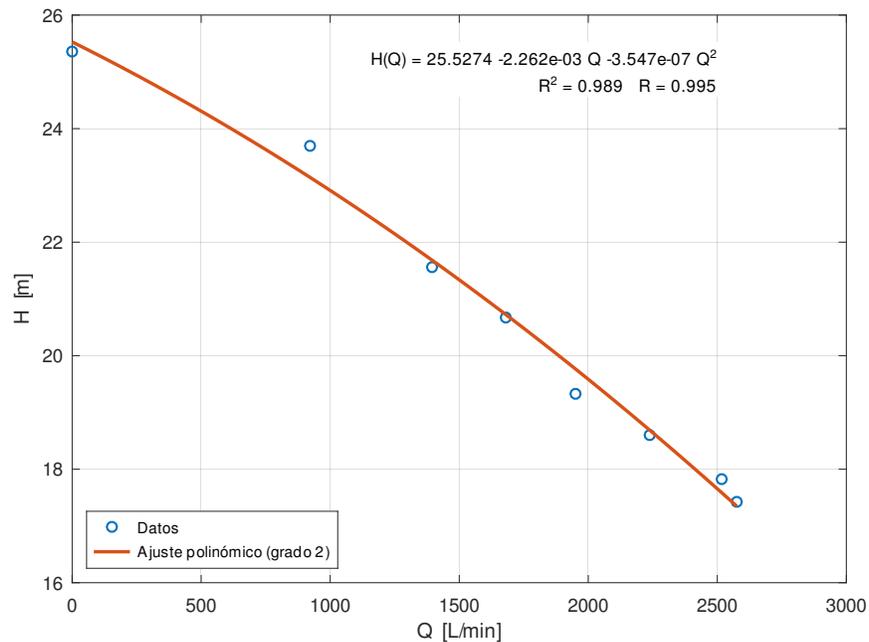
Cálculo de la Altura Total y Pérdidas a 45 Hz

Pto.	$\Delta P/\gamma$ (m)	$\Delta V^2/2g$ (m)	Δz (m)	h_{p1-2} (m)	H (m)	Q (l/min)
1	10.297	2.195	0.33	4.6031	17.425	2575.4
2	11.002	2.0966	0.33	4.3967	17.825	2517.0
3	13.137	1.6576	0.33	3.476	18.601	2238.0
4	15.099	1.2592	0.33	2.6406	19.328	1950.6
5	17.448	0.9345	0.33	1.9597	20.672	1680.4
6	19.236	0.6437	0.33	1.3498	21.559	1394.6
7	22.495	0.2812	0.33	0.5897	23.696	921.8
8	25.028	0.0	0.33	0.0	25.358	0.0

Nota: H es la altura total, $\Delta P/\gamma$ es la diferencia de alturas de presión, $\Delta V^2/2g$ es la diferencia de alturas de velocidad, Δz es la diferencia de cotas y h_{p1-2} representa las pérdidas de energía.

Figura 36

Curva característica H-Q y ajuste polinómico de segundo grado



Nota: La gráfica muestra la curva de la bomba a 45 Hz.

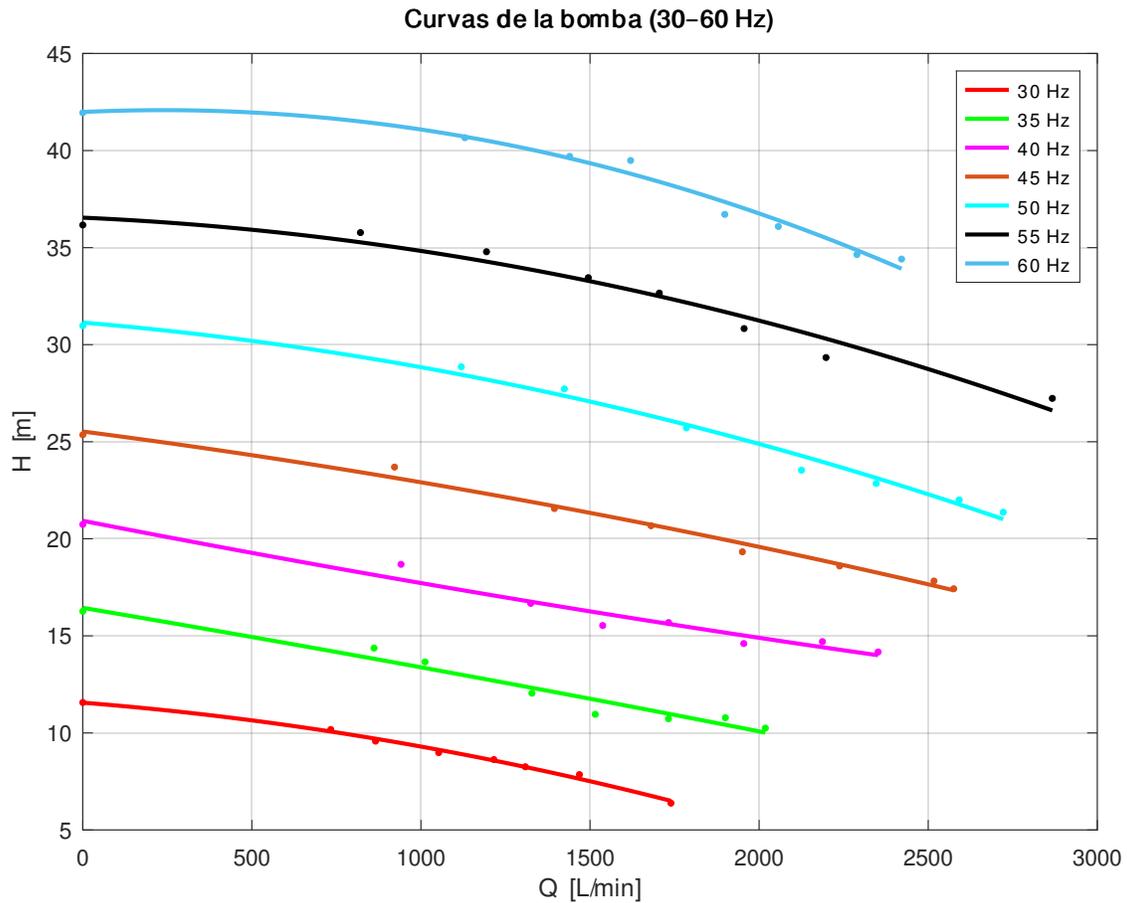
Tabla 23*Datos de Curvas Experimental para Caudal (Q) y Altura (H)*

Medición		Punto de Operación							
(Hz)	Var.	1	2	3	4	5	6	7	8
30	Q	1739.20	1468.60	1308.60	1215.60	1052.40	865.60	733.20	0.00
	H	6.383	7.853	8.255	8.628	8.984	9.577	10.177	11.567
35	Q	2018.40	1900.20	1731.80	1515.40	1328.00	1012.00	861.20	0.00
	H	10.247	10.783	10.731	10.958	12.047	13.659	14.370	16.266
40	Q	2351.80	2187.20	1954.60	1732.20	1537.40	1324.60	941.00	0.00
	H	14.171	14.703	14.604	15.684	15.532	16.675	18.686	20.741
45	Q	2575.40	2517.00	2238.00	1950.60	1680.40	1394.60	921.80	0.00
	H	17.425	17.825	18.601	19.328	20.672	21.559	23.696	25.358
50	Q	2721.80	2591.60	2346.20	2125.20	1785.00	1424.00	1119.20	0.00
	H	21.367	22.006	22.850	23.533	25.712	27.722	28.859	30.977
55	Q	2867.00	2197.80	1955.60	1704.80	1494.80	1193.80	821.00	0.00
	H	27.235	29.338	30.831	32.658	33.451	34.787	35.774	36.166
60	Q	2421.20	2289.20	2056.80	1898.40	1620.00	1439.60	1130.00	0.00
	H	34.411	34.642	36.089	36.714	39.489	39.700	40.662	41.948

Nota: Valores de las curvas modelo para la bomba. Q es el caudal y H es la altura de carga manométrica para cada frecuencia de operación.

Figura 37

Curvas características H-Q de la bomba (30-60 Hz)



Nota: La gráfica muestra la familia de curvas de operación de la bomba. Cada curva representa la relación entre la altura manométrica (H) y el caudal (Q) para una frecuencia de operación específica.

5.3.2. Predicción del Rendimiento mediante el Modelo de Leyes de semejanza

Las leyes de afinidad son un conjunto de relaciones de escala que predicen el rendimiento de una bomba centrífuga cuando cambia su velocidad de operación o el diámetro de su impulsor. En este estudio, al mantenerse constante el diámetro del impulsor, las leyes se simplifican para relacionar el rendimiento únicamente con la velocidad de rotación (N).

Las tres leyes fundamentales utilizadas son:

1. **Relación de Caudal:** El caudal es directamente proporcional a la velocidad de rotación.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (44)$$

2. **Relación de Altura:** La altura es proporcional al cuadrado de la velocidad de rotación.

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad (45)$$

3. **Relación de Potencia:** La potencia absorbida es proporcional al cubo de la velocidad de rotación.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (46)$$

Aplicación para la Generación de Curvas Teóricas:

El procedimiento para generar las curvas de rendimiento teóricas se basa en utilizar la curva que nos da el fabricante como referencia fiable y aplicar las leyes de afinidad para proyectar el rendimiento a otras velocidades.

Figura 38

Tabla de rendimiento para la familia de bombas F 80/160

MODELO	POTENCIA (P ₂)		Q										
	kW	HP		m ³ /h	0	30	60	90	120	150	180	210	240
Trifásica			l/min	0	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	
F 80/160D	11	15	H metros	25	25	25	24.5	23.5	21	18	14.5	10	
F 80/160C	15	20		30	30	30	29.5	28.5	26	23	19.5	15	
F 80/160B	18.5	25		35	35	35	34.5	33.5	31	28.5	24.5	20	
F 80/160A	22	30		40	40	40	39.5	38.5	36	33	29.5	25	

Nota: Datos de rendimiento extraídos del catálogo del fabricante. La tabla muestra la altura manométrica total (H) en metros para diferentes caudales (Q).

Con base en los puntos experimentales de caudal obtenidos, se procede a aplicar las leyes de afinidad a los ocho puntos de datos disponibles con el propósito de construir la curva característica teórica correspondiente a una frecuencia de operación de 45 Hz.

Tabla 24

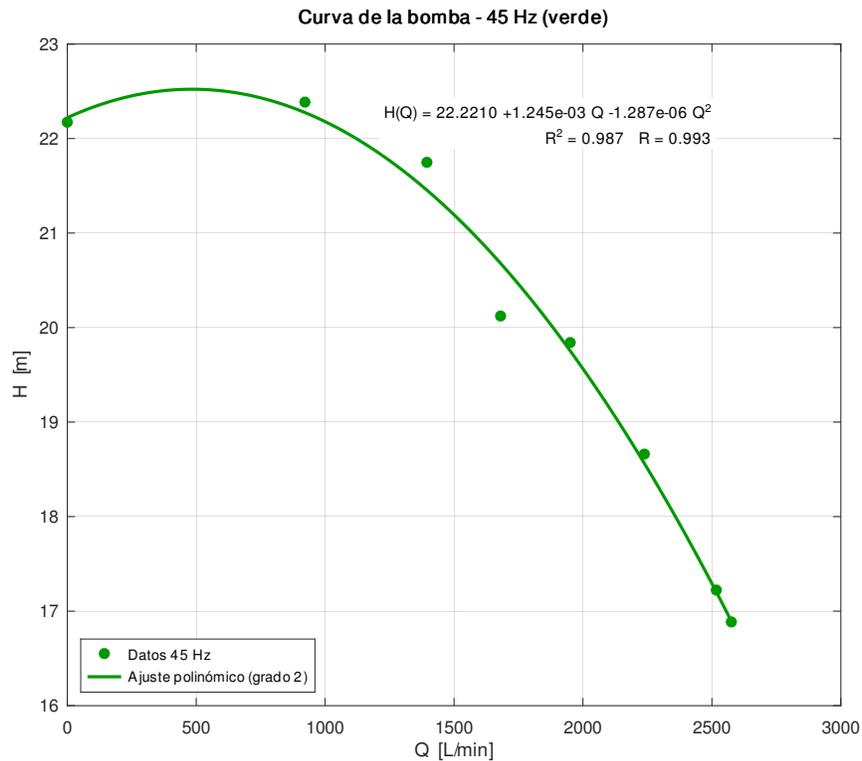
Datos de Curva Teórica para 45 Hz

Variable	1	2	3	4	5	6	7	8
Q	2575.40	2517.00	2238.00	1950.60	1680.40	1394.60	921.80	0.00
H	16.886	17.223	18.662	19.842	20.123	21.749	22.386	22.174

Nota: Valores de la curva modelo para la bomba a 45 Hz. Q es el caudal y H es la altura de carga manométrica para cada punto de operación. Aplicando leyes de afinidad

Figura 39

Curva Teórica de la bomba a 45 Hz



Nota: Se incluye la ecuación del ajuste y el coeficiente de determinación (R^2).

Para la obtención de las curvas características correspondientes a las frecuencias de 30, 35, 40, 45, 50, 55 y 60 Hz, se implementa el mismo procedimiento metodológico empleado previamente para la frecuencia de 45 Hz, aplicando de manera sistemática las leyes de afinidad.

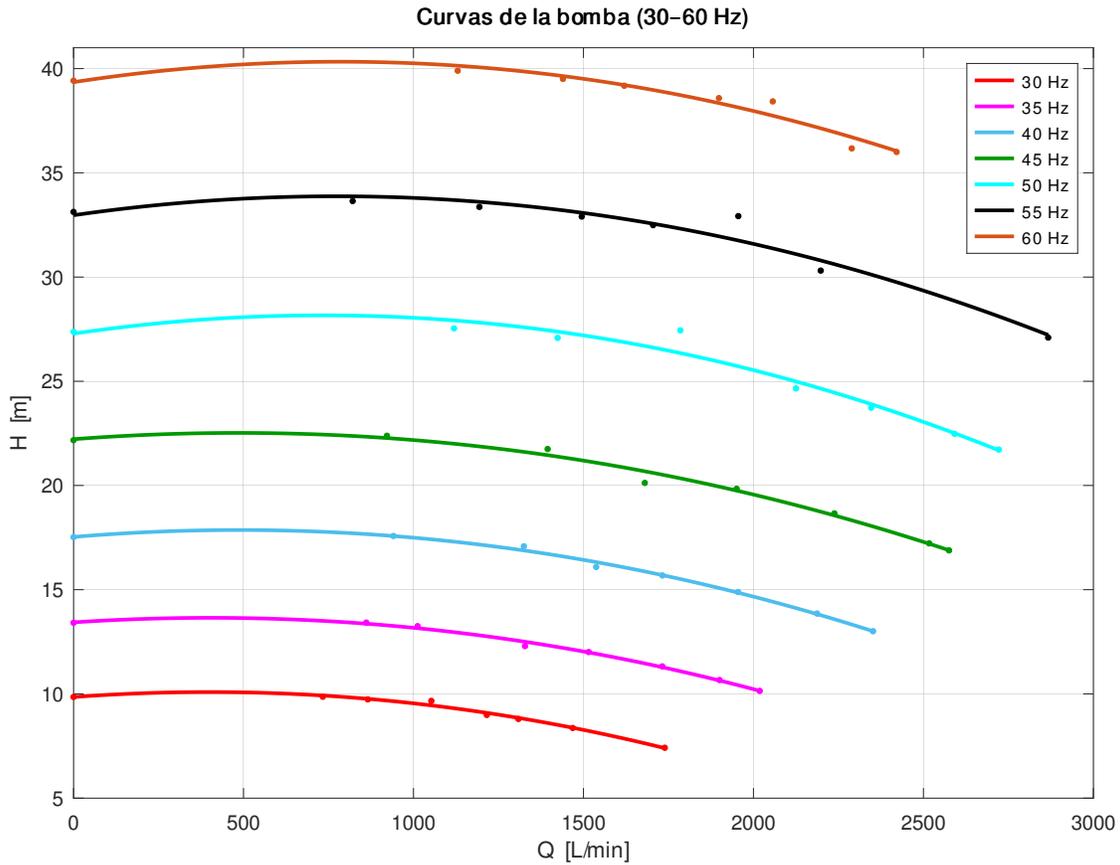
Tabla 25*Datos de Curvas Modelo para Caudal (Q) y Altura (H)*

Medición		Punto de Operación							
(Hz)	Var.	1	2	3	4	5	6	7	8
30	Q	1739.20	1468.60	1308.60	1215.60	1052.40	865.60	733.20	0.00
	H	7.417	8.366	8.800	8.992	9.665	9.736	9.865	9.855
35	Q	2018.40	1900.20	1731.80	1515.40	1328.00	1012.00	861.20	0.00
	H	10.145	10.666	11.321	12.008	12.294	13.250	13.422	13.414
40	Q	2351.80	2187.20	1954.60	1732.20	1537.40	1324.60	941.00	0.00
	H	13.009	13.856	14.887	15.683	16.090	17.082	17.578	17.520
45	Q	2575.40	2517.00	2238.00	1950.60	1680.40	1394.60	921.80	0.00
	H	16.886	17.223	18.662	19.842	20.123	21.749	22.386	22.174
50	Q	2721.80	2591.60	2346.20	2125.20	1785.00	1424.00	1119.20	0.00
	H	21.723	22.476	23.730	24.655	27.443	27.079	27.536	27.375
55	Q	2867.00	2197.80	1955.60	1704.80	1494.80	1193.80	821.00	0.00
	H	27.096	30.310	32.923	32.489	32.902	33.365	33.647	33.124
60	Q	2421.20	2289.20	2056.80	1898.40	1620.00	1439.60	1130.00	0.00
	H	36.001	36.173	38.428	38.584	39.178	39.506	39.898	39.420

Nota: Valores de las curvas modelo para la bomba. Q es el caudal y H es la altura de carga manométrica para cada frecuencia de operación.

Figura 40

Familia de curvas Teóricas características H-Q de la bomba



Nota: La gráfica muestra el comportamiento de la altura manométrica (H) frente al caudal (Q) para siete frecuencias de operación distintas, desde 30 Hz hasta 60 Hz.

5.3.3. Análisis Comparativo y Cuantificación de Desviaciones

Con los conjuntos de datos experimentales y teóricos ya establecidos, el siguiente paso es realizar una comparación directa para evaluar el comportamiento de la bomba en el laboratorio.

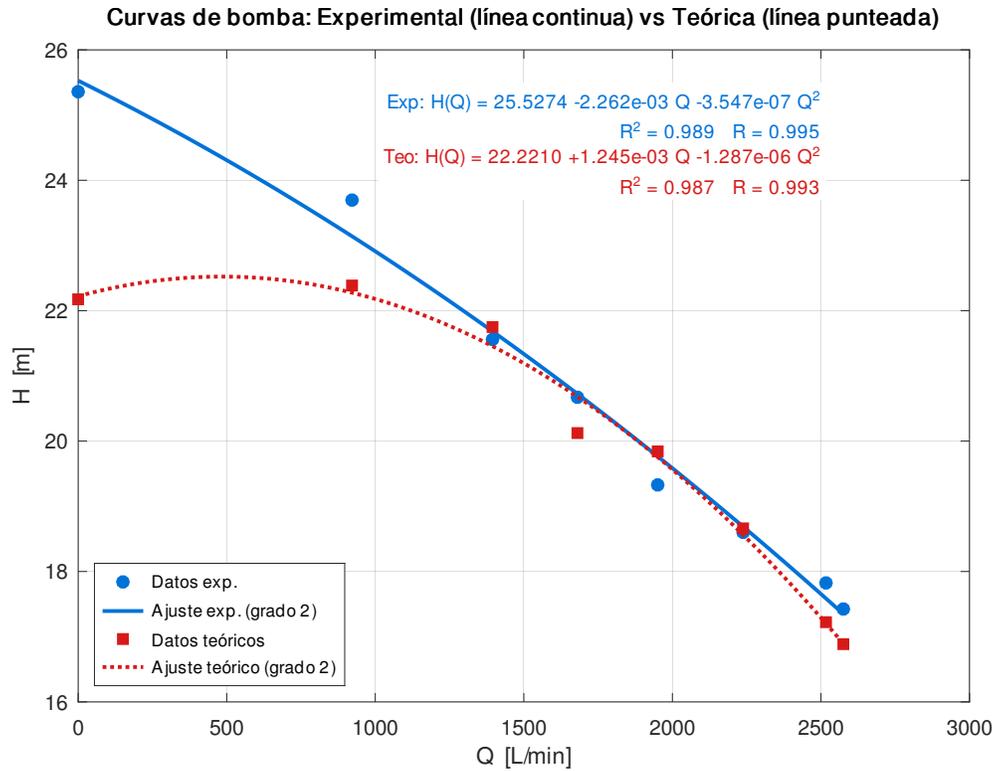
Comparación visual

La Figura 41 presenta una superposición de las curvas experimentales y las curvas teóricas predichas por las leyes de afinidad. Este gráfico permite una evaluación cualitativa

inmediata de la concordancia entre el modelo y la realidad.

Figura 41

Comparación de las curvas de la bomba: Experimental vs. Teórica a 45 hz



Nota: La gráfica muestra una comparación entre los datos experimentales (círculos azules, línea continua) y los datos teóricos (cuadrados rojos, línea punteada). Se incluyen los ajustes polinómicos para ambas curvas.

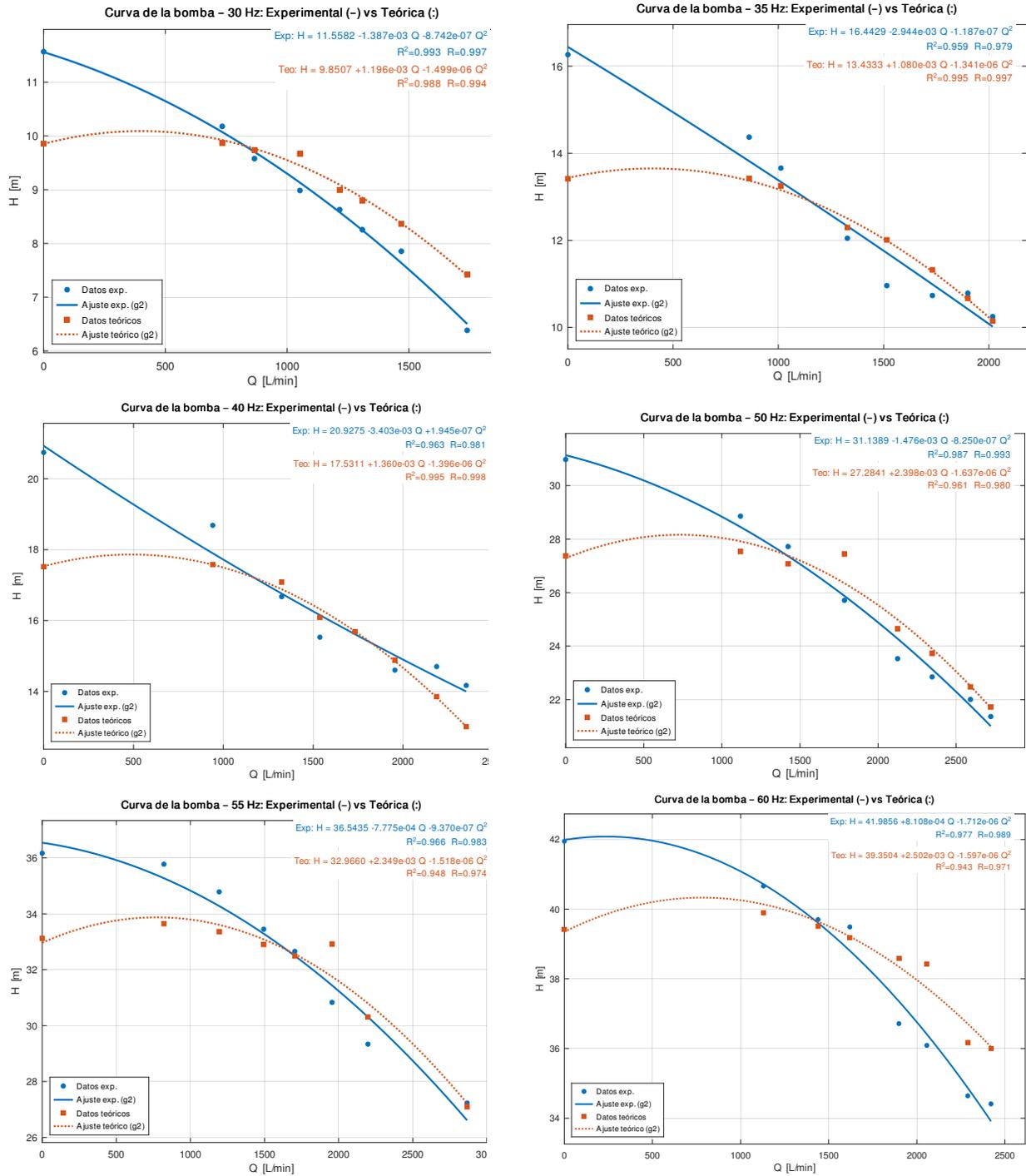
El análisis del gráfico revela que la curva experimental proporciona una altura manométrica superior a la teórica en la mayor parte del rango de operación. Esta discrepancia es más notable a caudal cero, donde la bomba real alcanza una altura de $\approx 25,5$ m, en contraste con los $\approx 22,2$ m del modelo teórico.

En la zona de operación media, entre $\approx 1,400$ – $2,300$ L/min, ambas curvas muestran una excelente concordancia. Los ajustes cuadráticos para ambos conjuntos de datos son altamente confiables, con coeficientes de determinación (R^2) de $\approx 0,99$. Hacia caudales elevados, el modelo teórico vuelve a subestimar levemente la altura (H) entregada por la bomba.

de forma análoga, comparamos las demás gráficas para 30, 35, 40, 50, 55, 60 hz

Figura 42

Comparación de las curvas de la bomba: Experimental vs. Teórica



Nota: Comparación entre los resultados teóricos y experimentales del funcionamiento de las máquinas hidráulicas. Datos obtenidos durante las pruebas realizadas en 2025.

Análisis Cuantitativo

Para ir más allá de la observación cualitativa, se cuantificó la desviación. Para cada frecuencia, se calculó el error porcentual entre la altura experimental y la altura teórica predicha para el mismo caudal:

$$\text{Error (\%)} = \frac{|H_{\text{exp}} - H_{\text{teo}}|}{H_{\text{exp}}} \times 100 \quad (47)$$

En la tabla 26. Se observa que el conjunto de 56 puntos de operación evaluados muestra una consistencia alta entre los valores experimentales y los teóricos:

- Error promedio global: 4.84 % (mediana 4.0 %).
- 60.7 % de los puntos presentan errores ≤ 5 % y 83.9 % están ≤ 7 %.
- Por frecuencia:
 - 30 Hz: 7.59 % (mediana 6.55 %).
 - 35 Hz: 5.73 % (mediana 4.25 %).
 - 40–60 Hz: errores promedio entre 3.66 % y 4.71 %.
- Máximos errores se observan en los extremos del régimen (puntos con $Q \approx 0$ o caudal muy bajo), alcanzando hasta 17.5 %; el resto de puntos se mantiene sustancialmente por debajo de ese valor.

En conjunto, los resultados evidencian un ajuste sólido entre la teoría y el experimento, con un error relativo medio de ≈ 5 % (la mayoría de los puntos ≤ 5 –7 %) y sin un sesgo sistemático apreciable. Las discrepancias mayores se concentran cerca del punto de cierre ($Q \rightarrow 0$), donde el error relativo se amplifica por efectos instrumentales y pérdidas menores no modeladas. En consecuencia, se concluye que la bomba funciona correctamente y reproduce con fiabilidad su curva característica en el rango de caudales ensayado —especialmente entre 40 y 60 Hz—, validando así la idoneidad del modelo y del equipo.

Tabla 26

Comparación de Datos Experimentales y Teóricos de Curvas Modelo

Medición		Punto de Operación							
(Hz)	Var.	1	2	3	4	5	6	7	8
30	Q	1739.20	1468.60	1308.60	1215.60	1052.40	865.60	733.20	0.00
	H _{exp}	6.383	7.853	8.255	8.628	8.984	9.577	10.177	11.567
	H _{teo}	7.417	8.366	8.800	8.992	9.665	9.736	9.865	9.855
	Error	16.2	6.5	6.6	4.2	7.6	1.7	3.1	14.8
35	Q	2018.40	1900.20	1731.80	1515.40	1328.00	1012.00	861.20	0.00
	H _{exp}	10.247	10.783	10.731	10.958	12.047	13.659	14.370	16.266
	H _{teo}	10.145	10.666	11.321	12.008	12.294	13.250	13.422	13.414
	Error	1.0	1.1	5.5	9.6	2.1	3.0	6.6	17.5
40	Q	2351.80	2187.20	1954.60	1732.20	1537.40	1324.60	941.00	0.00
	H _{exp}	14.171	14.703	14.604	15.684	15.532	16.675	18.686	20.741
	H _{teo}	13.009	13.856	14.887	15.683	16.090	17.082	17.578	17.520
	Error	8.2	5.8	1.9	0.0	3.6	2.4	5.9	15.5
45	Q	2575.40	2517.00	2238.00	1950.60	1680.40	1394.60	921.80	0.00
	H _{exp}	17.425	17.825	18.601	19.328	20.672	21.559	23.696	25.358
	H _{teo}	16.886	17.223	18.662	19.842	20.123	21.749	22.386	22.174
	Error	3.1	3.4	0.3	2.7	2.7	0.9	5.5	12.6
50	Q	2721.80	2591.60	2346.20	2125.20	1785.00	1424.00	1119.20	0.00
	H _{exp}	21.367	22.006	22.850	23.533	25.712	27.722	28.859	30.977
	H _{teo}	21.723	22.476	23.730	24.655	27.443	27.079	27.536	27.375
	Error	1.7	2.1	3.9	4.8	6.7	2.3	4.6	11.6
55	Q	2867.00	2197.80	1955.60	1704.80	1494.80	1193.80	821.00	0.00
	H _{exp}	27.235	29.338	30.831	32.658	33.451	34.787	35.774	36.166
	H _{teo}	27.096	30.310	32.923	32.489	32.902	33.365	33.647	33.124
	Error	0.5	3.3	6.8	0.5	1.6	4.1	5.9	8.4
60	Q	2421.20	2289.20	2056.80	1898.40	1620.00	1439.60	1130.00	0.00
	H _{exp}	34.411	34.642	36.089	36.714	39.489	39.700	40.662	41.948
	H _{teo}	36.001	36.173	38.428	38.584	39.178	39.506	39.898	39.420
	Error	4.6	4.4	6.5	5.1	0.8	0.5	1.9	6.0

Nota: Comparación entre valores experimentales y teóricos de las curvas modelo para la bomba.

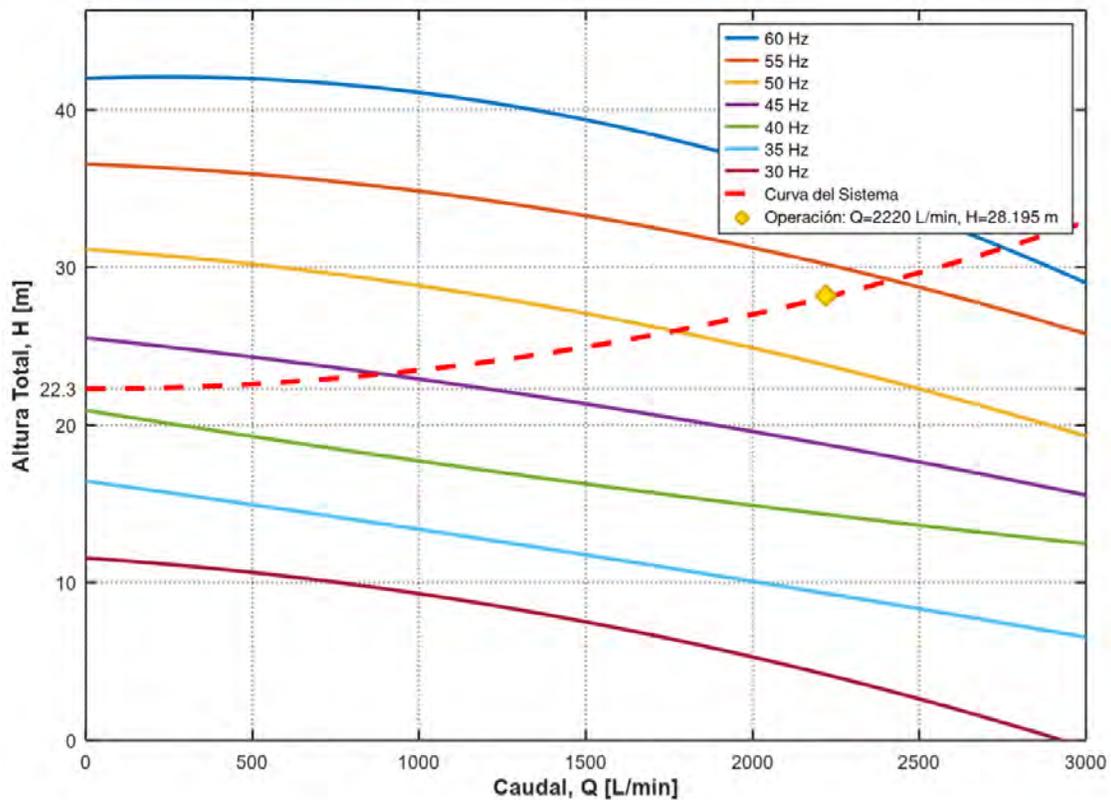
5.4. Determinación del Punto de Operación

Con la curva del sistema y la curva de la bomba, se puede determinar el punto de operación, que corresponde al punto donde ambas curvas se intersectan.

Para que la turbina funcione correctamente, la bomba principal debe generar una altura total que cubra la energía necesaria para su operación, la altura estática y las pérdidas de carga del sistema, tanto primarias (por fricción en las tuberías) como secundarias (por accesorios y válvulas).

Figura 43

Curvas características de la bomba principal y curva del sistema.



Nota: La figura muestra las curvas características de la bomba principal obtenidas para distintas frecuencias de operación (30–60 Hz) y la curva del sistema, representada por la línea discontinua roja. La intersección entre ambas define el posible punto de funcionamiento para cada frecuencia.

Como se observa en la Fig. 43 , el punto de operación de la turbina corresponde a un caudal de aproximadamente 2220 L/min y una altura total de 28,195 m. Sin embargo, ninguna de las curvas características obtenidas a diferentes frecuencias logra interceptar la curva del sistema en dicho punto, lo que indica que a ninguna de las frecuencias ensayadas se alcanza plenamente el requerimiento hidráulico del sistema. No obstante, la presencia de un variador de frecuencia permite ajustar la operación de la bomba principal dentro del rango de 50 a 55 Hz, donde el comportamiento de las curvas se aproxima a las condiciones deseadas, posibilitando alcanzar el punto de operación requerido.

Tal como se indicó en el ítem 4.3, la selección inicial de 45 Hz se basó en la similitud de su caudal con el requerido por el sistema; sin embargo, los resultados muestran que dicha frecuencia no garantiza el cumplimiento del punto de operación.

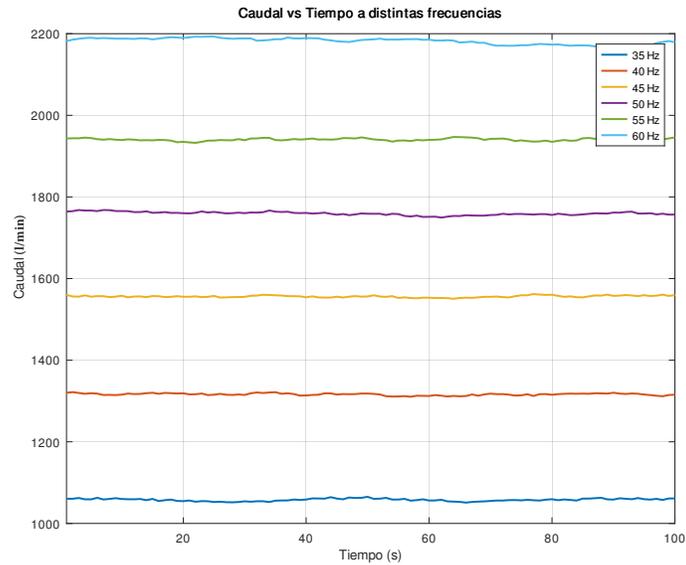
5.5. Datos de Operación de la PAT y Michell-Banki

El banco de pruebas cuenta con una interfaz en una plataforma de Siemens. En este portal es posible registrar 100 datos en un periodo de 100 segundos. Los resultados se presentan en una tabla de Excel, pero requieren un tratamiento previo para poder ser interpretados. En este caso, se extraen los valores de caudal y presión con el fin de compararlos con los datos mostrados anteriormente en el capítulo anterior.

5.5.1. Operación de la PAT

Figura 44

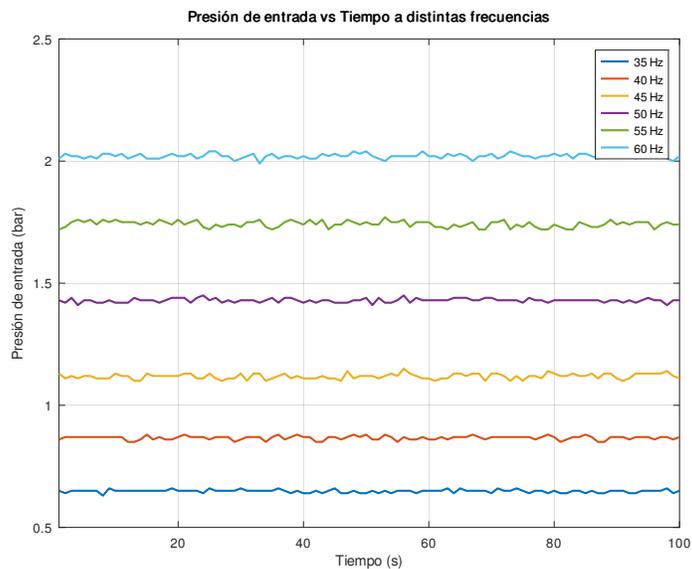
Caudal vs Tiempo a distintas frecuencias PAT



Nota: El gráfico muestra la estabilidad del caudal a lo largo de 100 segundos para seis frecuencias de operación distintas, variando de 35 Hz a 60 Hz.

Figura 45

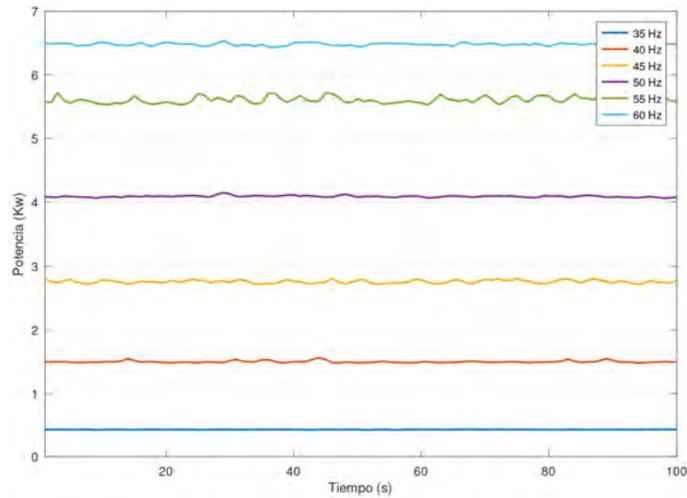
Presión de entrada vs Tiempo a distintas frecuencias



Nota: El gráfico muestra la variación de la presión de entrada (bar).

Figura 46

Registro de Potencia (Kw) en función del tiempo (s) para distintas frecuencias de operación.



Nota: Gráfico generado a partir de datos experimentales, mostrando la estabilidad de la presión medida para diferentes frecuencias de la bomba (35 Hz a 60 Hz).

Tabla 27

Datos de Frecuencia, Caudal, Altura y Potencia

Frecuencia (Hz)	Caudal (Valor)	Altura (m.c.a)	Potencia (Kw)
35	1057.9264	6.6118	0.427022063
40	1316.3422	8.8389	1.494678733
45	1556.1675	11.4075	2.755335725
50	1759.494	14.5748	4.086606933
55	1940.4322	17.7656	5.60303002
60	2182.0416	20.6054	6.480235558

Nota: Datos que relacionan la frecuencia con el caudal, la altura y la potencia calculada. Tener en consideración que ha 46 hz se llega a una potencia de 3 Kw que es la potencia del motor-generator, los valores a frecuencias superiores sobre exigen al generator.

Figura 47

Relación entre Caudal (l/min) y Altura (m.c.a) a diferentes frecuencias

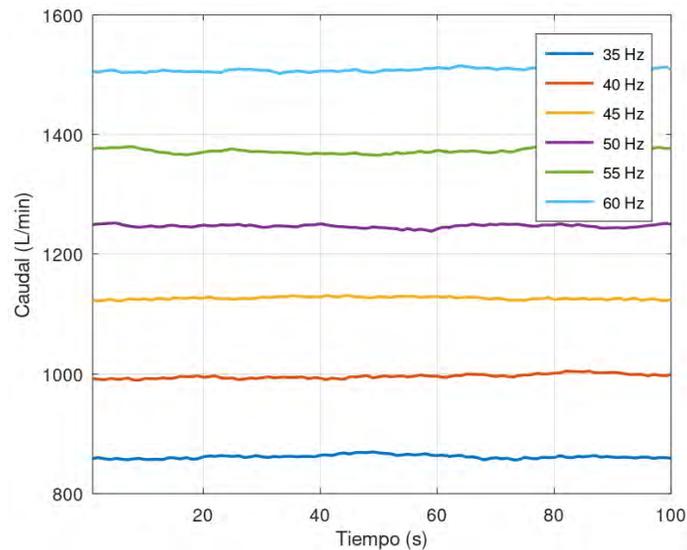


Nota: Gráfica obtenida de la tabla 27

5.5.2. Operación de la Michell-Banki

Figura 48

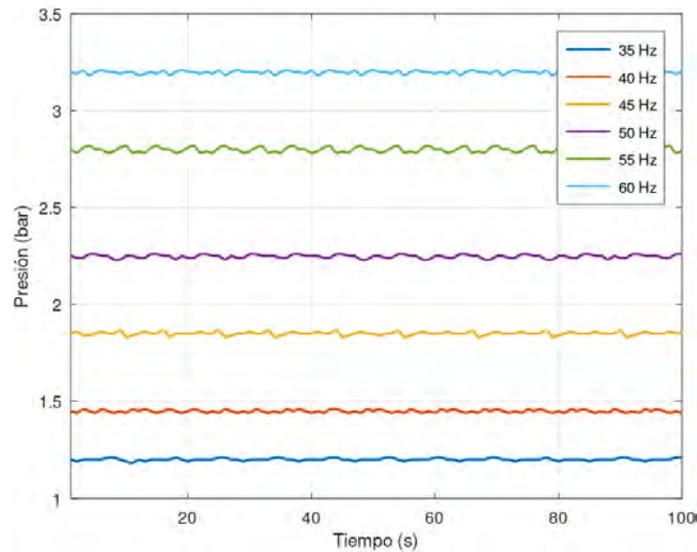
Caudal vs Tiempo a distintas frecuencias Michell-Banki



Nota: Datos a diferentes frecuencias de la bomba (35 Hz a 60 Hz)

Figura 49

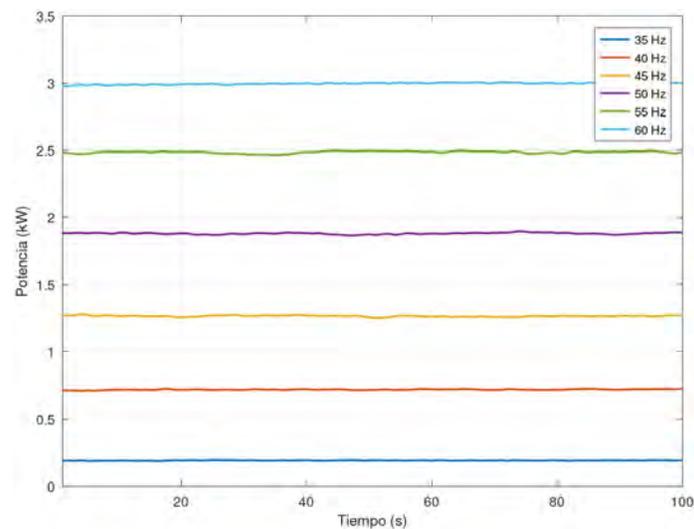
Registro de la presión (bar) en función del tiempo (s) para distintas frecuencias de operación.



Nota: Gráfico generado a partir de datos experimentales, mostrando la estabilidad de la presión medida para diferentes frecuencias de la bomba (35 Hz a 60 Hz).

Figura 50

Registro de Potencia (Kw) en función del tiempo (s) para distintas frecuencias de operación.



Nota: Gráfico generado a partir de datos experimentales, mostrando la estabilidad de la potencia medida para diferentes frecuencias de la bomba (35 Hz a 60 Hz).

Tabla 28

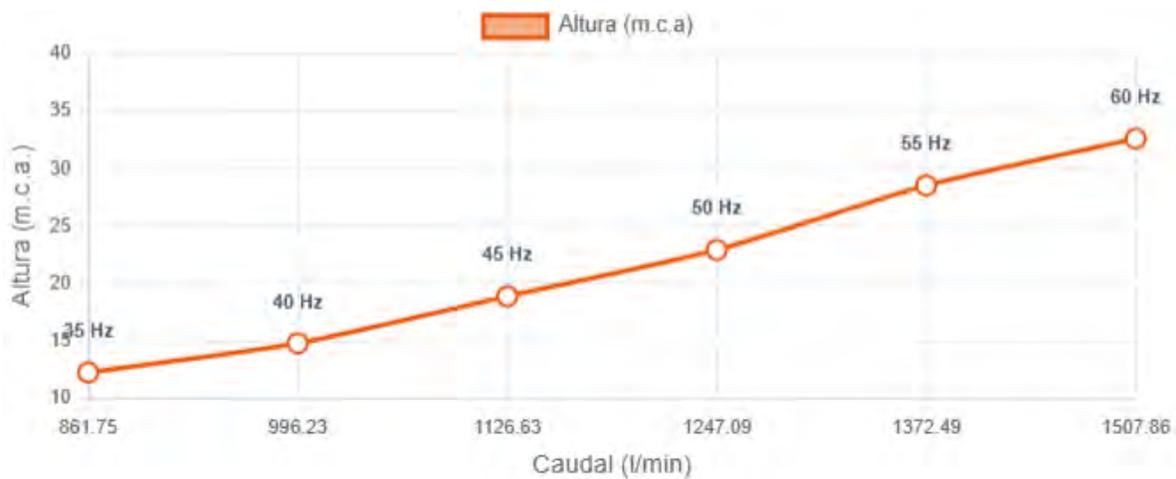
Datos de Frecuencia, Caudal, Altura y Potencia de Michell-Banki

Frecuencia (Hz)	Caudal (Valor)	Altura (m.c.a)	Potencia (Kw)
35	861.7521	12.2415	0.1931646
40	996.2327	14.7795	0.7194198
45	1126.6322	18.8706	1.2665944
50	1247.0931	22.9167	1.882347
55	1372.4941	28.5332	2.4864461
60	1507.8573	32.6110	2.9970357

Nota: Datos que relacionan la frecuencia con el caudal, la altura y la potencia calculada.

Figura 51

Curva de Bomba: Altura (m.c.a.) vs. Caudal (Nuevos Datos)



Nota: Gráfica obtenida de la tabla 28.

5.5.3. Comparación de resultados

Tabla 29

Comparación de parámetros de la PAT, Antes y Después de la optimización

Frecuencia (Hz)	Caudal (l/min)		Altura (m.c.a)		Potencia (Kw)	
	Antes	Después	Antes	Después	Antes	Después
35	820	1057.93	6.12	6.61	0.10	0.43
40	1000	1316.34	7.14	8.84	0.62	1.49
45	1130	1556.17	8.46	11.41	1.15	2.76
50	1215	1759.49	9.59	14.57	1.51	4.09
55	1235	1940.43	10.20	17.77	1.65	5.60
60	1280	2182.04	10.81	20.61	1.61	6.48

Nota: Tabla comparativa de datos de caudal, altura y potencia, mostrando los valores Antes y Después para diferentes frecuencias de operación.

Tabla 30

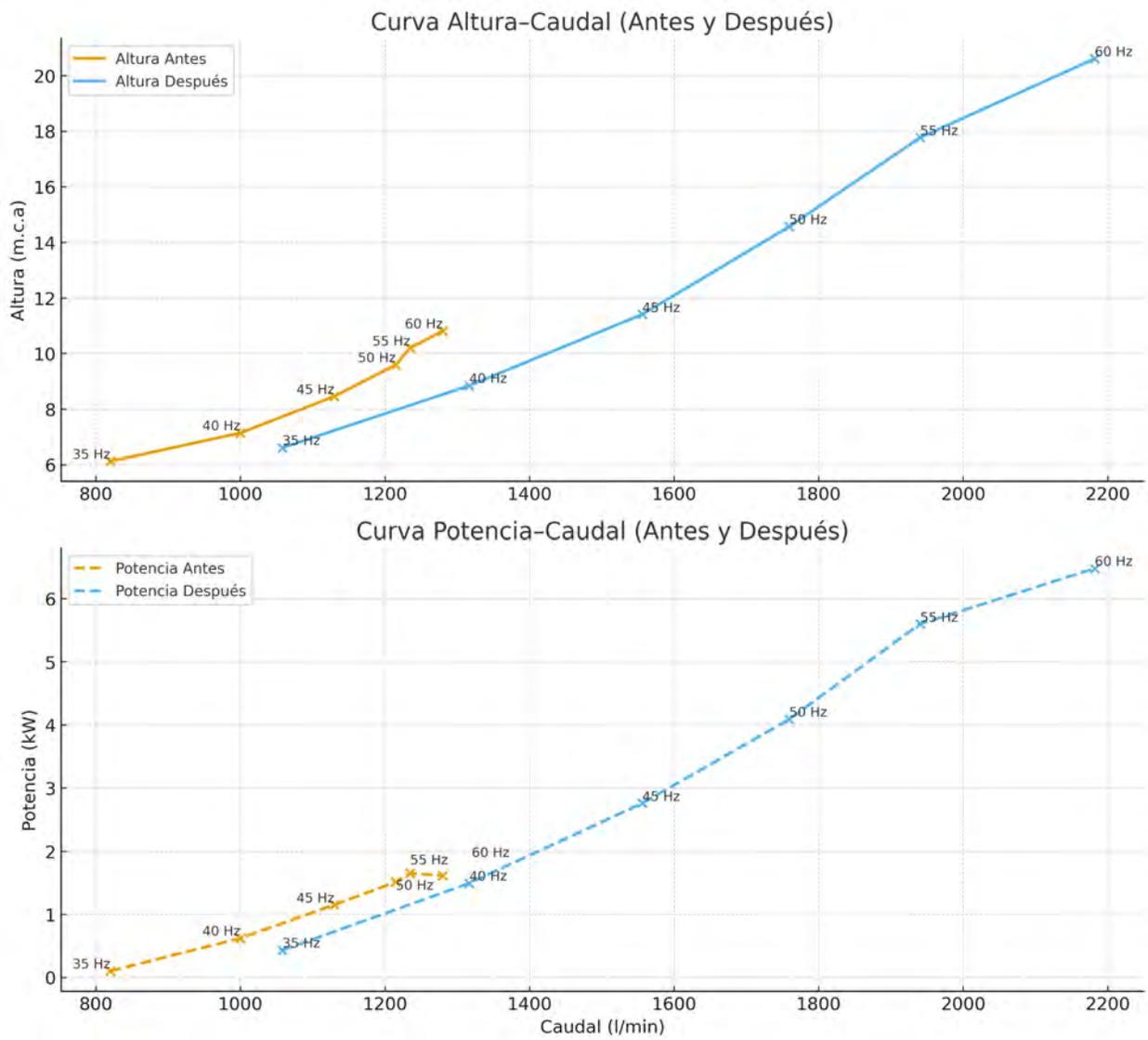
Comparación de parámetros de la Michell Banki, antes y Después de la optimización

Frecuencia (Hz)	Caudal (Q)		Altura (H)		Potencia (Kw)	
	antes	después	antes	después	antes	después
40	806.48	996.23	9.38	14.78	0.26	0.72
45	917.63	1126.63	12.14	18.87	0.43	1.27
50	1024.48	1247.09	15.14	22.92	0.67	1.88
55	1123.92	1372.49	18.19	28.53	0.95	2.49
60	1205.20	1507.86	20.49	32.61	1.18	3.00

Nota: Tabla comparativa de datos de caudal, altura y potencia, mostrando los valores Antes y Después para diferentes frecuencias de operación

Figura 52

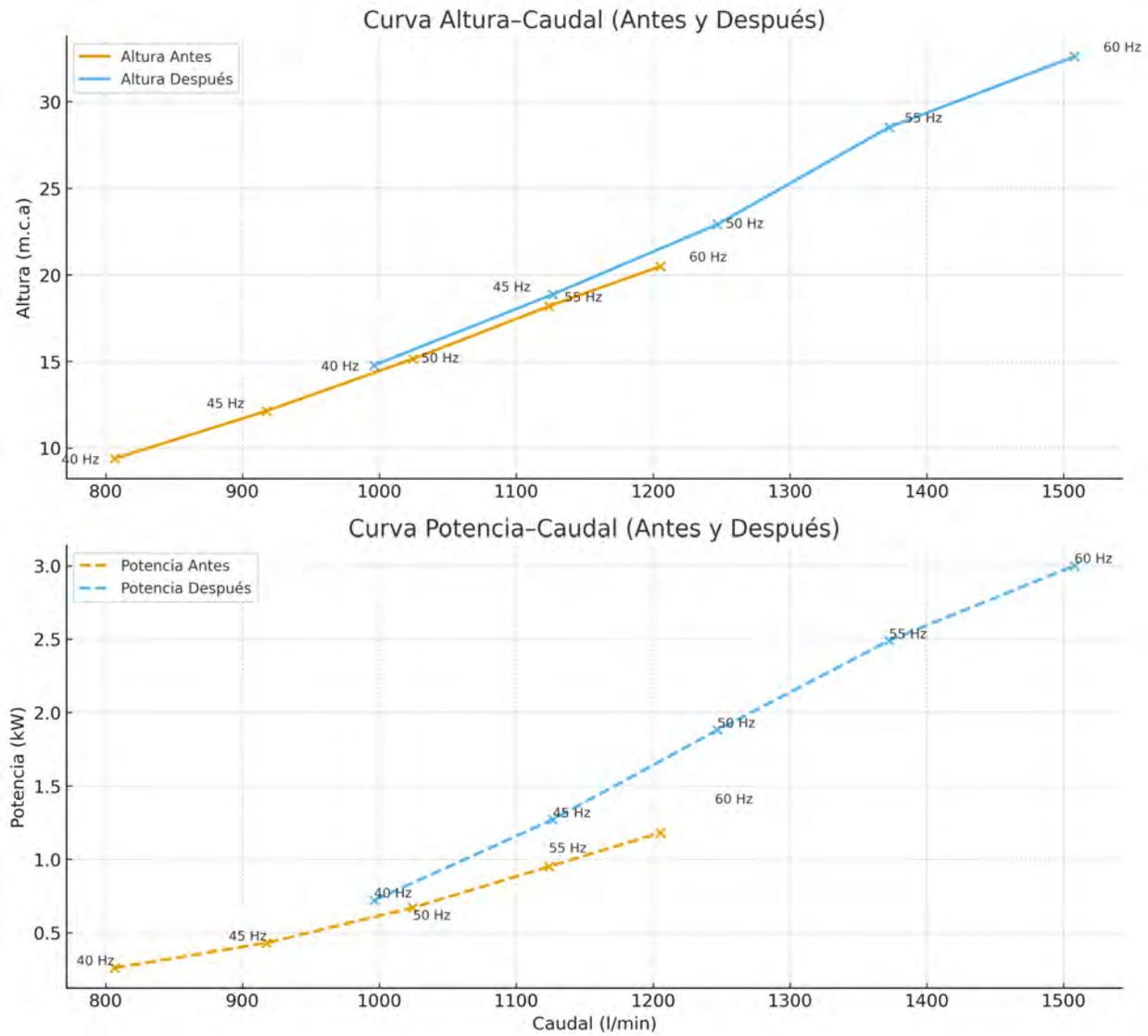
Curvas Altura-Caudal y Potencia-Caudal de la PAT Antes y Después de la Modificación



Nota: Se muestran las variaciones de altura y potencia en función del caudal para las condiciones antes y después de la mejora del sistema de alimentación.

Figura 53

Curvas Altura-Caudal y Potencia-Caudal de la Turbina Michell-Banki Antes y Después de la Optimización



Nota: Se comparan las variaciones de altura y potencia en función del caudal para las condiciones antes y después de la mejora del sistema de alimentación de la turbina Michell Banki.

CAPÍTULO VI

IMPLEMENTACIÓN ELÉCTRICA

6.1. Configuración General del Sistema

La mejora de la operatividad del banco de pruebas, desarrollada en el Capítulo IV, se alcanzó mediante la incorporación de un banco resistivo controlado y la sustitución del variador de frecuencia previo por un modelo de mayor capacidad, requerido para la nueva electrobomba utilizada en el suministro del fluido de trabajo.

Para cumplir los objetivos planteados, se implementó una configuración de sistema basada en tres unidades funcionales interrelacionadas, coordinadas por un único módulo de control.

- **Unidad de Potencia Hidráulica:** Comprende la actualización del conjunto de impulsión del fluido de trabajo. Está conformada por la electrobomba centrífuga Pedrollo F80/160A y un Variador de Frecuencia FRECON, encargado de regular la velocidad de giro y la potencia entregada al sistema hidráulico.
- **Unidad de Disipación de Carga:** Corresponde al banco de carga resistivo de 8.88 kW, conformado por resistencias distribuidas en múltiples etapas conmutables mediante contactores. Esta unidad se conecta a la salida de los generadores accionados por las turbinas PAT y Michell-Banki, permitiendo aplicar cargas controladas y reproducibles para la medición de la potencia eléctrica generada.
- **Unidad de Control Centralizado:** El Controlador Lógico Programable Siemens SIMATIC S7-1200, actúa como núcleo de operación del sistema. Este dispositivo integra y automatiza las funciones de ambas unidades, gestiona las secuencias de ensayo, envía las consignas de frecuencia al variador FRECON y conmuta las etapas del banco de carga, asegurando condiciones estables y seguras durante las pruebas.

avanza rápidamente Cada una de estas unidades contribuye a mejorar la repetibilidad, estabilidad y precisión de los ensayos, en concordancia con las recomendaciones internacionales aplicables a la evaluación experimental de turbomáquinas hidráulicas.

6.2. Implementación del sistema de velocidad variable (VFD)

Esta sección documenta la selección de componentes, la configuración y el montaje del hardware de potencia asociado a la nueva bomba principal.

6.2.1. Selección de componentes de potencia (bomba y VFD).

a) **Bomba principal:** Basado en los requerimientos hidráulicos calculados en el Capítulo IV, se seleccionó e instaló la electrobomba centrífuga modelo Pedrollo F80/160A. Este equipo asegura el suministro del caudal y la altura requeridos para el funcionamiento del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas. Las especificaciones técnicas de este equipo se presentan en la Tabla 16 y son:

- **Potencia nominal:** 22 kW (30 HP)
- **Tensión de operación:** 220–380 V trifásico
- **Velocidad nominal:** 3550 rpm (motor de 2 polos)
- **Rango del Caudal:** 500-4000 L/min
- **Altura máxima:** 40 m

Esta bomba de mayor capacidad reemplaza al equipo previo, permitiendo cubrir el rango de caudales necesarios para la operación de las turbinas de ensayo. Su integración incrementa la capacidad de experimentación y asegura una alimentación más estable en los puntos de operación establecidos.

b) **Accionamiento de Velocidad Variable (VFD):** La selección del VFD se basó en criterios de potencia, perfil de carga y capacidad de control:

- **Dimensionamiento de potencia:** Se seleccionó un VFD dimensionado para una potencia nominal de 22 kW (30 HP) en servicio normal, compatible con la alimentación trifásica del laboratorio de 220v, 60 Hz y de 3 fases. el variador de frecuencia implementado es de la marca FRECON).
- **Perfil de carga (Par variable):** Dado que las bombas centrífugas corresponden a cargas de Par Variable (VT), donde la potencia requerida es proporcional al cubo de la velocidad ($P \propto N^3$), se seleccionó un VFD optimizado para este tipo de perfil. Estos accionamientos presentan mayor eficiencia y son adecuados para aplicaciones de bombeo y ventilación, en contraste con los accionamientos de par Constante (CT).
- **Interfaz de control:** El VFD seleccionado dispone de interfaces compatibles con el PLC del laboratorio, incluyendo control remoto mediante bus de campo digital.

Figura 54

Variador de frecuencia FRECON



Nota: Proporciona protección contra sobretensión y sobrecorriente, y tiempo de descarga interna de 10 minutos debido a la capacidad de sus condensadores. Su uso garantiza arranques suaves, control preciso del punto de operación

6.2.2. Implementación del Circuito de Potencia y Protecciones

Se implementó un nuevo circuito de potencia trifásico dedicado para el VFD. El diseño del circuito (ver Figura 55) incorpora múltiples niveles de protección para salvaguardar tanto al personal como al equipo. La entrada principal de energía eléctrica hacia el tablero proporciona las tres fases (L1, L2, L3). Es la fuente primaria desde la cual se alimenta todo el sistema de potencia. Este termomagnético general (interruptor automático Siemens modelo: 3VM10633ED320AA0 de 3 polos y 63 amperios) proporciona:

- Protección al cableado aguas abajo.
- Aísla completamente el circuito en caso de falla.
- Actúa como seccionador manual del tablero.

Figura 55

Nueva línea trifásica aguas arriba del VDF



Nota: Termomagnético general instalado para salvaguardar los equipos y personal

- **Selección del calibre del cable:** En la alimentación eléctrica entre el tablero general y el tablero del variador de frecuencia se seleccionó un conductor de cobre calibre 8

AWG (8 mm²), cuya capacidad de conducción de corriente alcanza hasta 55 A según la Tabla 31. Esta elección se fundamenta en las condiciones reales de operación de la bomba principal, la cual trabaja bajo control de un variador de frecuencia. Este dispositivo elimina los picos elevados de corriente asociados al arranque directo, permitiendo que la corriente máxima del sistema no exceda los 40 A durante el régimen transitorio y se mantenga dentro de los valores nominales en operación estable. Debido a que el variador limita electrónicamente la corriente de arranque y suaviza la aceleración del motor, no es necesario sobredimensionar el conductor para soportar corrientes de arranque convencionales. Consecuentemente, el calibre 8 AWG proporciona un margen de seguridad adecuado frente a la corriente máxima prevista y asegura una operación confiable.

Tabla 31

Características geométricas y capacidad de corriente de conductores AWG

Calibre AWG	Área (mm ²)	Diám. cable (mm)	Espesor chaq. (mm)	Diám. final (mm)	Cap. Corr. * (A)	Cap. Corr. ** (A)
8	8.370	3.69	0.38	7.244	70	50
6	13.30	4.68	0.76	8.994	95	65
4	21.15	5.88	0.76	10.194	125	85
2	33.60	7.41	0.76	11.724	170	115
2	33.60	7.50	0.76	11.814	170	115
1/0	53.50	9.45	1.14	15.032	230	150
2/0	67.40	10.63	1.14	16.212	265	175
3/0	85.00	11.95	1.14	17.532	310	200
4/0	107.00	13.40	1.14	18.982	360	230

Nota: Modificado de INDECO S.A. (2023)

- **Protección del VFD:** Aguas arriba del VFD se instaló un termmagnético dimensionado Q1 para la corriente nominal de accionamiento. Este dispositivo proporciona protección magnética frente a cortocircuitos, resguardando la electrónica de potencia

del variador, la cual es sensible a picos de corriente. también cumple la función de:

- Aislar específicamente al variador y la bomba para mantenimiento.
- Separar la línea de alimentación del VFD sin afectar otros elementos del tablero.

Figura 56

Termomagnético de entrada al VDF

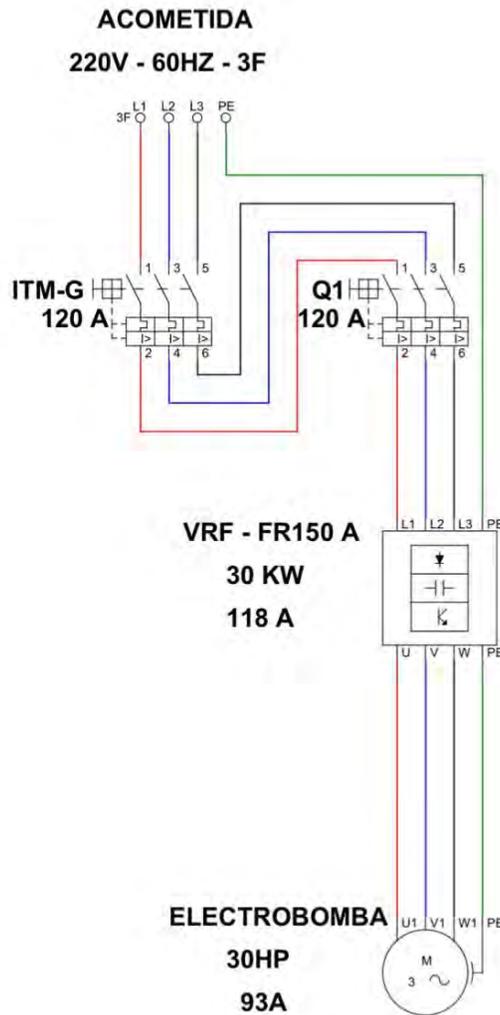


Nota: Termomagnético instalado a la entrada del VDF

- **Protección del motor:** La protección térmica del motor de 22 kW es gestionada por el propio VFD. El variador implementa un modelo térmico avanzado, basado en el criterio I^2t , que monitorea la carga y estima la temperatura del motor, ofreciendo una protección superior a la de un relé térmico convencional, especialmente durante operación a baja velocidad (condiciones de menor refrigeración).

Figura 57

Diagrama unifilar de potencia (Bomba-VDF)



Nota: diagrama unifilar que muestre la secuencia: Fuente de alimentación, termomagnético general, termomagnético de seccionamiento Q1, VFD y bomba principal 22kW

6.2.3. Parametrización del variador de frecuencia (VDF)

La configuración de los parámetros del VFD fue un paso crítico para adaptar el accionamiento a la aplicación específica del banco de pruebas y cumplir con los requisitos experimentales. Se configuraron los datos de la placa de la bomba F80/160A en el VDF.

a) **Límites operativos y control:**

Se configuraron los parámetros clave que definen el comportamiento experimental del banco de pruebas, tal como se especificó en los objetivos de la implementación:

- **Frecuencia mínima (límite inferior):** Se estableció en 30 Hz, valor similar al parámetro H56. Este límite corresponde al inicio del rango operativo hidráulico útil de la bomba, como se demuestra en los datos experimentales del Capítulo IV (véanse Figuras 36 y 43). Operar la bomba centrífuga por debajo de este punto resulta hidráulicamente ineficiente y puede comprometer la estabilidad del sistema.
- **Frecuencia máxima (límite superior):** Se fijó en 60 Hz, correspondiente a la frecuencia nominal de la red y del motor eléctrico.
- **Fuente de consigna de frecuencia:** El VFD fue configurado para recibir la consigna de velocidad (frecuencia) desde el PLC mediante comunicación por bus de campo digital.
- **Rampas de aceleración y desaceleración:** Se programaron rampas suaves para el cambio de frecuencia. Esta parametrización constituye una medida esencial de protección, ya que en un sistema hidráulico con elevada inercia del fluido, un arranque o parada bruscos generarían transitorios severos, como el golpe de ariete, poniendo en riesgo la integridad de las tuberías y accesorios del banco.

Para asegurar la reproducibilidad de los ensayos, la configuración completa se documenta en la siguiente tabla.

Tabla 32

Parámetros clave de programación del VFD

Grupo de parámetros	Nombre del parámetro	Código	Valor configurado
Motor	Potencia nominal	P304	22 kW
Motor	Tensión nominal	P305	220 V
Motor	Corriente nominal (FLA)	P307	54 A
Motor	Frecuencia nominal	P310	60 Hz
Motor	Velocidad nominal	P311	3550 rpm
Límites	Frecuencia mínima	P1080 (H56)	30,0 Hz
Límites	Frecuencia máxima	P1082	60,0 Hz
Rampas	Tiempo aceleración	P1120	Configurado
Rampas	Tiempo desaceleración	P1121	Configurado
Control	Fuente de consigna	P1000	Bus de campo

Nota. Los parámetros listados corresponden a la configuración adoptada para el variador de frecuencia que acciona la bomba principal del banco de pruebas.

Figura 58

Cambio del anterior VDF por el nuevo VDF Frecon



Nota: La imagen de la izquierda muestra el anterior VDF del sistema y su posterior cambio .

6.3. Implementación del banco de carga resistivo de 6.9kW

Para evaluar el rendimiento y la eficiencia de las turbomáquinas (PAT y Michell-Banki), es necesario medir la potencia que entregan. Estas turbinas accionan generadores eléctricos; por lo tanto, la potencia de salida se mide en el dominio eléctrico. Se construyó un banco de carga resistivo a medida para aplicar una carga controlada y disipar la potencia generada reemplazando así la cocina eléctrica de 4kW que antes trabajaba como banco de resistencias del banco de pruebas.

6.3.1. Selección de componentes del banco de resistencias

El banco de carga se construyó para una potencia total de 8.88 kW, operando a una tensión nominal de 220 V. La selección de los elementos resistivos se realizó considerando su disponibilidad comercial, su adecuada densidad de potencia y la posibilidad de verificación visual durante los ensayos.

■ Carga base (focos y reflectores) – 6.48 kW

La carga base está conformada por un conjunto de lámparas incandescentes, reflectores halógenos y tubos fluorescentes, todos ellos de comportamiento resistivo. La selección se realizó considerando su disponibilidad comercial, bajo costo y la ventaja operativa que ofrecen en entornos de laboratorio: permiten una verificación visual inmediata del estado de cada etapa de carga y de la potencia generada por las turbinas durante los ensayos. La distribución instalada es la siguiente:

- 6 reflectores de 500 W
- 1 reflector de 1000 W
- 2 focos de 200 W
- 14 focos de 100 W
- 1 foco de 60 W

- 4 focos de 50 W
- 3 focos de 25 W
- 2 focos de 15 W
- 4 focos de 5 W
- 2 focos de 3 W
- 8 tubos fluorescentes de 36 W

Esta combinación totaliza una carga resistiva base de **6.48 kW**.

■ **Carga de potencia (calefactores) – 2.40 kW**

Para cubrir las etapas de mayor demanda se instalaron dos calefactores de 1.2 kW cada uno, basados en resistencias de níquel–cromo. Estos elementos presentan una elevada densidad de potencia, una disipación térmica estable y una mayor robustez frente a cargas continuas elevadas, características que los hacen más adecuados que un conjunto equivalente de lámparas incandescentes para las etapas superiores del banco.

6.3.2. Configuración de conmutación y etapas de carga

Un banco resistivo compuesto por una sola etapa (activando directamente toda la potencia) no sería adecuado para la caracterización de las turbinas, ya que permitiría registrar únicamente un punto de operación. Para obtener las curvas de potencia y eficiencia en función del caudal, es necesario contar con una carga escalonada que permita modificar la potencia eléctrica absorbida por el generador en cada ensayo.

Por ello, el banco resistivo se implementó con una configuración por etapas, distribuyendo la potencia total de 8.88 kW en varios grupos independientes que combinan reflectores, focos incandescentes, lámparas fluorescentes y calefactores eléctricos. Esta disposición proporciona flexibilidad en la selección de carga y permite reproducir distintos niveles de demanda eléctrica durante las pruebas de las turbinas Michell–Banki y PAT.

Además, cada foco y cada tubo fluorescente dispone de un interruptor individual, lo que posibilita realizar ajustes finos dentro de cada etapa y obtener transiciones controladas entre niveles de carga.

Las etapas de carga se distribuyen de la siguiente manera:

- **Etapa 1:** Conjunto de reflectores y focos de alta potencia (500 W, 1000 W y 200 W), empleados para aplicar incrementos iniciales de carga.
- **Etapa 2:** Conjunto de focos de potencia intermedia (100 W y 60 W), adecuado para transiciones moderadas entre niveles de carga.
- **Etapa 3:** Conjunto de focos de baja potencia (50 W, 25 W, 15 W, 5 W y 3 W), utilizado para ajustes finos en la carga aplicada.
- **Etapa 4:** Ocho tubos fluorescentes de 36 W conectados en paralelo, lo que permite incrementos regulares en el rango medio de potencia.
- **Etapa 5:** Se dispone de un sistema de calefacción modular compuesto por dos unidades portátiles de 1.2 kW cada una. Cada calefactor opera mediante un control escalonado con incrementos de carga resistiva de 400 W, permitiendo una modulación precisa de la potencia. El sistema ofrece una potencia total combinada máxima de 2.4 kW.

Cada etapa puede activarse de manera independiente, y sus combinaciones permiten obtener más de treinta ajustes discretos de carga. La potencia total disponible es de 8.88 kW, con una corriente aproximada de 40 A en un sistema de 220 V.

El tablero cuenta con una palanca general de desconexión que permite aislar completamente el banco durante maniobras de operación o mantenimiento, garantizando la seguridad del equipo y del operador.

En conjunto, esta configuración escalonada de conmutación y el sistema de medición asociado proporcionan un control preciso sobre la carga eléctrica aplicada, asegurando

una operación estable, segura y repetible durante las pruebas de desempeño de los equipos hidráulicos del banco.

6.3.3. Instrumentación del banco de carga resistivo

Para completar el objetivo de la tesis (calcular la eficiencia), no basta con asumir la potencia nominal de las cargas. Es imprescindible medir la potencia eléctrica real (P_{elec}) generada por el sistema.

La eficiencia global del conjunto turbina–generador se determina como:

$$\eta = \frac{P_{\text{elec}}}{P_n},$$

donde la potencia neta disponible en la turbina se expresa como:

$$P_n = \rho g Q H.$$

Esta formulación permite evaluar el desempeño real del sistema considerando los valores medidos de caudal, altura y potencia eléctrica durante los ensayos.

Para medir P_{elec} , se instaló un medidor de panel multifunción (vatímetro) en la línea de salida del generador, antes del banco de carga. Este instrumento digital mide y muestra simultáneamente los siguientes parámetros eléctricos:

- Tensión AC (V)
- Corriente AC (A)
- Frecuencia (Hz)

La lectura de este vatímetro proporciona el dato necesarios para calcular la P_{elec} (potencia de salida) necesario para todos los cálculos de rendimiento de la turbina.

Figura 59

Banco de resistencias



Nota: Banco resistivo de 8.8 kW con focos, tubos y calefactores, control individual e instrumentación monofásica integrada.

6.4. Integración del sistema de control PLC y lógica de programación

Esta sección describe la función de control del banco de pruebas, basada en el Controlador Lógico Programable (PLC) del laboratorio, encargado de coordinar las operaciones automáticas y la lectura de variables eléctricas e hidráulicas durante los ensayos.

Figura 60

Plc del sistema



Nota: PLC marca Siemens Simatic s7 1200.

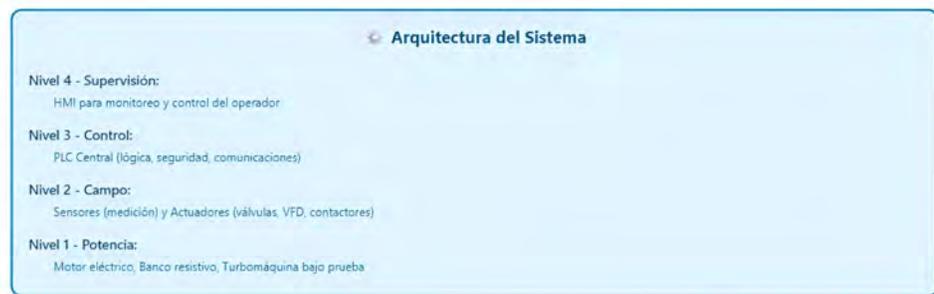
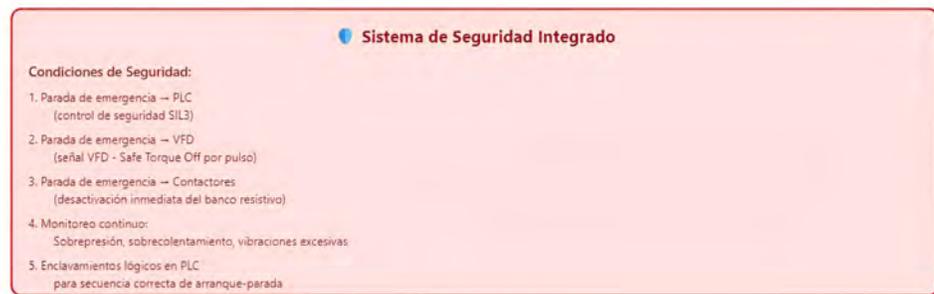
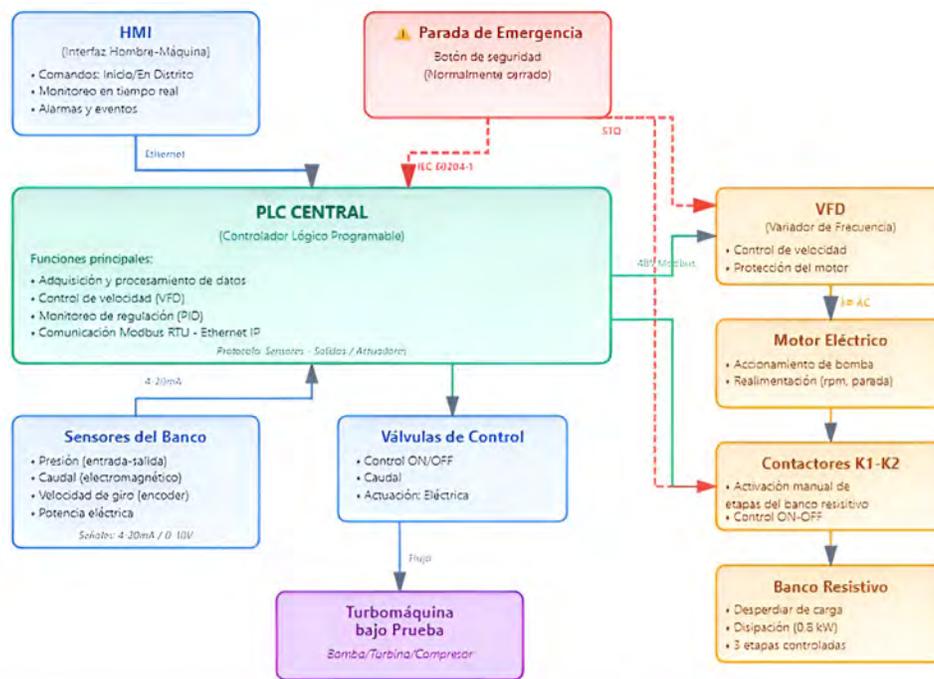
6.4.1. Arquitectura de control y comunicación

El PLC actúa como el centro de mando del sistema, concentrando todas las señales de entrada y salida que intervienen en las pruebas.

La comunicación entre el PLC y el variador de frecuencia se estableció mediante Modbus RTU, utilizando la interfaz RS-485 del sistema S7-1200. Este enlace digital permite enviar consignas de frecuencia con valores exactos (por ejemplo, 43.0 Hz) sin verse afectado por interferencias eléctricas. Al evitar el uso de señales analógicas de 0–10 V, se elimina la variabilidad asociada a ruido o descalibraciones, garantizando un control estable de la velocidad de la bomba principal y una repetibilidad consistente en incrementos de 1 Hz durante los ensayos.

Figura 61

Diagrama de Control del Banco de Pruebas de Turbomáquinas Hidráulicas



Nota: Diagrama de control del banco de pruebas donde el PLC central coordina la comunicación con el variador de frecuencia (VFD).

6.4.2. Lógica de programación para secuencia de pruebas

El programa del PLC sigue una secuencia automática de prueba, en la cual se varía progresivamente la frecuencia del VFD y se registran las variables de operación. Cada paso de frecuencia activa la bomba principal, estabiliza el caudal, y luego ejecuta la lectura de parámetros eléctricos e hidráulicos. La lógica incluye las siguientes funciones básicas:

- Inicialización del sistema con verificación de condiciones seguras.
- Activación del VFD con incremento progresivo de la frecuencia.
- Lectura y almacenamiento de los datos eléctricos e hidráulicos.
- Parada automática o manual de la prueba.

Con esta estructura, el banco de pruebas puede ejecutar ensayos repetibles y controlados, reduciendo errores humanos y asegurando que cada prueba mantenga las mismas condiciones de operación.

6.4.3. Implementación de seguridad y parada de emergencia

La operación del banco de pruebas requiere mecanismos mínimos de protección que garanticen la integridad del equipo hidráulico y eléctrico durante los ensayos. Si bien el sistema no cuenta con un circuito formal de parada de emergencia cableado, se implementaron funciones básicas de seguridad integradas en el control automatizado del banco, orientadas a evitar condiciones de operación no deseadas.

En primer lugar, el sistema incorpora una protección asociada al nivel de agua del reservorio. Cuando el sensor de nivel detecta un valor por debajo del umbral mínimo, el PLC inhibe el encendido de la bomba principal, evitando el funcionamiento en seco y el consiguiente riesgo de cavitación o sobrecalentamiento. Esta condición debe restablecerse antes de permitir un nuevo arranque.

Asimismo, se implementó una protección ante sobretensión en la etapa de generación. Cuando la tensión eléctrica producida por la turbomáquina bajo prueba supera aproximadamente los 240 V, el sistema ejecuta un reinicio automático del variador de frecuencia (VFD), forzando su retorno a 30 Hz. Este mecanismo reduce inmediatamente la potencia mecánica suministrada por la bomba principal y estabiliza las variables de operación, evitando una condición de sobrecarga en el generador y en el banco resistivo.

Finalmente, el PLC registra estos eventos y detiene la secuencia de prueba cuando ocurre alguna de estas condiciones, notificando al operador mediante la interfaz HMI. Esta lógica de protección asegura que las pruebas no continúen bajo parámetros fuera de operación segura, aun en ausencia de un sistema completo de parada de emergencia cableado.

6.5. Validación funcional

Antes de integrar los sistemas y realizar las pruebas hidráulicas, cada subsistema eléctrico fue validado de forma independiente para verificar su correcto funcionamiento.

6.5.1. Verificación del Lazo de Control de Frecuencia (Prueba en Vacío)

Se realizó una prueba funcional del lazo de control PLC-VFD. Con la válvula de compuerta en el tramo de la turbina convencional (operación en vacío), se ejecutó el programa de barrido de frecuencia. Se monitoreó tanto la consigna enviada por el PLC como la frecuencia real de salida reportada por el VFD a través del bus de campo.

El objetivo fue verificar la precisión del control digital de “1 Hz”. Los resultados (Tabla 5.3) confirmaron un seguimiento perfecto de la consigna, validando la programación y la infraestructura de comunicación.

En este capítulo se ha documentado el diseño, implementación y validación del sistema eléctrico de potencia y control que sirve como pilar para la optimización del banco de pruebas de turbomáquinas.

Tabla 33*Comparación entre la consigna de frecuencia y la frecuencia real del VFD*

Consigna de Frecuencia (PLC) [Hz]	Frecuencia de Salida (VFD) [Hz]	Error (%)
30.0	30.0	0.0
31.0	31.0	0.0
32.0	32.0	0.0
⋮	⋮	⋮
59.0	59.0	0.0
60.0	60.0	0.0

Nota. El variador de frecuencia reproduce con exactitud la consigna enviada por el PLC en todo el rango de operación evaluado (30–60 Hz), mostrando un error de 0%.

Se ha implementado con éxito un nuevo sistema de bombeo basado en una electrobomba Pedrollo de 22 kW, gobernada por un VFD parametrizado para un rango de operación experimental de 30 Hz a 60 Hz. Simultáneamente, se construyó y calibró un banco de carga resistivo de 8.88 kW, compuesto por focos y calefactores, conmutado por contactores.

Ambos subsistemas fueron integrados mediante un PLC, cuya lógica de programación (con incrementos de 1 Hz) automatiza el protocolo de adquisición de datos. Las pruebas de validación funcional demostraron que el control de frecuencia es preciso y que la potencia disipada por el banco de carga es conocida y medible.

CAPÍTULO VII

EVALUACIÓN ECONÓMICA

7.1. Justificación y Alcance de la Evaluación Económica

Este capítulo presenta la evaluación económica correspondiente al proyecto de “Optimización de la Operatividad del Banco de Pruebas de Turbomáquinas Hidráulicas”, cuyos fundamentos técnicos, de diseño e implementación se han detallado en los capítulos precedentes de esta tesis.

El objetivo fundamental de esta evaluación es determinar el gasto total incurrido en la ejecución de las mejoras técnicas. Estas mejoras, descritas en el Capítulo IV (Análisis del Nuevo Sistema Hidráulico) y el Capítulo VI (Implementación Eléctrica), han sido esenciales para transformar la capacidad operativa del laboratorio.

Es importante delimitar el alcance de este análisis. Esta evaluación se centra exclusivamente en un informe de costos de inversión. No se presenta una evaluación de rentabilidad financiera, ya que el proyecto constituye una mejora tecnológica para la investigación y la docencia en el ámbito universitario de la UNSAAC, y no un proyecto comercial con fines de lucro. Por lo tanto, se excluye explícitamente el cálculo de indicadores financieros como el Valor Actual Neto (VAN), la Tasa Interna de Retorno (TIR) o el período de recuperación de la inversión (Payback).

7.2. Metodología de Desglose de Costos

Para presentar los costos bajo un enfoque de ingeniería, tal como lo requiere la naturaleza del proyecto, se empleó una metodología basada en la Estructura de Desglose de Trabajo (EDT), o *Work Breakdown Structure* (WBS). Esta metodología organiza los costos en “Paquetes de Trabajo” que representan los sistemas funcionales y las disciplinas de ingeniería involucradas. Este enfoque permite una visualización clara del costo por componente técnico, en lugar de una simple lista cronológica de gastos.

Los costos totales del proyecto se han estructurado en los siguientes cuatro paquetes de trabajo principales:

- **Paquete de Trabajo 1 (PT-01):** Sistema de Bombeo Principal (Activos Centrales).
- **Paquete de Trabajo 2 (PT-02):** Sistema Hidráulico y Tuberías (Materiales *Piping*).
- **Paquete de Trabajo 3 (PT-03):** Sistema Eléctrico, Potencia y Control.
- **Paquete de Trabajo 4 (PT-04):** Servicios de Instalación y Mano de Obra (Montaje).

7.3. Costos de Inversión por Paquetes de Trabajo

A continuación, se presenta el desglose detallado de los costos del proyecto, estructurado según los paquetes de trabajo definidos en la metodología.

7.3.1. *Paquete de Trabajo 1 (PT-01): Sistema de Bombeo Principal*

Este paquete de trabajo agrupa los dos activos de mayor valor económico e impacto tecnológico del proyecto de optimización, los cuales fueron asumidos por la UNSAAC. Estos componentes son el corazón del nuevo sistema de alimentación de fluido, como se describe en los Capítulos IV y VI.

- **Electrobomba Centrífuga (Pedrollo F80/160A):** Esta unidad de 30 HP (22 kW) fue seleccionada para reemplazar al equipo anterior, proveyendo el caudal (hasta 4000 L/min) y la altura manométrica (hasta 40 m) requeridos para la correcta caracterización de las turbinas Michell-Banki y PAT en el banco.
- **Variador de Frecuencia (VFD):** Es el componente de control esencial que permite ejecutar los protocolos de prueba (Capítulo V), ajustando la velocidad de la bomba para simular un amplio rango de condiciones operativas y puntos de ensayo.

Tabla 34

Desglose de Costos – Sistema de Bombeo Principal (PT-01). Gastos Aumidos por la UNSAAC

Ítem	Descripción y Fabricante/Modelo	Especificación Técnica	Cant.	C. Unitario (S/.)	C. Total (S/.)
1.1	Electrobomba Centrífuga Pedrollo / F80/160A	30 HP / 22 kW, 3F, 3550 rpm	1	18,841.20	18,841.20
1.2	Variador de Frecuencia Freon	40 HP / 30 kW, 220-380V, 3F	1	7,394.92	7,394.92
Subtotal PT-01				26,236.12	

Nota: Desglose de costos para los componentes principales del Sistema de Bombeo (PT-01). Costos expresados en Soles (S/).

7.3.2. Paquete de Trabajo 2 (PT-02): Sistema Hidráulico y Tuberías

Este paquete detalla los costos de los materiales necesarios para la modificación integral del sistema de tuberías (*piping*), una intervención clave descrita en la Sección 4.1 del Capítulo IV para reducir pérdidas y mitigar la cavitación.

Las modificaciones clave costeadas incluyen la instalación de la nueva línea de succión de mayor diámetro ($DN\ 150 / 6''$), y el reemplazo de la válvula de regulación en la línea de la turbina Michell-Banki por una válvula de compuerta ($DN\ 100 / 4''$) que ofrece un mejor control de flujo.

Para el costo de la tubería de acero $DN\ 150$, se ha estimado una longitud de 5 metros lineales basada en el *layout* del laboratorio, aplicando el costo por metro referencial. Dada la alta cantidad de accesorios menores (codos, bridas, empaquetaduras, pernos), estos se han agrupado en un costo global (*lump sum*), una práctica estándar en la estimación de costos de *piping*.

Tabla 35*Desglose de Costos – Sistema Hidráulico y Tuberías (PT-02)*

Ítem	Descripción y Especificación Técnica	Cant.	C. Unitario (S/.)	C. Total (S/.)
2.1	Tubería de Acero DN 150 (6") Sch 40	0.3 metros	75.50	22.65
2.2	Válvula de Compuerta Bridada, DN 100 (4")	1	500.00	500.00
2.3	Reducción Concéntrica Acero, 6"x 4"	1	39.00	39.00
2.4	Accesorios Menores Codos (DN150), Bidas Pernos, Empaquetaduras	1 Lote (Global)	450.00	450.00
Subtotal PT-02				1,011.65

Nota: Desglose de costos para el Sistema Hidráulico y Tuberías (PT-02). Costos expresados en Soles (S/).

7.3.3. *Paquete de Trabajo 3 (PT-03): Sistema Eléctrico, Potencia y Control*

Este paquete cuantifica los componentes requeridos para la implementación eléctrica, detallada en el Capítulo VI. Esta infraestructura es fundamental para el funcionamiento seguro de la nueva bomba y para la correcta medición de la potencia generada.

Los costos incluyen:

- **Tablero de Control para VFD:** El *VFD* (costeado en *PT – 01*) requiere un tablero de potencia dedicado que incluye protecciones termomagnéticas (Figura 55), seccionadores y borneras.
- **Banco de Carga Resistivo:** El nuevo banco de 8,8 *kW* (Sección 6.3) fue construido a medida. El costo se estima como un lote global, incluyendo su estructura, los elementos calefactores (2,4 *kW*), focos incandescentes, interruptores y cableado interno.
- **Instrumentación:** El costo del medidor multifunción (vatímetro) instalado en el panel

del banco de carga (Sección 6.3.3), necesario para medir la potencia eléctrica generada por las turbinas.

- **Materiales Eléctricos:** Costo global para el cableado de potencia entre el tablero y la bomba, y entre el *VFD* y el tablero.

Tabla 36

Desglose de Costos – Sistema Eléctrico, Potencia y Control (PT-03)

Ítem	Descripción y Especificación Técnica	Cant.	C. Unitario (S/.)	C. Total (S/.)
3.1	Interruptor Automático MCCB Siemens 63 A, 3 Polos, 25 kA (I_{cu} @ 415 V)	1	525.00	525.00
3.2	Banco de Carga Resistivo 8.8 kW, construcción a medida	(Global)	1,500.00	1,500.00
3.3	Instrumentación de Panel Medidor Multifunción (Vatímetro)	1	69.5	69.5
3.4	Materiales Eléctricos Cableado de potencia (Bomba-VFD), bandejas	(Global)	1500.00	1500.00
Subtotal PT-03			3,594.50	

Nota: Desglose de costos para el Sistema Eléctrico, Potencia y Control (PT-03). Costos expresados en Soles (S/).

7.3.4. Paquete de Trabajo 4 (PT-04): Servicios de Instalación y Mano de Obra

Este paquete de trabajo cuantifica el costo del capital humano especializado requerido para el montaje, instalación y puesta en marcha de todos los sistemas. Las tareas incluyeron el montaje de una bomba de 153 kg, alineamiento de ejes, soldadura de tuberías de acero de hasta 6 *pulgadas* de diámetro, y el conexionado eléctrico de potencia (22 kW) y control.

Este tipo de labor requiere personal técnico calificado, Por lo tanto, el costo de la mano de obra se ha estimado utilizando la tarifa de un “Operador de equipo electromecánico”,

la cual asciende a S/ 29,74 por hora-hombre (HH). Se ha estimado un total de 200 HH (equivalente a dos técnicos trabajando 1 mes completo) para la ejecución de todas las tareas.

Tabla 37

Desglose de Costos – Servicios de Instalación y Mano de Obra (PT-04)

Ítem	Descripción del Servicio	Unidad	Tarifa (S/.)	Cantidad (HH)	Costo Total (S/.)
4.1	Montaje Electromecánico (Bomba, VFD, Alineamiento)	(HH)	29.74	96	2855.04
4.2	Instalación de Tuberías (Corte, soldadura, montaje de válvulas)	(HH)	29.74	40	1189.60
4.3	Instalación Eléctrica y Control (Tablero, Banco de Carga, Vatímetro)	(HH)	29.74	64	1903.36
				Subtotal PT-04	5,948.00

Nota: Desglose de costos para Servicios de Instalación y Mano de Obra (PT-04). Costos expresados en Soles (S/). HH = Horas-Hombre.

7.4. Consolidación de la inversión total de la optimización del banco de pruebas

La sección final consolida los subtotales de los cuatro paquetes de trabajo (PT-01 a PT-04) para presentar el costo total del proyecto de optimización del banco de pruebas.

Con base en los costos obtenidos mediante la metodología de desglose presentada, se determina que el costo total del proyecto “Optimización de la Operatividad del Banco de Pruebas de Turbomáquinas Hidráulicas” asciende a S/ 36,790.27 (Treinta y seis mil setecientos noventa con 27/100 soles).

Tabla 38*Resumen consolidado de la inversión de la optimización*

Ítem	Paquete de Trabajo (EDT)	Subtotal (S/.)	Porcentaje (%)
PT-01	Sistema de Bombeo Principal (Bomba + VFD)	26,236.12	71.3 %
PT-02	Sistema Hidráulico y Tuberías	1,011.65	2.75 %
PT-03	Sistema Eléctrico, Potencia y Control	3,594.50	9.77 %
PT-04	Servicios de Instalación y Mano de Obra	5,948.00	16.1 %
Subtotal Costos Directos		36,790.27	100.0 %

Nota: Resumen consolidado de la inversión total de la optimización del banco de pruebas. Costos expresados en Soles (S/).

Tabla 39*Resumen consolidado de la inversión de la optimización del banco de pruebas*

Ítem	Paquete de Trabajo (EDT)	Subtotal (S/.)	Porcentaje (%)
PT-02	Sistema Hidráulico y Tuberías	1,011.65	9.59 %
PT-03	Sistema Eléctrico, Potencia y Control	3,594.50	34.06 %
PT-04	Servicios de Instalación y Mano de Obra	5,948.00	56.35 %
Subtotal Costos Directos		10,554.15	100.0 %

Nota: Resumen de los Gastos asumidos por los tesisistas. Costos expresados en Soles (S/).

El análisis de la distribución de costos (Tabla 38) evidencia que el Paquete de Trabajo 1 (Sistema de Bombeo Principal) concentra el 71,3 % del costo total, constituyéndose en el componente más significativo de la inversión. Este resultado es coherente con el objetivo

central del proyecto, orientado a la modernización del sistema mediante el reemplazo de la bomba principal y la incorporación del variador de frecuencia.

El análisis de la distribución de costos (Tabla 39) evidencia que el Paquete de Trabajo 2, 3 y 4, los costos asociados a los sistemas auxiliares, el sistema hidráulico y tuberías (9.59 %), el sistema eléctrico y de control (34.06 %), junto con los servicios de instalación y mano de obra (56.35 %), representan la inversión total para la optimización del banco de pruebas asumida por los tesisistas. Estos elementos, aunque menos predominantes en el presupuesto, son indispensables para garantizar la correcta integración, operación y rendimiento del sistema optimizado.

Para la elaboración del análisis de sensibilidad del costo del proyecto, se establecieron supuestos económicos con el fin de garantizar la consistencia y comparabilidad de los resultados. Todos los costos se expresan en soles constantes del año 2025, considerándose un tipo de cambio promedio de $1 \text{ USD} = \text{S/ } 3,40$ para la valorización de los componentes importados. Bajo estos supuestos, se evaluó la sensibilidad del costo total del proyecto frente a variaciones en los principales paquetes de trabajo, identificándose al sistema de bombeo principal como el elemento de mayor impacto económico.

Esta inversión ha permitido transformar el banco de pruebas de una unidad con capacidad limitada y problemas operativos (documentados en el Capítulo III) a una plataforma de ensayo avanzada, versátil y segura (validada en los Capítulos IV, V y VI), cumpliendo así con todos los objetivos técnicos planteados en la presente tesis.

Tabla 40*Análisis de sensibilidad del costo de la investigación*

Paquete	Descripción	Part.	Sens.	Impacto sobre costo	Interpretación técnica
PT-01	Sistema de Bombeo Principal	71,3 %	Alta	Variaciones pequeñas generan cambios significativos. Un incremento del 10 % aumenta el 7,13 % del total.	Es el componente crítico, coherente con la modernización del sistema.
PT-02	Sistemas auxiliares, hidráulico y tuberías	9,59 %	Media-baja	Cambios individuales tienen impacto reducido; relevante al combinarse con otros paquetes.	Elementos necesarios para la distribución y conducción del fluido.
PT-03	Sistema eléctrico y de control	34,06 %	Media	Variaciones moderadas pueden afectar la operatividad, confiabilidad y seguridad.	Garantiza el control, automatización y seguridad del banco optimizado.
PT-04	Instalación y mano de obra	56,35 %	Media	Incrementos simultáneos en mano de obra y servicios generan sobrecostos acumulativos.	Indispensable para la integración y puesta en marcha de los sistemas.

Nota: El análisis de sensibilidad evidencia que el costo total del proyecto es altamente dependiente del Paquete de Trabajo 1, mientras que los demás paquetes presentan una sensibilidad moderada o baja de manera individual, pero relevante de forma conjunta.

CONCLUSIONES

- El primer objetivo específico, el diagnóstico del sistema hidráulico, confirmó caudal y altura insuficientes debido a pérdidas elevadas, una configuración deficiente en las transiciones (como la DN 50→DN 100) y una bomba incapaz de alcanzar el punto de diseño; la Pentax 65–160B, solo logró aproximadamente 1 205 L/min y 20,49 m.c.a. frente a los 2 421 L/min y 34,41 m.c.a. frente a los generados por la nueva bomba principal, operando en un régimen de cavitación ($NPSH_d \approx 2,77$ m frente a $NPSH_r \approx 3,0$ m), evidenciando que el sistema original no permitía ensayos completos.
- Para el segundo objetivo, se evalúa el impacto de las sustituciones de componentes y se concluye que la modificación del sistema de alimentación mediante la instalación de la bomba Pedrollo F80/160A de 22 kW con VFD y la mejora de la línea de succión y descarga (succión DN 150, retiro de válvulas de alta pérdida y transiciones adecuadas) redujo significativamente las pérdidas de carga y mejoró las condiciones frente a cavitación.
- Con el nuevo sistema hidráulico y el VFD, las curvas H–Q obtenidas entre 30 y 60 Hz mostraron concordancia con las curvas teóricas, con un error global de aproximadamente 4.8 %, y permitieron alcanzar el punto de operación de la turbina Michell–Banki únicamente entre 50 y 55 Hz, ampliando el rango operativo disponible.
- Relacionado al cuarto objetivo específico, el banco resistivo escalonado de 8.88 kW, equipado con medición de tensión, corriente y frecuencia, permitió aplicar cargas eléctricas controladas y reproducibles, estabilizando el comportamiento del caudal y la altura manométrica durante los ensayos y mejorando la calidad de los registros para la Michell–Banki y la PAT entre 35 y 60 Hz.
- En cuanto al tercer objetivo específico, el protocolo de pruebas, basado en el control automatizado y estable de la frecuencia de operación, aseguró condiciones repetibles

y una recolección ordenada de caudal, presiones y variables eléctricas, garantizando la validez del procedimiento para distintas condiciones de operación.

- Para el quinto objetivo específico, la evaluación económica determinó que la optimización del banco requirió una inversión total de S/ 36,790.27, donde la bomba y su variador concentraron el 71.3 % del costo; esta distribución confirma que la sustitución del sistema de bombeo y las mejoras hidráulicas fueron económicamente justificadas dentro del alcance académico del proyecto.
- El banco de pruebas optimizado fortalece docencia e investigación, favorece prácticas avanzadas y reduce dependencia de ensayos de campo, en línea con la justificación académica y social del proyecto.
- Con respecto al objetivo general de la investigación, con las nuevas modificaciones del banco de pruebas, los ensayos realizados a la turbina PAT y a la turbina Michell–Banki permitieron alcanzar los caudales y alturas necesarios para operar dentro de sus rangos de diseño. La PAT demostró capacidad para generar hasta 6.5 kW; sin embargo, por la limitación del generador, la operación se restringe a un máximo seguro de 3 kW para preservar su integridad. Por su parte, la Michell–Banki alcanzó alrededor de 3 kW, acorde con las características propias de la turbina. Estos resultados confirman que el banco de pruebas proporciona las condiciones hidráulicas adecuadas para la evaluación de ambas máquinas.

RECOMENDACIONES

- Optimización hidráulica y medición inteligente de caudal: Se propone rediseñar el tramo de instalación del caudalímetro incorporando secciones rectas normalizadas ($\geq 10D$ aguas arriba y $\geq 5D$ aguas abajo), complementadas con un sensor de caudal digital con salida analógica y comunicación industrial (4–20 mA / Modbus). Esta mejora permitiría integrar la medición al sistema de adquisición de datos del PLC, reducir errores por perturbaciones del flujo y habilitar el monitoreo remoto de caudales elevados.
- Sistema automatizado de control de presión y cavitación: Se propone implementar un sistema de monitoreo continuo de presión en la succión, con registro automático en el PLC y generación de alarmas cuando el NPSH disponible se acerque a valores críticos. Adicionalmente, se plantea incorporar un sistema de presurización controlada del tanque (0–0,5 bar) mediante válvula reguladora y sensor de presión, lo que permitiría ensayos de cavitación controlada, mayor seguridad operativa y la posibilidad de estudios avanzados de comportamiento hidráulico.
- Plan de mantenimiento predictivo y calibración automatizada: Se propone establecer un programa de mantenimiento semestral asistido por el PLC, que incluya alertas automáticas para la calibración de sensores de presión, caudal y potencia, así como registros históricos de desempeño. Esta estrategia facilitaría la confiabilidad metrológica del banco, reduciría tiempos de inactividad y permitiría ampliar su uso para servicios de ensayo y validación de equipos hidráulicos para terceros.
- Ampliación modular del rango operativo del sistema de bombeo: Para extender los rangos de operación a caudales mayores a 2 500 L/min o alturas superiores a 40 m, se propone evaluar la incorporación modular de bombas en serie o paralelo, integradas al sistema de control existente. Esta configuración permitiría seleccionar automáticamente el esquema hidráulico óptimo según el ensayo requerido, sin comprometer la capacidad

del banco de carga ni la estabilidad del control.

- Tratamiento del agua y gestión de calidad del fluido: Se propone instalar un sistema de acondicionamiento del agua (ablandamiento y filtrado) previo al tanque principal, con monitoreo de conductividad o dureza. Esta mejora reduciría la formación de incrustaciones, estabilizaría las pérdidas de carga a lo largo del tiempo y prolongaría la vida útil de tuberías, válvulas y sensores.
- Estandarización, documentación y migración del sistema de control: Se propone desarrollar una documentación técnica integral del programa del PLC, incluyendo diagramas de bloques, descripción de variables críticas y protocolos de comunicación con el variador de frecuencia. Asimismo, se plantea la migración del proyecto a una versión actualizada del entorno de programación, garantizando compatibilidad con nuevas interfaces HMI, módulos de comunicación y futuras expansiones del sistema.
- Automatización integral y ejecución autónoma de ensayos: Se propone implementar un sistema de control automático integrado entre el variador de frecuencia, el PLC y el banco de carga, capaz de ejecutar secuencias completas de ensayo preprogramadas. Esta automatización permitiría ajustes automáticos de frecuencia, carga y condiciones hidráulicas, mejorando la repetibilidad de los resultados, reduciendo la intervención del operador y habilitando la operación remota supervisada del banco de pruebas.

Bibliografía

- Agencia Internacional de la Energía. (2024). *Hydroelectricity* [Consultado el 26 de mayo de 2025]. <https://www.iea.org/energy-system/renewables/hydroelectricity>
- Aguado-Martínez, J. C. (2009). *Estudio del fenómeno de cavitación en la bomba-turbina tipo Francis, operando como bomba, del banco experimental del laboratorio de energía de la FIM-UNI*. Universidad Nacional de Ingeniería.
- Carravetta, A., Derakhshan-Houreh, S., & Ramos, H. M. (2018). *Bombas como turbinas: fundamentos y aplicaciones*. Springer.
- Catálogo técnico: Bombas centrífugas serie CM - Pentax* [Características técnicas, curvas de rendimiento y materiales de construcción de las bombas centrífugas Pentax serie CM.]. (2023). Pentax Industries S.p.A.
- de las Heras, S. (2011). *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas* (Primera). Iniciativa Digital Politècnica, Universitat Politècnica de Catalunya.
- González Cruz, G. (2023). *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* [Tesis de pregrado]. Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco [Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica].
- Guano, A., & Jijón, F. (2024). *Obtención de las curvas de la bomba y sistema, para encontrar el punto de operación entre la interacción bomba-sistema, en un banco de pruebas para bombas centrífugas* (inf. téc.) (Trabajo técnico de la Carrera de Ingeniería en Electrónica e Instrumentación). Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Latacunga, Ecuador. <https://www.espe.edu.ec>
- Gustin Camacho, R. (2022). *Diseño y construcción de un banco de pruebas para turbomáquinas hidráulicas, para potencias de generación de energía de hasta 6 kW* [Tesis de pregrado]. Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco [Asesor: Dr. Edgar Alfredo Catacora Acevedo].

- Hernández, J. L. (2013). *Proyecto de mejoras de tres bancos de pruebas instalados en el laboratorio de turbomáquina de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la UCV* [Trabajo especial de grado]. Universidad Central de Venezuela [Profesor guía: Ing. Nerio Ojeda; Tutor industrial: Ing. Augusto Carrillo].
- Huayhua Calla, J., & Mamani Caceres, B. R. (2024). *Estudio del comportamiento y fabricación de rodets experimentales para una microturbina Michell Banki de 3 kW de potencia de un banco de pruebas* [Tesis de pregrado]. Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco [Asesor: Dr. Edgar Alfredo Catacora Acevedo].
- INDECO S.A. (2023). *Catálogo Técnico de Conductores Eléctricos de Cobre* [Tabla de características geométricas y capacidades de corriente de conductores AWG]. INDECO S.A. Lima, Perú. <https://www.indecosa.com.pe>
- Instituto Nacional de Estadística e Informática. (2023). *Compendio estadístico 2023 – Región Cusco* [Disponible en línea]. https://www.inei.gob.pe/media/MenuRecursivo/publicaciones_digitales/Est/Lib1988/
- Jiménez, B. J. (2016). *Optimización de un banco de pruebas hidráulicas para analizar las curvas características de impulsores de bombas radiales* [Tesis de pregrado]. Universidad Nacional de Loja [Director de tesis: Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta, Mg. Sc.].
- Mataix, C. (2006). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Alfaomega.
- Morán, W. C. (1987). *Mecánica de fluidos 1*. Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica.
- Mott, R. L., & Untener, J. A. (2015). *Mecánica de Fluidos* (7.^a ed.). Pearson Educación.
- Munson, B. R., Young, D. F., & Okiishi, T. H. (2011). *Fundamentos de Mecánica de Fluidos* (1.^a ed.). Limusa Wiley.
- Osinermin. (2024, abril). *Boletín de operación del sector eléctrico: Abril 2024* (inf. téc.) (Hecho el Depósito Legal en la Biblioteca Nacional del Perú N° 2013-10654). Gerencia

- de Regulación de Tarifas, División de Generación y Transmisión Eléctrica. Lima, Perú.
<https://www.osinergmin.gob.pe>
- Potter, M. C., & Wiggert, D. C. (2011). *Mecánica de fluidos potter* (3ra edición). Cengage Learning.
- salvador de las heras. (2011). *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. Iniciativa Digital Politècnica.
- Sciences, K. (2005). *Vapor Pressure Data for H₂O* [Consultado el 12 de diciembre de 2025].
<http://kaffee.50webs.com/Science/activities/Chem/H2O.Vapor.Pressure.Data.html>
- Vargas, J. F. (2024). Análisis global del ingeniero mecánico según el ranking QS: Un enfoque contextualizado en América Latina. *Ciencia Latina Revista Científica Multidisciplinar*, 8(6), 9032-9051. https://doi.org/10.37811/cl_rcm.v8i6.15589
- White, F. M. (2016). *Fluid Mechanics* [Cuarta edición]. McGraw-Hill Education. <https://biblioteca.olade.org/opac-tmpl/Documentos/hm000183.pdf>

APÉNDICES

Apéndice 1: Guía de laboratoeios

MEDICIÓN DE CAUDAL EN TUBERÍAS

1. INTRODUCCIÓN

Entre las funciones principales del “Módulo de turbomáquinas de la escuela profesional e ingeniería mecánica” está la de medir por diversos métodos el caudal que circula en el sistema a partir de la impulsión de la bomba centrífuga que esté operando.

2. OBJETIVO

Obtener el caudal en circulación por los métodos de medición disponibles.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Configurar la apertura y cierre de válvulas adecuado
- Verificar nivel de agua y arrancar la bomba
- Toma de datos por flujómetro y cronómetro
- Toma de datos por descarga y cronómetro



3. TEORIA BASICA DE MEDICIÓN DE CAUDALES

Ecuación de caudal

La ecuación que determina el caudal puede estar representada por el producto del volumen que transcurre en un tiempo determinado:

$$Q \text{ (m}^3\text{/s)} = V \text{ (m}^3\text{)}/t \text{ (s)}$$

También es equivalente a la velocidad del fluido que transcurre a través de un área de sección respectiva:

$$Q = v \times A$$

4. RUTINA EXPERIMENTAL.

Una vez configurado el correcto cierre y apertura de válvulas y verificado el nivel de agua adecuado, se procede a accionar la bomba impulsora para luego medir el caudal por cada uno de los métodos siguientes:

4.1 Método: flujómetro y cronómetro

El panel informativo del flujómetro está en la escala de 0.01 m³. El procedimiento consiste en cronometrar el tiempo en el cual la aguja del flujómetro cumple una vuelta entera. Se repite el procedimiento unas cuantas veces y se promedia el tiempo obtenido para luego llevarlo a la fórmula.

4.4 Flujómetros digitales

Hoy en día se utiliza el sensor de tipo ultrasónico para la lectura del caudal de agua en las tuberías. Este tipo de sensor presenta la ventaja de ser versátil, ya que se puede desmontar de la tubería de manera sencilla y ser utilizado en otras aplicaciones.



Aquí se puede ver el montaje de los sensores ultrasónico y el display de caudal. Los sensores fueron montados en el tramo de tubería central según a las especificaciones de su manual de operación, a una distancia de 5 veces el diámetro aguas arriba de la tubería. El display de caudal, además de mostrar la medición del caudal en tiempo real, sirve para calibrar el equipo según el tipo de fluido que pasa por la tubería, el material, espesor y diámetro externo de la tubería. Por otro lado, funciona para detectar una desalineación de los sensores y una baja calidad en la señal. Esta señal es procesada y enviada al sistema de adquisición de datos con el fin de poder ser utilizada para la determinación del comportamiento de las turbinas puestas a prueba en el equipo.



Figura 1. Montaje de los sensores ultrasónicos de caudal. Fuente: elaboración propia.

4.3 Método: cubeta y cronómetro

El método más simple de los tres es el llenado de agua en el lugar de descarga mediante el uso de un recipiente con escala en un tiempo específico. El volumen a cronometrar es normalmente de 2 litros mediante una jarra colocada en la terminal del tubo de retorno hacia el reservorio. Se repite el procedimiento unas cuantas veces y se promedia el tiempo obtenido para luego llevarlo a la fórmula.

5. EXPOSICIÓN DE RESULTADOS.

Luego de obtener los datos mediante cada uno de los tres métodos de medición de caudal, se procede a calcular el caudal por las fórmulas correspondientes, se comparan resultados, y se obtiene un porcentaje de error que lleva a formular hipótesis e interpretaciones con bases teóricas y experimentales.

Medición de caudal en tuberías							
Nombre:				Codigo:			
Fecha:							
Flujómetro							
	Volume n	Tiempo	Caudal		Volume n	Tiempo	Caudal
1				6			
2				7			
3				8			
4				9			
5				10			
Cubeta y cronómetro					Observaciones		
	Volume n	Tiempo	Caudal				
1							
2							
3							
4							
5							
Conclusiones:							
Recomendaciones:							
Medición de caudales consensor:							

LABORATORIO PERDIDAS SECUNDARIAS

1. INTRODUCCIÓN

Entre las funciones principales del “Módulo para análisis de fluidos en tuberías y bombas centrífugas y maquinas hidráulicas” está la de analizar experimentalmente las pérdidas en los diferentes tramos de tubería según el diámetro y material seleccionado y también calcular pérdidas secundarias en accesorios.

2.- OBJETIVO

Obtener la pérdida de carga experimental en los accesorios que se encuentran instalados en banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas.



Fig 1. Banco de pruebas de Turbomáquinas hidráulica

Objetivos específicos

- Conocer los accesorios del banco de pruebas.
- Conocer los tipos de instrumentos de medición.
- Conocer el procedimiento de operación.
- Efectuar lectura de manómetros al inicio y final de los tramos.

3.- TEORIA BASICA

Las pérdidas secundarias en tuberías son una disminución de la energía del fluido causada por elementos singulares (accesorios) como codos, válvulas, tes, y cambios bruscos de sección (estrechamientos o expansiones), generando turbulencias localizadas, a diferencia de las pérdidas primarias por fricción en tramos rectos.

Las pérdidas secundarias son aquellas que se originan en accesorios que operan junto a la tubería de conducción del fluido, la pérdida de energía primaria se debe a la fricción del conducto y las pérdidas secundarias suceden en los otros accesorios y generalmente son menores en comparación con las pérdidas primarias. Las pérdidas secundarias ocurren cuando hay un cambio en la sección cruzada de la trayectoria de flujo o en la dirección de flujo, o cuando la trayectoria de flujo se encuentra obstruida como sucede con una válvula, codos, expansiones y otros accesorios de la instalación.



Las pérdidas secundarias de energía son proporcionales a la velocidad del fluido al circular por el accesorio. Los valores experimentales de pérdidas de energía generalmente se reportan en términos de un coeficiente de resistencia K de la siguiente forma:

$$H_L = K \left(\frac{V^2}{2g} \right)$$

En dicha ecuación, H_L es la pérdida secundaria, K, es el coeficiente de resistencia y V es la velocidad del flujo promedio en el conducto. El coeficiente de resistencia K no tiene unidades y depende de la geometría del dispositivo

que ocasiona la pérdida y algunas veces depende de la velocidad de flujo. Como se puede observar la formula está en función de la velocidad del fluido, para lo cual será necesario transformar la expresión en función del caudal

$$Q = Av$$

$$\frac{Q^2}{A^2} = v^2$$

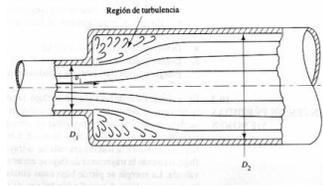
$$h_s = K \frac{Q^2}{2A^2g}$$

3.1 Ensanchamiento súbito.

La pérdida que ocurre en la reducción brusca de diámetro, de una sección A1 a una sección A2 es dada por la siguiente fórmula:

$$H_L = K \left(\frac{V_2^2}{2g} \right) \quad K = \left(\frac{4}{9} \right) \left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right)$$

Si la reducción de diámetro fuera gradual, la pérdida sería menor. En este caso, el valor de K, generalmente, está comprendido entre 0.04 y 0.15.



Fuente: Robert L. Mott. Mecánica de fluidos aplicada, pág.268.

3.2 Ensanchamiento gradual

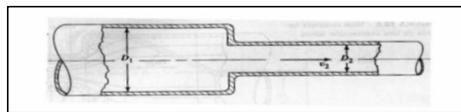
Los valores de K dependen de la relación entre los diámetros inicial y final, así como también, la extensión de la pieza. Para las piezas usuales se tiene la siguiente fórmula:

$$H_L = 0.5 \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2g}$$

3.3 Contracción súbita

En dicha ecuación, V_2 es la velocidad en la corriente hacia abajo del conducto menor a partir de la contracción. El coeficiente de resistencia K depende de la proporción de los tamaños de los conductos y de la velocidad de flujo.

$$H_L = K \left(\frac{V_2^2}{2g} \right)$$

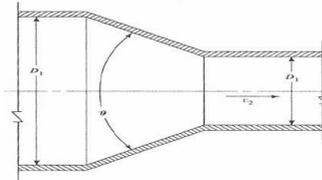


Fuente: Robert L. Mott. Mecánica de fluidos aplicada, pag.268.

3.4 Contracción Gradual

La pérdida de energía en una contracción puede disminuirse sustancialmente haciendo la contracción más gradual. La pérdida de energía se calcula con la siguiente fórmula:

$$H_L = K \left(\frac{V_2^2}{2g} \right)$$



3.4 Pérdidas en codos.

Las pérdidas en codos dependen del ángulo del codo formado en el cambio de dirección,

estos valores los tenemos en la siguiente tabla:

$$H_k = t^* \frac{v^2}{2 * g}$$

Donde:

- H_k : Pérdidas en codos en metros.
- t : Coeficiente que depende de ángulo de codo.
- v : velocidad de régimen en m/seg.

Ángulo	t
10°	0.044
15°	0.062
22.5°	0.154
30°	0.165
45°	0.32
60°	0.684
90°	1.265

Datos para pérdidas secundarias

Accesorio		K	Accesorio		K
	Válvula Mariposa 4"	0.734		Válvula Mariposa 4"	0.734
	Contracción 4" a 3"	0.118		Contracción 4" a 3"	0.118
	Ampliación 2.5" a 4"	1.373		Ampliación 2.5" a 4"	1.373
	Válvula Mariposa 4"	0.734		Válvula Mariposa 4"	0.734
	Tee 4"	0.900		Tee 4"	0.900
	Ampliación 4" a 5"	0.086		Ampliación 4" a 5"	0.086
	Codo LR 5" 0.2m	0.216		Codo LR 5" 0.2m	0.216
BFT	Tee 5"	2.000	TMB	Tee 5"	2.000
	Reducción 5" a 4"	0.073		Reducción 5" a 4"	0.073
Tramo	Válvula Mariposa 4"	0.734	Tramo	Válvula Mariposa 4"	0.734
	Ampliación 4" a 5"	0.086		Ampliación 4" a 5"	0.086
	Codo LR 5" 0.2m	0.216		Codo LR 5" 0.2m	0.216
	Válvula Mariposa 5"	0.695		Codo LR 5" 0.2m	0.216
	Reducción 5" a 4"	0.073		Válvula Mariposa 5"	0.695
	Reducción 4" a 3"	0.118			
	Σ K Accesorios de 4"	13.562		Σ K Accesorios de 4"	13.444
	Σ K Accesorios de 5"	3.359		Σ K Accesorios de 5"	3.589

4.- Método de las longitudes equivalentes.

Un método que relativamente toma en cuenta las pérdidas locales es el de las longitudes equivalentes de tuberías. Una tubería que comprende diversas piezas especiales y otras características, bajo el punto de vista de pérdidas de carga, equivale a una tubería rectilínea de mayor extensión.

Este método consiste en sumar a la extensión del tubo, para simple efecto de cálculo, extensiones tales que correspondan a la misma pérdida de carga que causarían las piezas especiales existentes en las tuberías. A cada pieza especial corresponde una cierta extensión ficticia y adicional. Teniéndose en consideración todas las piezas especiales y demás causas de pérdidas, se llega a una extensión virtual de tubería.

La pérdida de carga a lo largo de las tuberías, puede ser determinada por la fórmula de Darcy-Weisbach.

Para una determinada tubería, L y D son constantes y como el coeficiente de fricción F no tiene dimensiones, la pérdida de carga será igual al producto de un número puro por la carga de velocidad $V^2/2g$.

Se puede obtener la extensión equivalente de tubo, el cual corresponde a una pérdida de carga equivalente a la pérdida local, obteniéndose la siguiente expresión:

$$L = \frac{(KD)}{f}$$

■ N° de diámetros (L/D) y coeficientes K para diferentes accesorios

Accesorios	Diámetro nominal (en pulgadas)													
	L/D	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24	
		Valores de K												
Válv.de compuerta(abierta)	8	0.22	0.2	0.18	0.18	0.15	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.1	0.1	
Válv.de globo(abierta)	340	9.2	8.5	7.8	7.5	7.1	6.5	6.1	5.8	5.1	4.8	4.4	4.1	
Válv.de retención horizontal(check)	100	2.7	2.5	2.3	2.2	2.1	1.9	1.8	1.7	1.5	1.4	1.3	1.2	
Válv.de retención horizontal oscilatoria(check)	50	1.4	1.3	1.2	1.1	1.1	1.0	0.9	0.9	0.75	0.7	0.65	0.6	
Válv.de pie de disco(de huso)con colador	420	11.3	10.5	9.7	9.3	8.8	8.0	7.6	7.1	6.3	5.9	5.5	5.0	
Válv.de pie de disco con bisagra	75	2	1.9	1.7	1.7	1.7	1.4	1.4	1.3	1.1	1.1	1.0	0.9	
Codos estándar	90°	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
	45°	16	0.43	0.4	0.37	0.35	0.34	0.3	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19
	90° radio largo	16	0.43	0.4	0.37	0.35	0.34	0.3	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19
	180°	50	1.35	1.25	1.15	1.10	1.05	0.95	0.9	0.85	0.75	0.7	0.65	0.6
Curvas de 90°	20	0.54	0.5	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.3	0.28	0.26	0.24	
T en línea (con derivación en la línea principal y lateral cerrada)	20	0.54	0.5	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.3	0.28	0.26	0.24	
T en línea (con circulación por derivación)	60	1.62	1.5	1.38	1.32	1.26	1.14	1.08	1.02	0.9	0.84	0.78	0.72	

Adaptación de: Cameron Hydraulic data

Longitud equivalente = L/D x D

4.- RUTINA EXPERIMENTAL.

Una vez configurado el correcto cierre y apertura de válvula y verificado el nivel de agua adecuado, se procede a accionar la bomba impulsora para luego dirigir el caudal por cada uno de los tres tramos de tubería a ensayar y verificar las pérdidas de carga en los accesorios correspondientes:

Cálculos a efectuar:

5.- Exposición de resultados.

Todos los datos obtenidos mediante observación y diferencia del valor arrojado por los manómetros analógicos representan una aproximación de pérdida de carga experimental que debe ser comparada con un valor hallado analíticamente. Luego se obtiene un porcentaje de error que lleva a formular hipótesis e interpretaciones.

ANEXO N° 1: Hoja para toma de datos

Pérdidas de Secundarias			
Nombre:		Código:	
Fecha:			
Toma de Datos			
Presión al inicio		Presión al final	
Accesorio 1			
1.		1.	
2.		2.	
3.		3.	
4.		4.	
5.		5.	
Accesorio 2			
1.		1.	
2.		2.	
3.		3.	
4.		4.	
5.		5.	
Accesorio 3			
1.		1.	
2.		2.	
3.		3.	
4.		4.	
5.		5.	
Conclusiones:			
Recomendaciones:			

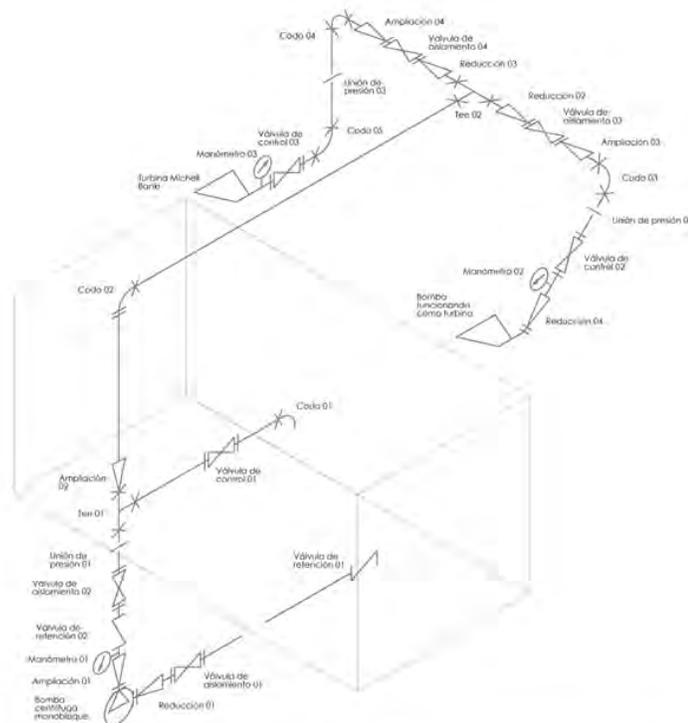
LABORATORIO CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS

1.- INTRODUCCIÓN

EL Objetivo de Diseño de Un banco de pruebas de circuito cerrado es la evaluación experimental de turbomáquinas hidráulicas (turbinas Michell-Bancki, bombas como turbinas). Su Previsto es Permitir a estudiantes e investigadores trazar curvas características (Altura-Caudal, Potencia-Eficiencia) y validar modelos teóricos en un entorno controlado.

2.- OBJETIVO

Obtener la curva característica de la bomba centrífuga del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas.



Nota: En la imagen podemos apreciar todos los componentes que se encuentran en el banco de pruebas antes de la optimización.

Objetivos específicos

- Conocer los accesorios del banco de pruebas.
- Conocer los tipos de tuberías.
- Conocer los tipos de instrumentos de medición.
- Conocer el procedimiento de operación.
- Efectuar lectura de manómetros al inicio y final de los tramos.

3.- TEORIA BASICA

3.1 Tipos de flujo: Existen muchas maneras de clasificar el movimiento de los fluidos, de acuerdo con la estructura del flujo, o con la situación o configuración física. Una de tantas clasificaciones es:

- Flujo externo:** Son flujos sobre cuerpos sumergidos en un fluido sin fronteras.
- Flujo interno:** En el interior de las tuberías, boquillas, canales y maquinarias, el flujo está confinado por las paredes y en ese caso se habla de un flujo interno
- Flujo permanente:** El flujo permanente tiene lugar cuando, en un punto cualquiera, la velocidad de las sucesivas partículas que ocupan ese punto en los sucesivos instantes es la misma.
- Flujo uniforme:** El flujo uniforme tiene lugar cuando el módulo, la dirección y el sentido de la velocidad no varían de un punto a otro del fluido, es decir, $\partial V/\partial s = 0$.
- Flujo incompresible ideal (sin rozamiento):** Estos flujos cumplen el llamado teorema de Bernoulli, que afirma que la energía mecánica total de un flujo incompresible y no viscoso (sin rozamiento) es constante a lo largo de una línea de corriente

3.2 Líneas de corriente: Las líneas de corriente son líneas de flujo imaginarias que siempre son paralelas a la dirección del flujo en cada punto, y en el caso de flujo uniforme coinciden con la trayectoria de las partículas individuales de fluido. En cada punto de una corriente pasa en cada instante t , una partícula de fluido animada de una velocidad V . Las líneas de corriente son las curvas, que en el mismo instante t considerado, se mantienen tangentes, en todos los puntos, a las velocidades V . Por definición estas curvas no pueden encontrarse

3.3 Ecuación de continuidad: Considerándose el tramo de un tubo de corriente, como se indica en la figura 2 con secciones A_1 y A_2 y velocidades V_1 y V_2 respectivas, la cantidad de líquido de peso específico que pasa por una sección, en una unidad de tiempo y si el líquido se considera incompresible será de un modo general la siguiente ecuación:

2.1.1. Selección de bomba

La selección depende del punto de operación óptimo, definido por el punto de mejor eficiencia (BEP), el caudal requerido, la altura de elevación, y las pérdidas en el sistema.

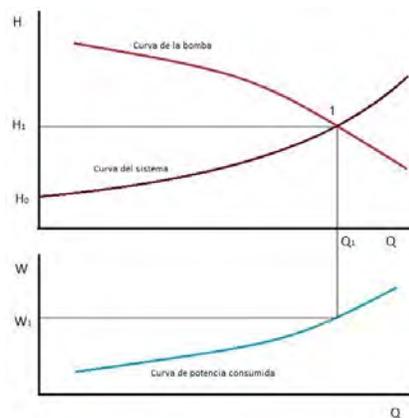
También se deben considerar:

- El tipo de fluido y temperatura
- La presencia de sólidos
- El riesgo de cavitación

Para asegurar un funcionamiento adecuado, se debe comparar la curva característica de la bomba con la curva del sistema.

Figura

Curva característica y curva del sistema.



Nota: Tomado de Juan Francisco (2014).

4.- RUTINA EXPERIMENTAL.

Procedimiento de Ensayo para una Frecuencia de Operación El siguiente procedimiento se aplica de manera análoga para cada una de las frecuencias de operación evaluadas (30, 35, 40, 45, 50, 55 y 60 Hz). A modo de ejemplo, se describe el ensayo realizado a 45 Hz. Cabe señalar que los ensayos efectuados a 50, 55 y 60 Hz presentan una particularidad en la toma de datos: con el fin de evitar la cavitación, las mediciones no se realizaron con la válvula de control completamente abierta desde el inicio, sino que se comenzó con aperturas correspondientes a presiones de 0,4; 1 y 2 bar, respectivamente.

Ajuste de Frecuencia: Se configura el Variador de frecuencias para operar a una frecuencia de salida constante de 45 Hz.

Inicio con Válvula Abierta: Con la válvula de compuerta ubicada al final de la tubería completamente abierta, se pone en marcha la bomba para verificar el funcionamiento adecuado del sistema.

Adquisición de Puntos: Se cierra gradualmente la válvula de compuerta, incrementando las pérdidas en el sistema. Antes de esta válvula se encuentra instalado un manómetro que permite controlar la presión que se añade al circuito durante el cierre progresivo. Se obtienen así ocho puntos de operación, desde el caudal máximo (válvula abierta) hasta el caudal nulo (válvula cerrada).

Estabilización y Medición: En cada punto, se espera aproximadamente dos minutos hasta que el sistema se estabilice, y cinco observadores registran de forma simultánea las lecturas de presión y caudal

Finalización: Al concluir la toma de datos, se vuelve a abrir completamente la válvula de compuerta para liberar la presión del sistema y recién entonces se detiene la bomba, dejando el sistema listo para configurar la siguiente frecuencia de operación.

Para cada uno de los 8 puntos de operación se dispone de 5 mediciones de caudal (Q) y altura (H). La dispersión entre estas mediciones representa la incertidumbre aleatoria del experimento. Con el fin de caracterizar los datos obtenidos y evaluar su fiabilidad, se recomienda calcular las siguientes estadísticas para cada punto:

Media aritmética

La media aritmética proporciona el valor representativo de las mediciones realizadas. Se calcula como el promedio de las 5 observaciones:

- **Caudal medio:**

$$\bar{Q} = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 Q_i$$

- **Altura media:**

$$\bar{H} = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 H_i$$

Desviación estándar muestral

La desviación estándar muestral cuantifica la dispersión de los datos respecto a su media. Valores bajos indican que las mediciones son consistentes entre sí, mientras que valores altos reflejan mayor variabilidad. Esta métrica es fundamental para evaluar la confiabilidad de los datos experimentales.

- **Desviación estándar del caudal:**

$$s_Q = \sqrt{\frac{1}{4} \sum_{i=1}^5 (Q_i - \bar{Q})^2}$$

- **Desviación estándar de la altura:**

$$s_H = \sqrt{\frac{1}{4} \sum_{i=1}^5 (H_i - \bar{H})^2}$$

La altura total (H), que representa la energía neta transferida por la bomba al fluido por unidad de peso. Se calcula utilizando Bernoulli entre las bridas de succión y descarga de la bomba:

$$H = \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + (Z_d - Z_s) + \sum h_{p1-2}$$

Donde:

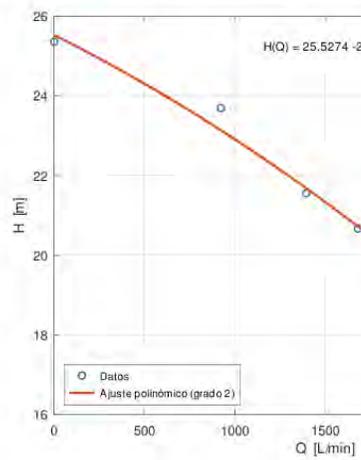
- P_d y P_s son las presiones manométricas en la descarga y la succión, respectivamente (medidas por el manómetro y vacuómetro). Estas lecturas están en bares y se sacan de la tabla 23
- ρ es la densidad del agua, corregida según la temperatura medida. Se toma como valor la temperatura de 20° C
- g es la aceleración de la gravedad.
- V_d y V_s son las velocidades medias del fluido en las secciones de descarga y succión, calculadas a partir del caudal medido (Q) y las áreas de las tuberías ($V = Q/A$). La determinación del área se realiza en función de los diámetros de succión y descarga, que son DN 100 y DN 80, respectivamente.
- Z_d y Z_s son las elevaciones de los centros de los manómetros de descarga y succión con respecto a un plano de referencia común. El resultado de la diferencia es de 0.33 m
- h_{p1-2} es la pérdida entre el punto 1 y 2, que toma el valor de $h_{p1-2} = K \cdot Q^2$, con el

valor de $K = 6,94 \times 10^{-7}$ que se determinó experimentalmente.

Cálculo de la Altura Total y Pérdidas a 45 Hz

Pto.	$\Delta P/\gamma$ (m)	$\Delta V^2/2g$ (m)	Δz (m)
1	10.297	2.195	0.33
2	11.002	2.0966	0.33

Curva característica H-Q y ajuste polinómico de se



Nota: La gráfica muestra la curva de la bomba a 45 Hz

ANEXO N° 1: Hoja para toma de datos

FREC. Hz	OBS.	1			2	
		VC	MAN	CAUD	VC	MAN
Pres. teo.1 30Hz	O1	0.04	0.22	1743	0.02	0.5
	O2	0.075	0.22	1744	0.02	0.5
	O3	0.07	0.23	1747	0.01	0.55
	O4	0.06	0.23	1728	0.015	0.49
	O5	0.08	0.22	1734	0.015	0.48
Pres. Teo 1.3 35Hz	O1	0.12	0.48	2011	0.08	0.6
	O2	0.1	0.45	2022	0.095	0.58
	O3	0.1	0.4	2025	0.095	0.5
	O4	0.12	0.44	2020	0.1	0.6
	O5	0.11	0.49	2014	0.075	0.58
Pres Teo	O1	0.2	0.6	2360	0.17	0.75
	O2	0.2	0.6	2340	0.18	0.72

TOMA DE DATOS, PRESIONES, CAUDALES A DIFERENTES HERZ 26 DE AGOSTO DEL 2025																									
FREC. Hz	OBS	1			2			3			4			5			6			7			8		
		VC	MAN	CAUD	VC	MAN	CAUD																		
Pres. teo.1 30Hz	O1	0.04	0.22	1743	0.02	0.5	1471	0	0.59	1312	0	0.65	1203	0	0.71	1057	0	0.81	873	0	0.9	756	0	1.1	0
	O2	0.075	0.22	1744	0.02	0.5	1472	0	0.6	1310	0	0.65	1194	0	0.72	1054	0	0.85	867	0	0.91	737	0	1.1	0
	O3	0.07	0.23	1747	0.01	0.55	1471	0	0.65	1304	0	0.7	1194	0	0.8	1045	0	0.85	863	0	0.91	705	0	1.1	0
	O4	0.06	0.23	1728	0.015	0.49	1463	0	0.6	1306	0	0.66	1192	0	0.73	1052	0	0.82	865	0	0.91	735	0	1.1	0
	O5	0.08	0.22	1734	0.015	0.48	1466	0	0.58	1311	0	0.66	1295	0	0.72	1054	0	0.82	860	0	0.92	733	0	1.1	0
Pres. Teo.1.3 35Hz	O1	0.12	0.48	2011	0.08	0.6	1870	0.05	0.68	1760	0	0.8	1518	0	0.95	1335	0	1.2	1019	0	1.3	863	0	1.6	0
	O2	0.1	0.45	2022	0.095	0.58	1900	0.03	0.7	1729	0.01	0.8	1530	0	0.95	1328	0	1.18	1011	0	1.28	860	0	1.5	0
	O3	0.1	0.4	2025	0.095	0.5	1979	0.03	0.65	1723	0	0.8	1510	0	1	1325	0	1.25	1011	0	1.35	856	0	1.7	0
	O4	0.12	0.44	2020	0.1	0.6	1875	0.051	0.68	1725	0.01	0.81	1511	0	0.98	1326	0	1.18	1009	0	1.29	863	0	1.5	0
	O5	0.11	0.49	2014	0.075	0.58	1877	0.035	0.68	1722	0.01	0.81	1508	0	0.97	1326	0	1.2	1010	0	1.28	864	0	1.5	0
Pres. Teo.1.8 40Hz	O1	0.2	0.6	2360	0.17	0.75	2187	0.12	0.9	1954	0.09	1.15	1730	0.04	1.2	1536	0	1.4	1333	0	1.7	946	0	2	0
	O2	0.2	0.6	2340	0.18	0.72	2190	0.1	0.9	1955	0.08	1.05	1735	0.015	1.21	1544	0.01	1.4	1321	0	1.69	943	0	1.99	0
	O3	0.21	0.6	2346	0.19	0.8	2189	0.13	0.9	1954	0.1	1.1	1734	0.03	1.3	1539	0	1.5	1323	0	1.75	939	0	2	0
	O4	0.2	0.59	2361	0.17	0.72	2180	0.12	0.89	1954	0.1	1.15	1730	0.02	1.2	1533	0	1.4	1319	0	1.7	937	0	2	0
	O5	0.21	0.59	2352	0.185	0.75	2190	0.12	0.89	1956	0.09	1.1	1732	0.04	1.2	1535	0.01	1.4	1327	0	1.7	940	0	2	0
Pres. Teo.2.2 45Hz P.real 2.25	O1	0.3	0.7	2592	0.27	0.75	2509	0.22	1.05	2238	0.18	1.3	1955	0.1	1.58	1690	0.05	1.85	1400	0	2.2	936	0	2.45	0
	O2	0.3	0.75	2509	0.23	0.85	2520	0.21	1.05	2237	0.18	1.31	1955	0.1	1.6	1677	0.03	1.85	1390	0	2.2	925	0	2.45	0
	O3	0.35	0.65	2595	0.25	0.9	2521	0.22	1.1	2230	0.18	1.4	1950	0.13	1.5	1680	0.02	1.9	1391	0	2.2	913	0	2.45	0
	O4	0.28	0.71	2589	0.27	0.8	2523	0.22	1.08	2245	0.16	1.3	1948	0.12	1.6	1675	0.05	1.82	1397	0	2.2	918	0	2.42	0
	O5	0.29	0.71	2592	0.235	0.83	2512	0.22	1.06	2240	0.08	1.3	1945	0.12	1.69	1680	0.025	1.82	1395	0	2.21	917	0	2.48	0
Pres. Teo.2.77 50Hz P.real 2.8	O1	0.4	0.9	2726	0.32	1.12	2600	0.3	1.4	2274	0.2	1.65	2123	0.15	2	1793	0.1	2.35	1446	0.03	2.65	1110	0	3	0
	O2	0.41	0.92	2740	0.32	1.15	2580	0.26	1.4	2380	0.201	1.61	2120	0.15	2	1795	0.08	2.38	1400	0.02	2.6	1130	0	3	0
	O3	0.41	0.9	2704	0.35	1.1	2592	0.28	1.3	2336	0.21	1.61	2151	0.14	2	1741	0.1	2.4	1435	0.02	2.7	1119	0	3	0
	O4	0.41	0.93	2709	0.32	1.1	2591	0.3	1.38	2370	0.21	1.6	2112	0.14	2	1799	0.1	2.38	1400	0.03	2.62	1117	0	3	0
	O5	0.4	0.9	2730	0.34	1.12	2595	0.261	1.38	2371	0.2	1.6	2120	0.145	2.1	1797	0.1	2.4	1439	0.015	2.65	1120	0	3	0
P.T 3.3 55Hz P.r 3.3	O1	0.4	1.4	2866	0.23	2.15	2200	0.18	2.4	1952	0.14	2.7	1714	0.1	2.9	1505	0.06	3.15	1200	0.02	3.4	845	0	3.5	0
	O2	0.4	1.42	2874	0.21	2.15	2200	0.19	2.42	1957	0.15	2.7	1707	0.11	2.9	1497	0.06	3.15	1193	0.02	3.38	743	0	3.51	0
	O3	0.4	1.4	2867	0.21	2.1	2199	0.19	2.45	1954	0.16	2.8	1692	0.11	2.95	1492	0.07	3.2	1199	0.02	3.4	837	0	3.51	0
	O4	0.39	1.42	2867	0.22	2.15	2205	0.18	2.41	1960	0.14	2.8	1707	0.11	2.9	1490	0.06	3.2	1191	0.02	3.38	840	0	3.51	0
	O5	0.395	1.42	2861	0.215	2.14	2185	0.19	2.4	1955	0.145	2.63	1704	0.1	2.91	1490	0.06	3.14	1186	0.02	3.35	840	0	3.51	0
60Hz P.r 4	O1	0.3	2.45	2426	0.25	2.6	2292	0.22	2.85	2050	0.2	3	1893	0.18	3.3	1622	0.12	3.5	1436	0.1	3.7	1126	0.02	4	0
	O2	0.28	2.5	2422	0.225	2.6	2281	0.21	2.8	2060	0.2	3	1901	0.16	3.6	1618	0.14	3.5	1440	0.09	3.7	1145	0	4.2	0
	O3	0.27	2.5	2424	0.22	2.6	2304	0.22	2.9	2053	0.2	3	1907	0.19	3.3	1620	0.12	3.6	1442	0.09	3.8	1129	0	4	0
	O4	0.28	2.46	2427	0.24	2.6	2276	0.22	2.9	2065	0.2	3	1901	0.16	3.3	1620	0.12	3.5	1442	0.1	3.72	1125	0	4	0
	O5	0.27	2.43	2407	0.22	2.61	2293	0.21	2.85	2056	0.2	3	1890	0.16	3.5	1620	0.13	3.5	1438	0.08	3.72	1125	0	4.15	0

Arranque en 0.4bares

Arranque en 1 bar

Arranque en 2 bar

ANEXOS

Anexo 01: Matriz de consistencia

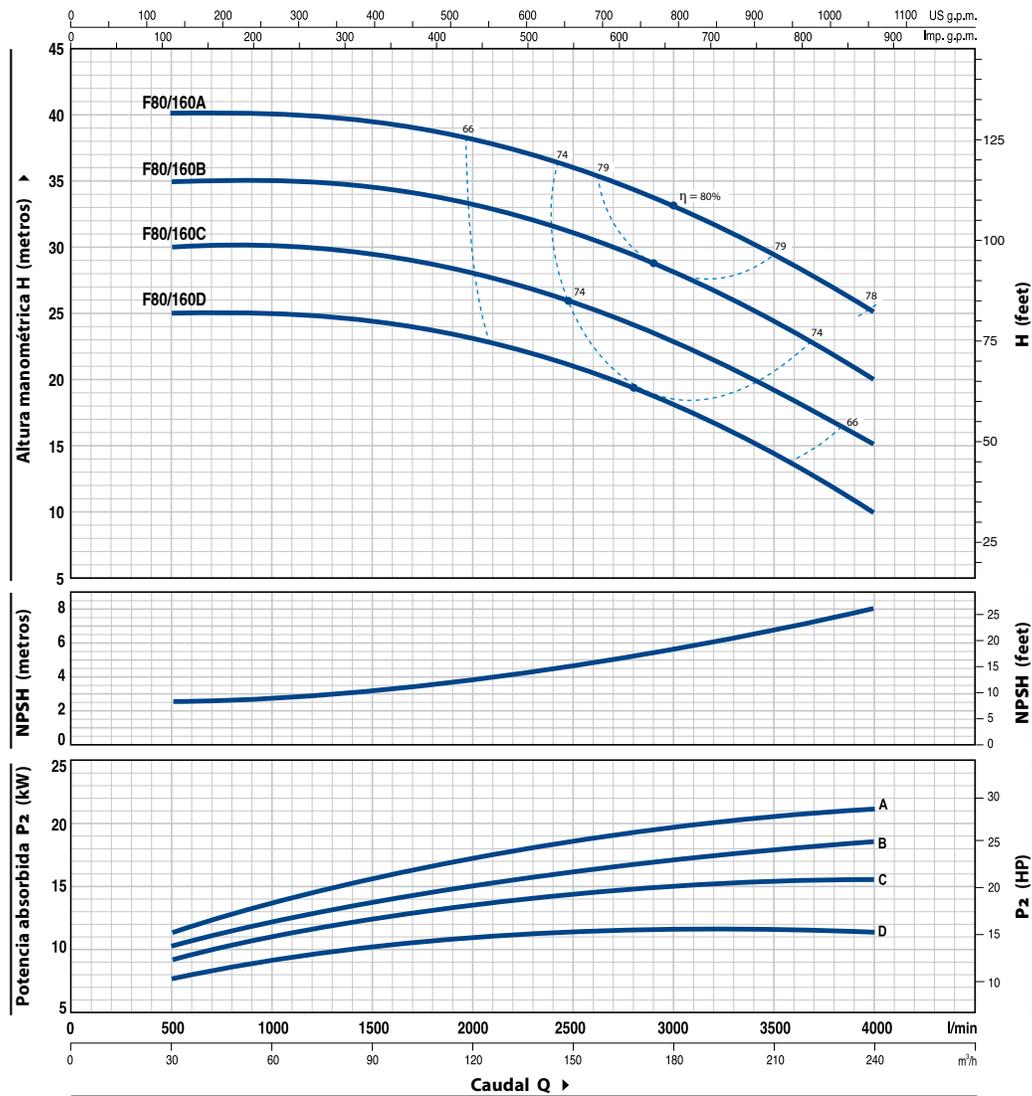
PROBLEMA	OBJETIVO	HIPÓTESIS	VARIABLES	ESCALA DE MEDICIÓN	METODOLOGÍA	CONTENIDO
<p>PROBLEMA GENERAL. ¿Cómo optimizar la operatividad del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas del Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la UNSAAC, a fin de ampliar su rango operativo y mejorar la caracterización experimental de turbinas y bombas-turbinas?</p> <p>PROBLEMAS ESPECÍFICOS ¿De qué manera se puede diagnosticar el sistema hidráulico actual para identificar las limitaciones de caudal, altura manométrica y pérdidas de carga que afectan la operatividad y la calidad de los ensayos en el banco de pruebas? ¿Cuál será el impacto de sustituir la bomba principal por una de mayor capacidad y la mejora del circuito hidráulico en la capacidad del banco de pruebas? ¿Cómo desarrollar un protocolo de pruebas que asegure la recolección sistemática y el análisis confiable de variables bajo diversas condiciones de operación, garantizando la validez y la repetibilidad de los datos experimentales? ¿De qué manera las características y los modos de disipación del banco de resistencias conectado a la salida de los grupos hidroeeléctricos influyen en las variables de producción y conversión de energía?</p>	<p>OBJETIVO GENERAL. Optimizar la operatividad del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas del Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la UNSAAC con el fin de ampliar su rango operativo y mejorar la caracterización experimental de turbinas y bombas-turbinas.</p> <p>OBJETIVOS ESPECÍFICOS Diagnosticar el sistema hidráulico actual para identificar las limitaciones de caudal, altura manométrica y pérdidas de carga que afectan la operatividad y la calidad de los ensayos en el banco de pruebas. Evaluar el impacto de la sustitución de la bomba principal por una de mayor capacidad y la mejora del circuito hidráulico sobre la capacidad del banco de pruebas. Diseñar y validar un protocolo de pruebas que garantice la recolección sistemática y el análisis confiable de caudal, presiones y potencias bajo diversas condiciones de operación, asegurando la validez y la repetibilidad de los datos experimentales. Analizar la influencia de las características y los modos de disipación del banco de resistencias conectado a la salida de los grupos hidroeeléctricos en las variables de producción y conversión de energía (caudal, altura manométrica y eficiencia hidráulica) registradas durante los ensayos. Estimar los costos asociados a la optimización del banco de pruebas mediante la modificación del sistema de alimentación del fluido de trabajo</p>	<p>HIPÓTESIS GENERAL. La modificación del sistema de alimentación del fluido de trabajo optimizará la operatividad del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas del Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la UNSAAC, ampliando su rango operativo y mejorando la caracterización experimental de turbinas y bombas-turbinas.</p> <p>HIPÓTESIS ESPECÍFICAS El diagnóstico del sistema hidráulico mostrará que las limitaciones de caudal, altura manométrica y las pérdidas de carga se asocian negativamente con la operatividad y la calidad de los ensayos en el banco de pruebas. La sustitución de la bomba principal por una de mayor capacidad y la mejora del circuito hidráulico incrementará el caudal y la presión disponibles, permitiendo alcanzar rangos operativos más amplios durante los ensayos. El protocolo de pruebas diseñado y validado garantizará la recolección sistemática y el análisis confiable de caudal, presiones y potencias bajo diversas condiciones de operación, asegurando la validez y la repetibilidad de los datos experimentales. Las características y modos de disipación del banco de resistencias influirán significativamente en las variables de producción y conversión de energía (caudal, altura manométrica y eficiencia hidráulica) registradas durante los ensayos. La estimación de los costos asociados a la optimización del banco de pruebas permitirá obtener una valoración económica preliminar suficiente para orientar la toma de decisiones en el laboratorio.</p>	<p>VARIABLES INDEPENDIENTES</p> <ul style="list-style-type: none"> • P_n = Potencia nominal de la bomba • N = Velocidad de rotación • K_t = Coeficiente global de pérdidas del circuito hidráulico <p>VARIABLES DEPENDIENTES</p> <ul style="list-style-type: none"> • Q = Caudal • H = Altura Neta • η = Eficiencia hidráulica 	<ul style="list-style-type: none"> • kW • rpm • m <p>(m³/s) m</p>	<p>MÉTODO, TIPO, NIVEL Y DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN</p> <ul style="list-style-type: none"> • Cuantitativo • Aplicada • NIVEL: Explicativo y descriptivo • DISEÑO: Experimental 	<ul style="list-style-type: none"> • CAP I: GENERALIDADES • CAP II: MARCO TEÓRICO <p>DESARROLLO</p> <ul style="list-style-type: none"> • CAP III: DIAGNÓSTICO DEL SISTEMA HIDRÁULICO <ul style="list-style-type: none"> • CAP IV: ANÁLISIS DEL NUEVO SISTEMA HIDRÁULICO OPTIMIZADO • CAP V: PROTOCOLO DE PRUEBAS <ul style="list-style-type: none"> • CAP VI: IMPLEMENTACIÓN ELÉCTRICA • CAP VII: EVALUACIÓN ECONÓMICA

Anexo 02: Curvas y datos de prestación de la bomba principal F80/160A

F80/160

CURVAS Y DATOS DE PRESTACIONES

60 Hz n= 3450 min⁻¹ HS= 0 m



MODELO	POTENCIA (P ₂)		Q	Caudal											
	kW	HP		m ³ /h	0	30	60	90	120	150	180	210	240		
Trifásica			l/min	0	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000			
F 80/160D	11	15	H metros	25	25	25	24.5	23.5	21	18	14.5	10			
F 80/160C	15	20		30	30	30	29.5	28.5	26	23	19.5	15			
F 80/160B	18.5	25		35	35	35	34.5	33.5	31	28.5	24.5	20			
F 80/160A	22	30		40	40	40	39.5	38.5	36	33	29.5	25			

Q=Caudal H=Altura manométrica total HS=Altura de aspiración

Tolerancia de las curvas de prestación según EN ISO 9906 Grado 3B.

Anexo 03: Especificaciones técnicas PAT



Tabla 41

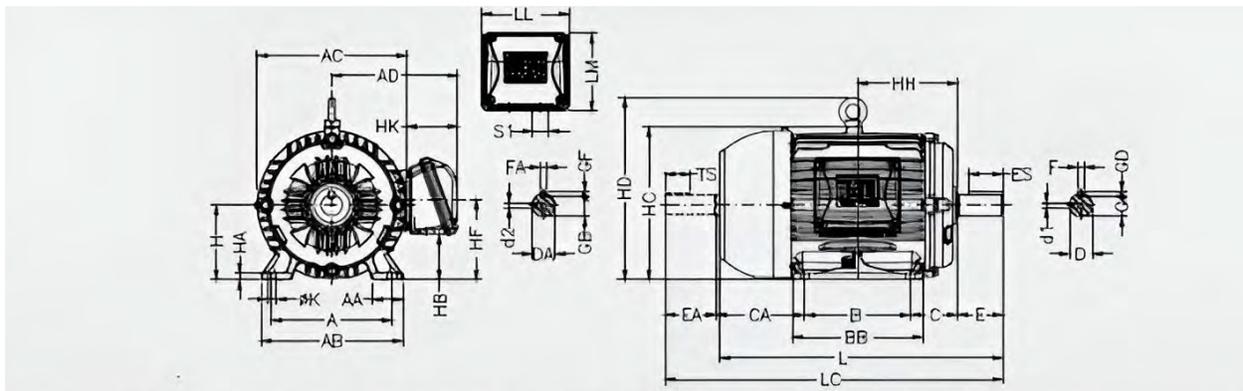
Características Constructivas de la Bomba

Descripción	Materiales
Rodete	Fundición, bronce, acero (CA/CAT) – acero inoxidable (CAX)
Sello mecánico	Cerámica – grafito (CA/CAX)
Cuerpo de bomba	Fundición (CA/CAT) – acero inoxidable AISI 316 (CAX)
Bomba eje	Acero inoxidable AISI 316
Soporte motor	Fundición

Nota: Datos procesados a partir de Pentax (2019, p. 94).



Anexo 04: Motor de inducción Weg



Carcasa	A	AA	AG	AC	AD	AD'	B	BA	BB	BD	C	CA	Eje												
													D	DA	E	EA	ES	F	FA	G	GB	GD	GF	TS	
63	100	25,5	116	125	122	122	80		95		40	78	116	96	23	20	14	4	3	8,5	7,2	4	3	12	
71	112	28,5	132	141	130	130	90		113,5		45	88	146	116	30	23	18	5	4	11	8,5	5	4	14	
80	125	30,5	149	159	130	130			125,5		50	93	166	146	40	30	28	6		15,5	11	6		18	
90S							100		131		56	104													
L90S												135	246	166	50	40	36		5		20	13		5	28
90L	140	36,5	164	179	157	157			156			104													
L90L							125					135													
100L									173		63	118													
L100L	160	40	188	199	167	167						162	286		60	50	45		6		24	18,5		6	36
112M							140		177		70	128													
L112M	190	40,5	220	222	192	192			187			158													
132S									225		88	150	386	286	80	60	63	10	8		33	24		7	45
132M	216	45	248	272	218	218	178		250																
132M/L							178/203																		
160M							210		254		108	174	426	426											
160L	254	64	308	329	264	264	254	63	288																
180M							241		294		121	200	486		110	110	80								
180L	279	78	350	360	279	279	279	70	332																
200L	318	82	385	402	317	317	305	82	370		133	222	556												

Carcasa	H	HA	HB	HC	HD	HF	HG	HH	HK	K	L	LC	LL	LM	S1	D1	D2	Rodamientos							
																		D.E	N.D.E						
63	63	7	25,5	129		68,5		80		7	216	241				EM4	EM3	6201 ZZ							
71	71		33	145		76		90	59		250	276	108,5	99	2xM20x1,5	DM5	EM4	6202 ZZ							
80	80	8	43,5	163		87		100			276	313				DM6	DM4	6204 ZZ	6203 ZZ						
90S								106			304	350													
L90S						90		118,5	67		335	381	115	104	2xM25x1,5	DM8	DM6	6205 ZZ	6204 ZZ						
90L	90	9	45	182				329			329	375													
L90L								360			420	406													
100L								376			431														
L100L	100			61,5	205	244	106,4	420			475									6206 ZZ	6205 ZZ				
112M								420			475														
L112M	112	10		54,5	235	280	112	393			448					DM10	DM8	6207 ZZ	6206 ZZ						
132S								423			478														
132M								452			519	140	133	2xM32x1,5	DM12	DM10	6308 ZZ	6207 ZZ							
132M/L	132	16	75	266	319	132		490			557														
160M								515			582														
160L	160	22	79	327	374	168		213			598	712													
180M								235			642	756	108,5	190	2xM40x1,5	DM16	DM16	6309 C3	6200 Z-C3						
180L	180	28	92	363	413	180		241,5	101	14,5	664	782													
								260,5			702	820													

Anexo 05: Características de generador síncrono Stamford trifásico PI044D

PI044D

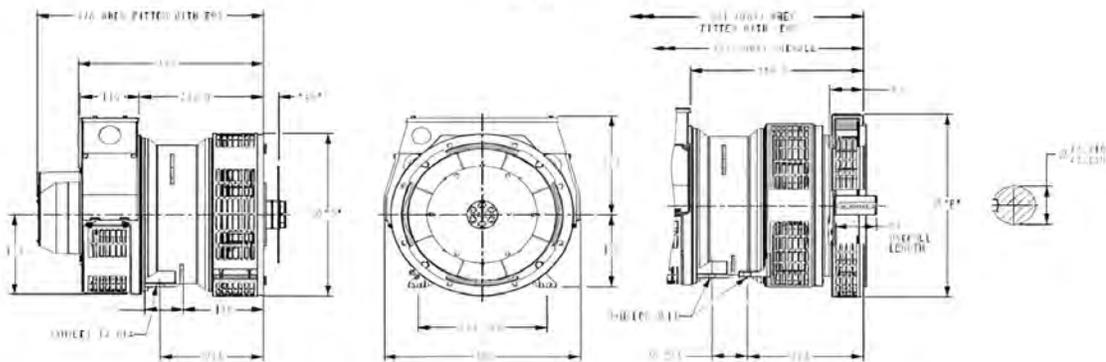
STAMFORD

Winding 311 / 0.8 Power Factor

RATINGS

60 Hz	Series Star (V)	416	440	460	480	416	440	460	480	416	440	460	480	416	440	460	480
	Parallel Star (V)	208	220	230	240	208	220	230	240	208	220	230	240	208	220	230	240
	Delta (V)	240	254	266	277	240	254	266	277	240	254	266	277	240	254	266	277
	kVA	7.5	8.0	8.2	8.5	8.3	8.8	9.1	9.4	8.9	9.5	9.8	10.1	9.1	9.7	10.0	10.3
	kW	6.0	6.4	6.6	6.8	6.6	7.0	7.3	7.5	7.1	7.6	7.8	8.1	7.3	7.8	8.0	8.2
	Efficiency (%)	79.5	79.6	79.7	79.8	78.9	79.0	79.1	79.1	78.3	78.3	78.4	78.5	78.1	78.1	78.2	78.3
	kW Input	7.5	8.0	8.2	8.5	8.4	8.9	9.2	9.5	9.1	9.7	10.0	10.3	9.3	9.9	10.2	10.5

DIMENSIONS



COMPLETE DISC	
SAE	"A"*
6.5	30.2
8.0	30.2
8	32
10	33.8
11.5	35.6

1-BRG APARTOT	
SAE	Ø "B"*
6	361
6	403
8	431
8	488

8-HOLES SPACED AS 1-1
8-HOLES SPACED AS 1-1

2-BRG APARTOR	
SAE	Ø "E"*
8	359
8	406
8	450
8	495

Anexo 06: Ficha técnica bomba principal Pentax CM65/160B



CM ~ 2900 rpm

Monobloc Centrifugal Pump with Cast Iron Impeller EN733 Standards

**Centrifugal Flanged
EN 733**



Monobloc horizontal centrifugal pumps, constructed in compliance with EN 733 standards; widely used in water supplies, pressurisation and fire-fighting systems, cooling, heating, irrigation, industrial and agricultural applications; standard supply with counter-flange.



Construction features	
Pump body	cast iron
Motor bracket	cast iron
Impeller	cast iron, bronze or stainless steel
Seal type	mechanical
Pump shaft end	stainless steel AISI 304
Liquid temperature	-10 ÷ +90 °C
Operating pressure	max 10 bar

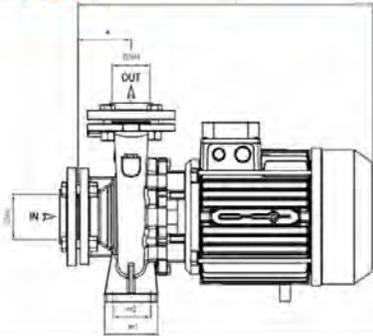
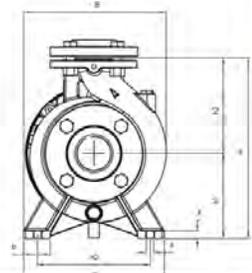
Motor	
2 Poles induction motor	3- 230/400V - 50Hz P ≤ 4kW
	3- 400/690V - 50Hz P > 4kW
	1- 230V-50Hz
Insulation class	F
Protection degree	IPX5

hupshenghardware.com 

Anexo 06:2 Ficha técnica bomba principal Pentax CM65/160B



Monobloc Centrifugal Pump with Cast Iron Impeller EN733 Standards



MEC	3- TYPE	1- TYPE	DIMENSIONS (mm)																	Kg	
			DNA	DNM	a	h1	h2	m1	m2	n1	n2	b	x	s	C	B	H	I	L		M
132	50-250 C1				100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	680	332	405	810	354	480	113,5
160	50-250 C		65	50	100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	705	332	405	810	354	480	139
160	50-250 B				100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	750	332	405	810	354	480	154
160	50-250 A				100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	750	332	405	810	354	480	164
112	65-125 B1				100	160	180	125	95	280	212	65	14	14	612	280	340	627	287	408	70
132	65-125 B				100	160	180	125	95	280	212	65	14	14	605	280	340	627	287	408	76,5
112	65-125 A1				100	160	180	125	95	280	212	65	14	14	612	280	340	627	287	408	76,5
132	65-125 A				100	160	180	125	95	280	212	65	14	14	605	280	340	627	287	408	83
132	65-160 C				100	160	200	125	95	280	212	65	14	14	635	290	360	666	346	471	99,5
132	65-160 B				100	160	200	125	95	280	212	65	14	14	635	290	360	666	346	471	103,5
132	65-160 A1		80	65	100	160	200	125	95	280	212	65	14	14	680	290	360	810	354	480	107,5
160	65-160 A				100	160	200	125	95	280	212	65	14	14	705	290	360	810	354	480	135
132	65-200 C1				100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	680	330	405	810	354	480	113
160	65-200 C				100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	705	330	405	810	354	480	138,5
160	65-200 B				100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	750	330	405	810	354	480	153
160	65-200 A				100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	750	330	405	810	354	480	163,5
180	65-250 B				100	200	250	160	120	360	280	80	16	19	820	370	450	920	420	625	203,5
180	65-250 A				100	200	250	160	120	360	280	80	16	19	860	370	450	920	420	625	226
132	80-160 E				125	180	225	125	95	320	250	65	14	14	665	330	405	810	354	480	110
132	80-160 D				125	180	225	125	95	320	250	65	14	14	665	330	405	810	354	480	114
132	80-160 C1				125	180	225	125	95	320	250	65	14	14	710	330	405	810	354	480	118
160	80-160 C		100	80	125	180	225	125	95	320	250	65	14	14	735	330	405	810	354	480	143
160	80-160 B				125	180	225	125	95	320	250	65	14	14	780	330	405	810	354	480	157,5
160	80-160 A				125	180	225	125	95	320	250	65	14	14	780	330	405	810	354	480	168
180	80-200 B				125	180	250	125	95	345	280	65	16	14	840	355	430	920	420	625	200
180	80-200 A				125	180	250	125	95	345	280	65	16	14	880	355	430	920	420	625	222
180	100-160 B		125	100	125	200	280	160	120	360	280	80	18	18	842	390	480	920	420	625	208
180	100-160 A				125	200	280	160	120	360	280	80	18	18	882	390	480	920	420	625	230,5



Anexo 06:3 Ficha técnica bomba principal Pentax CM65/160B



Monobloc Centrifugal Pump with Cast Iron Impeller EN733 Standards

CENTRIFUGAL FLANGED EN733 ~ 2900rpm

TYPE	P2		3-		Q (m³/h - l/min)																				
			P ₁ max kW	A 3-400V 50Hz	0	30	33	36	39	42	45	48	54	60	66	72	78	84	96	108	120	132	138	144	150
	HP	kW	H (m)																						
65-125B1	7,5	5,5	6,4	11,3	19,7	20,6	20,5	20,4	20,4	20,3	20,2	20,2	20,0	19,7	19,3	18,8	18,2	17,5	16,3	15,0					
65-125B	7,5	5,5	6,6	11,0	19,7	20,6	20,5	20,4	20,4	20,3	20,2	20,2	20,0	19,7	19,3	18,8	18,2	17,5	16,3	15,0	13,1				
65-125A1	10	7,5	8,6	15,1	24,6	25,2	25,2	25,1	25,1	25,0	24,8	24,9	24,7	24,5	24,2	23,9	23,5	23,0	22,0	20,6	18,8				
65-125A	10	7,5	8,8	14,4	24,6	25,2	25,2	25,1	25,1	25,0	24,9	24,9	24,7	24,5	24,2	23,9	23,5	23,0	22,0	20,6	18,8	16,8			
65-160C	12,5	9,2	10,1	16,8	28,9					30,6	30,5	30,3	30,0	29,6	29,1	28,5	27,9	27,2	25,3	22,9	20,2	17,5	16,0	13,9	
65-160B	15	11	12,7	20,6	33,2					35,1	35,0	34,9	34,6	34,3	33,8	33,3	32,8	32,1	30,4	28,2	25,5	22,5	21,4	20,4	
65-160A1	20	15	16,8	27,6	40,1					42,5	42,5	42,5	42,3	42,1	41,8	41,4	41,0	40,4	38,9	37,1	35,3	32,8	31,7		
65-160A	20	15	17,1	28,5	40,1					42,5	42,5	42,5	42,3	42,1	41,8	41,4	41,0	40,4	38,9	37,1	35,3	32,8	31,7	30,9	
65-200C1	20	15	16,8	27,6	44,4								46,1	45,4	44,7	44,0	43,2	42,4	40,3	37,5	33,7	28,9			
65-200C	20	15	17,0	28,3	44,4								46,1	45,4	44,7	44,0	43,2	42,4	40,3	37,5	33,7	28,9	26,8		
65-200B	25	18,5	21,2	34,8	51,7								53,9	53,4	52,7	52,0	51,3	50,4	48,6	45,9	43,0	39,4	37,1	34,6	
65-200A	30	22	25,4	41,7	60,3								61,8	61,4	61,0	60,4	59,8	59,1	57,1	54,6	51,6	48,3	46,5	44,4	
65-250B	40	30	30,8	55,3	80,6								80,6	79,5	78,4	77,1	75,7	74,1	70,4	66,1	61,0	54,7	51,0	47,3	
65-250A	50	37	37,0	69,2	91,6								91,6	90,8	89,8	88,6	87,4	85,9	82,5	77,8	72,8	67,4	64,3	60,8	57,9



hupshenghardware.com

hupshenghardware.com 

Anexo 07: Propiedades específicas del agua

<i>Temperatura</i> (°C)	<i>Densidad</i> (kg/m ³)	<i>Viscosidad</i> <i>dinámica</i> η (10 ⁵ kg/m · s)	<i>Viscosidad</i> <i>cinemática</i> ν $10^6 \frac{\text{m}^2}{\text{s}} = \text{cSt}$
0	999,8	178,7	1,787
2	999,9	167,1	1,671
4	1,000	156,2	1,562
6	999,9	146,4	1,464
8	999,8	137,6	1,375
10	999,7	130,5	1,307
12	999,4	122,6	1,227
14	999,2	116,1	1,163
16	998,9	110,4	1,106
18	998,5	105,2	1,053
20	998,2	100,2	1,0038
22	997,7	95,5	0,957
24	997,2	91,1	0,914
26	996,6	87,2	0,875
28	996,1	83,4	0,837
30	995,7	79,7	0,801
32	994,9	76,4	0,768
34	994,2	74,1	0,745
36	993,4	70	0,705
38	992,8	68	0,685
40	992,2	65,3	0,658
45	990,2	59,8	0,604
50	988	54,8	0,554
55	985,7	50,5	0,512
60	983,2	46,7	0,475
65	980,6	43,4	0,443
70	977,8	40,4	0,413
75	974,8	37,8	0,388
80	971,8	35,5	0,365
85	968,6	33,4	0,345
90	965,3	31,5	0,326
95	961,8	29,8	0,310
100	958,4	28,2	0,295
150	916,9	18,6	0,205
200	864,6	13,6	0,161
250	799,2	10,9	0,14
300	712,4	8,91	0,132

Nota: Tomado de Mataix (2006).

Anexo 07:2 Presión de vapor del agua para el rango de 0 °C a 17 °C

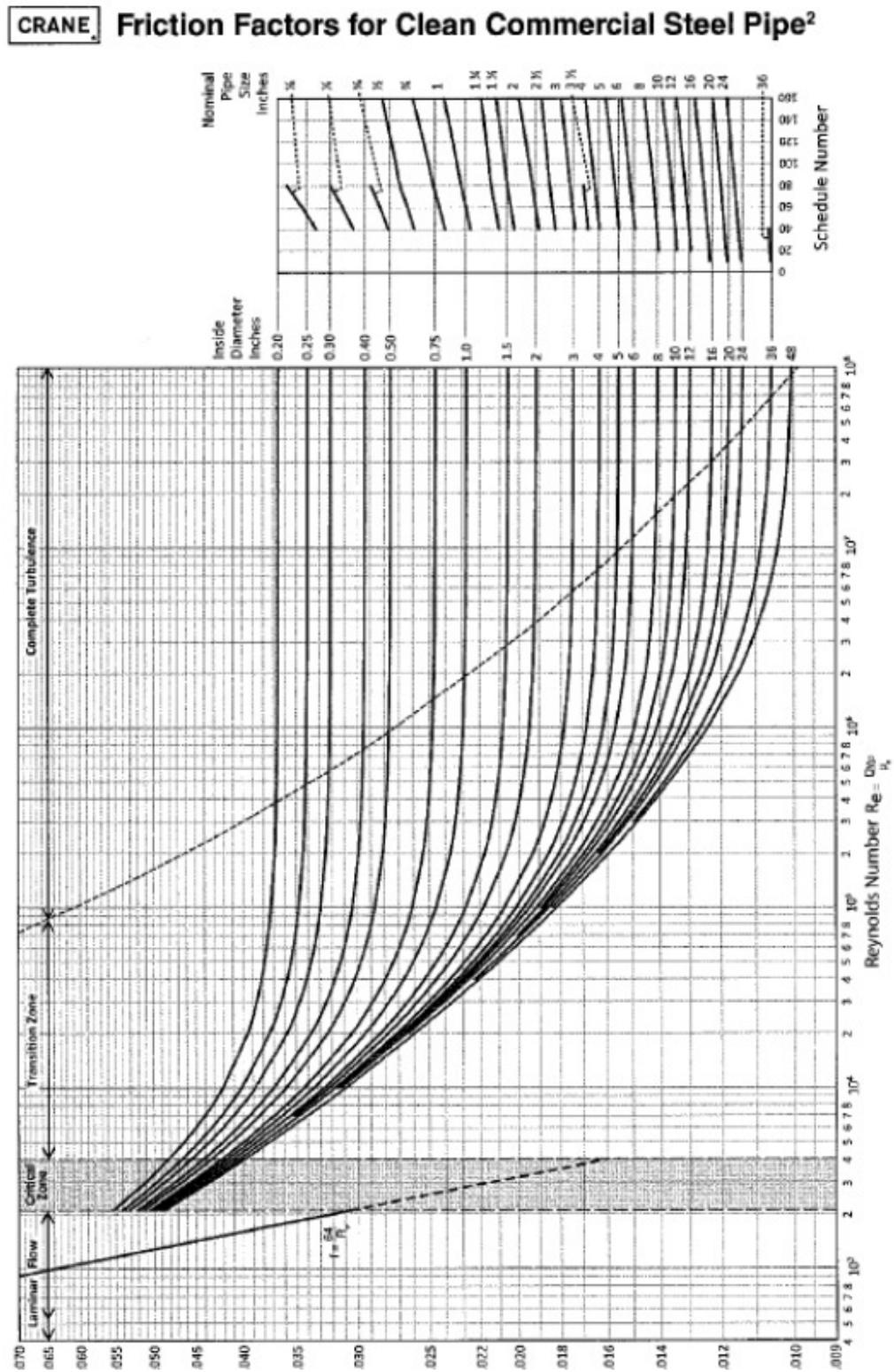
Tabla 42

Presión de vapor del agua para el rango de 0 °C a 17 °C

°C	kPa	atm	torr
0	0.61129	0.006033	4.58
1	0.65716	0.006486	4.92
2	0.70605	0.006968	5.29
3	0.75813	0.007482	5.68
4	0.81359	0.008030	6.10
5	0.87260	0.008614	6.54
6	0.93537	0.009231	7.01
7	1.00220	0.009884	7.51
8	1.07330	0.010573	8.04
9	1.14820	0.011312	8.61
10	1.22810	0.012120	9.21
11	1.31290	0.012957	9.84
12	1.40270	0.013844	10.52
13	1.49790	0.014787	11.28
14	1.59880	0.015779	11.99
15	1.70560	0.016830	12.76
16	1.81850	0.017947	13.64
17	1.93800	0.019217	14.53

Nota. Datos de presión de vapor del agua. Fuente: Sciences (2005).

Anexo 08: Diagrama de Moody para tubos de acero.

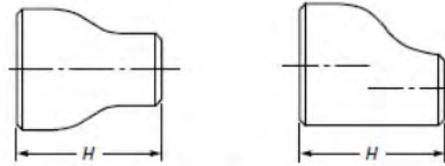


Nota: Tomado de Mataix (2006).

Anexo 09: Dimensiones standar de reducciones para el cálculo de pérdidas.

FACTORY-MADE WROUGHT BUTTWELDING FITTINGS

ASME B16.9-2001



Note (1)

TABLE 12 DIMENSIONS OF REDUCERS

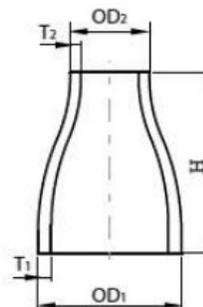
Nominal Pipe Size (NPS)	DN	Outside Diameter at Bevel		End-to-End, H	Nominal Pipe Size (NPS)	DN	Outside Diameter at Bevel		End-to-End, H
		Large End	Small End				Large End	Small End	
4 × 3½	100 × 90	114.3	101.6	102	5 × 4	125 × 100	141.3	114.3	127
4 × 3	100 × 80	114.3	88.9	102	5 × 3½	125 × 90	141.3	101.6	127
4 × 2½	100 × 65	114.3	73.0	102	5 × 3	125 × 80	141.3	88.9	127
4 × 2	100 × 50	114.3	60.3	102	5 × 2½	125 × 65	141.3	73.0	127
4 × 1½	100 × 40	114.3	48.3	102	5 × 2	125 × 50	141.3	60.3	127

Fuente: (ASME B16.9, 2001, pág. 19)

Nota: Tomado de ASME B16.9.

Anexo 9.2: Dimensiones comerciales de reducciones

Normas de Diseño:
ANSI/ASME B16.9
Material:
Acero A234 WPB
Cédula:
SCH 40, SCH 80, SCH 160



MEDIDA	DIÁMETRO EXTERIOR		ESPESOR DE PARED T1			ESPESOR DE PARED T2			FINA A FINAL H	PESO APROX (Kg)		
	O.D. 1	O.D. 2	SCH 40	SCH 80	SCH 160	SCH 40	SCH 80	SCH 160		SCH 40	SCH 80	SCH 160
4' x 3'	114.3	88.9	6.02	8.56	13.49	5.49	7.62	11.13	101.6	1.45	2.02	3.00
4' x 2 1/2'	114.3	73.0	6.02	8.56	13.49	5.16	7.01	9.53	101.6	1.37	1.90	2.76

MEDIDA	DIÁMETRO EXTERIOR		ESPESOR DE PARED T1			ESPESOR DE PARED T2			FINAL A FINAL H	PESO APROX (Kg)		
	O.D. 1	O.D. 2	SCH 40	SCH 80	SCH 160	SCH 40	SCH 80	SCH 160		SCH 40	SCH 80	SCH 160
5' x 4'	141.3	114.3	6.55	9.53	15.88	6.02	8.56	13.49	127.0	2.50	3.52	5.59
5' x 3'	141.3	88.9	6.55	9.53	15.88	5.49	7.62	11.13	127.0	2.27	3.18	5.30

Unidad: Milímetros (mm)

Nota: Cotización Valcosa.

Anexo 9.3: Dimensiones standar de T.

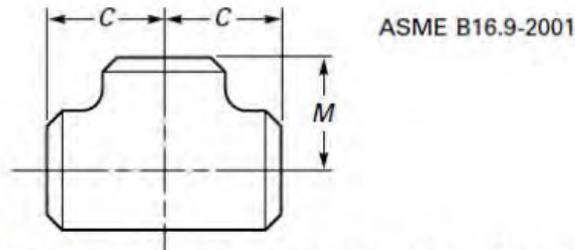


TABLE 8 DIMENSIONS OF STRAIGHT TEES

Nominal Pipe Size (NPS)	DN	Outside Diameter at Bevel	Center-to-End	
			Run, C	Outlet, <i>M</i> [Notes (1) and (2)]
4	100	114.3	105	105
5	125	141.3	124	124

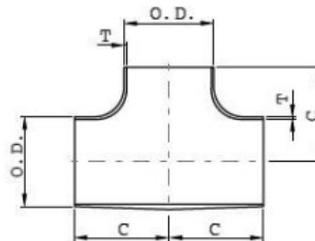
GENERAL NOTE: All dimensions are in millimeters.

NOTES:

- (1) Outlet dimension *M* for NPS 26 (DN 650) and larger is recommended but not required.
- (2) Dimensions applicable to crosses NPS 24 (DN 600) and smaller.

Anexo 9.4: Dimensión comercial de T

Normas de Diseño:
ANSI/ASME B16.9
Material:
Acero A234 WPB
Cédula:
SCH 40, SCH 80, SCH 160



MEDIDA	DIÁMETRO EXTERIOR (OD)	ESPESOR DE PARED (T)			CENTRO A FINAL (C)	PESO APROX (Kg)		
		SCH 40	SCH 80	SCH 160		SCH 40	SCH 80	SCH 160
3"	88.9	5.5	7.6	11.1	85.9	2.41	3.25	5.87
4"	114.3	6.0	8.6	13.5	104.6	4.12	5.77	9.76
5"	141.2	6.6	9.5	15.9	124.0	6.54	9.20	22.2
6"	168.1	7.1	11.0	18.3	142.7	9.58	14.5	31.4

Unidad: Milímetros (mm)

Nota: Tomado de

ASME B16.9.

Anexo 9.5: Dimensiones standar de codos.

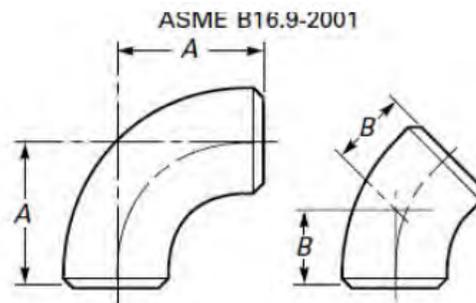
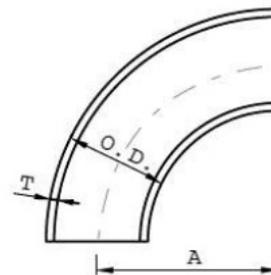


TABLE 3 DIMENSIONS OF LONG RADIUS ELBOWS

Nominal Pipe Size (NPS)	DN	Outside Diameter at Bevel	Center-to-End	
			90 Deg Elbows, A	45 Deg Elbows, B
4	100	114.3	152	64
5	125	141.3	190	79

Anexo 9.6: Dimensión comercial de codo

Normas de Diseño:
ANSI/ASME B16.9
Material:
Acero A234 WPB
Cédula:
SCH 40, SCH 80, SCH 160

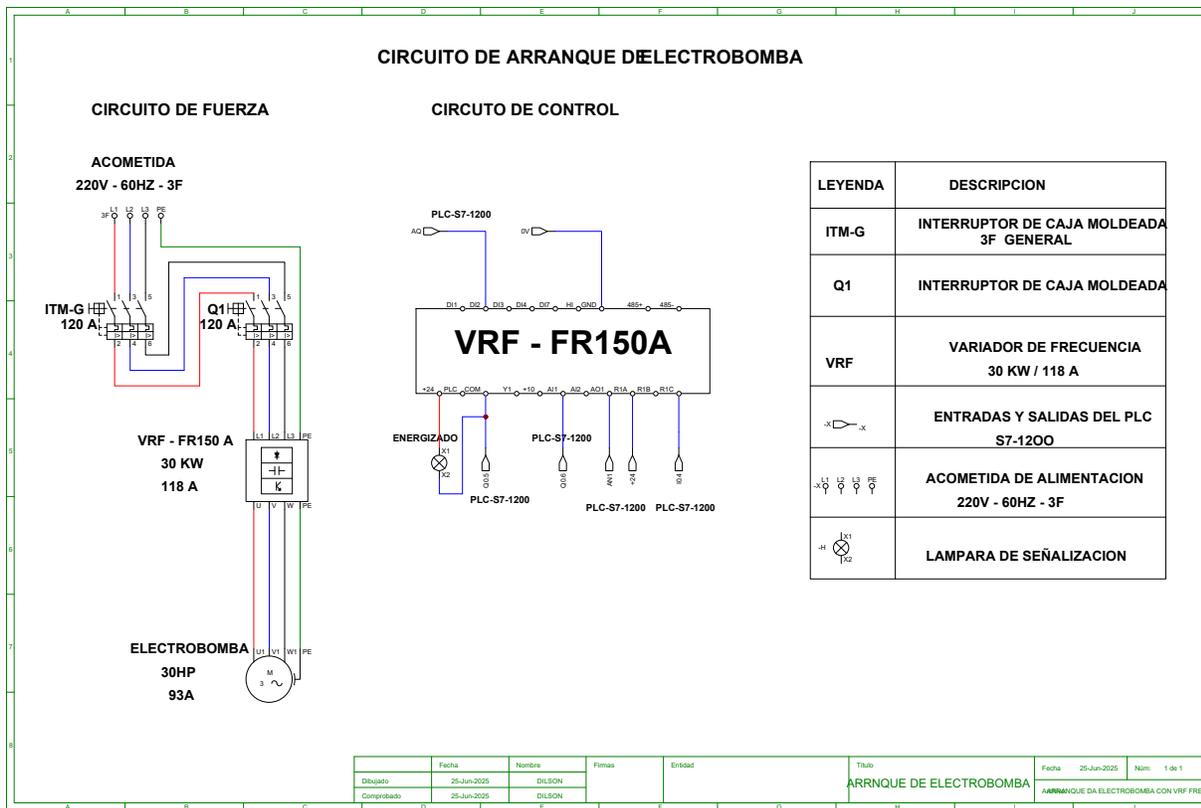


MEDIDA	DIÁMETRO EXTERIOR (OD)	ESPESOR DE PARED (T)			CENTRO A FINAL (A)	PESO (Kg)		
		SCH 40	SCH 80	SCH 160		SCH 40	SCH 80	SCH 160
3"	88.9	5.5	7.6	11.1	114.3	2.04	2.74	3.83
4"	114.3	6.0	8.6	13.5	152.4	3.84	5.36	8.02
5"	141.2	6.6	9.5	15.9	190.5	6.48	9.13	14.7
6"	168.1	7.1	11.0	18.3	228.6	9.94	15.0	24.2

Unidad: Milímetros (mm)

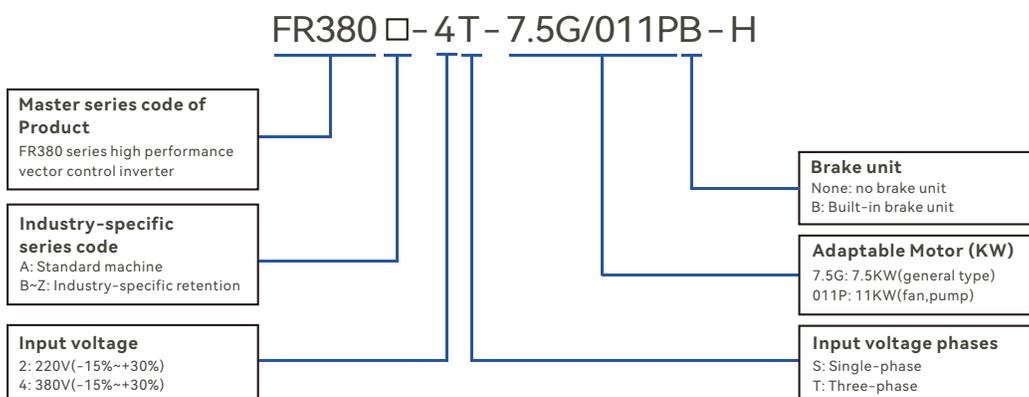
Nota: Tomado de ASME B16.9.

Anexo 10: Arranque de electrobomba con variador de frecuencia



Anexo 11: Datos técnicos del variador de frecuencia FRECON

Nameplate



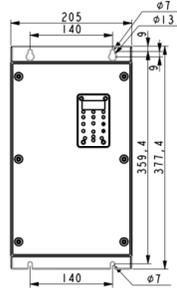
Model No	Power Capacity (KVA)	Rated Input Current (A)	Rated Output Current (A)	Applicable Motor	
				KW	HP
3-Phase: 380V, 50/60Hz Range: -15%~+30%					
FR380-4T-0.7G/1.5PB-H	1.5	3.4	2.5	0.75	1
FR380-4T-1.5G/2.2PB-H	3	5.0	4.2	1.5	2
FR380-4T-2.2G/4.0PB-H	4	5.8	5.5	2.2	3
FR380-4T-4.0G/5.5PB-H	6	11	9.5	3.7/4	5
FR380-4T-5.5G/7.5PB-H	8.9	14.6	13	5.5	7.5
FR380-4T-7.5G/011PB-H	11	20.5	17	7.5	10
FR380-4T-011G/015PB-H	17	26	25	11	15
FR380-4T-015G/018PB-H	21	35	32	15	20
FR380-4T-018G/022PB-H	24	38.5	37	18.5	25
FR380-4T-022G/030PB-H	30	46.5	45	22	30

Installation Dimensions

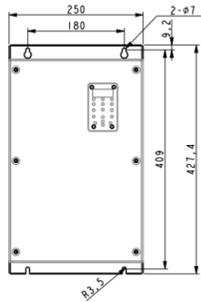
Model No.	External and installation dimensions (mm)						Weight (KG)
	W	W1	H	H1	D	Installation hole	
3-Phase: 380V, 50/60Hz Range: -15%~+30%							
FR380-4T-0.7G/1.5PB-H	178	110	340.4	320.4	189.3	3.5	5.4
FR380-4T-1.5G/2.2PB-H							
FR380-4T-2.2G/4.0PB-H							
FR380-4T-4.0G/5.5PB-H							
FR380-4T-5.5G/7.5PB-H							
FR380-4T-7.5G/011PB-H	205	140	377.4	359.4	214.3	7	7.2
FR380-4T-011G/015PB-H							
FR380-4T-015G/018PB-H	250	180	427.4	409	219.3	3.5	10.8
FR380-4T-018G/022PB-H							
FR380-4T-022G/030PB-H							



0.7-5.5 kW structure diagram



7.5~11 kW structure diagram



15~22 kW structure diagram

Technical Parameters

		Specification
Item		FR380 Series
Power Input	Rate Input Voltage(V)	3 Phase 380V(-15%~+30%)
	Rated Input Frequency(Hz)	50Hz/60Hz, ±5%
Power Output	Rate Output Voltage(V)	0V~Uin, Error<±3%
	Rated Output Frequency(Hz)	0.00~600.00Hz, Unit:0.01Hz
Load	Types Of Motor	AM, PMSM
	Control Motor	Speed torque
	Motor Parameters	2 Group
Control Characteristics	Control Mode	V/F Control ;Sensor-less Vector Control 1; Sensor-less Vector Control 2;
	Speed Range	1:50(V/F Control), 1:100(Sensor-less Vector Control 1) 1:200(Sensor-less Vector Control 2),
	Speed Control Precision	±0.5%(V/F Control),±0.2%(Sensor-less Vector Control 1&2)
	Speed Fluctuation	±0.3%(Sensor-less Vector Control 1&2)
	Torque Response	<10ms(Sensor-less Vector Control 2)
	Start Torque	0.5Hz:150%(V/F Control, Sensor-less Vector Control 1) 0.25Hz:150%(Sensor-less Vector Control 2)
Basic Function	Carrier Frequency	0.7kHz~16kHz
	Overload Capacity	150% Rated Current 60s, 180% Rated Current 10s, 200% Rated Current 1s
	Torque Boost	Auto Torque Boost, Manual Torque Boost 0.1%~30.0%
	V/F Curve	Three Models: Straight Line; Multi-point; Nth-type V/F Curve
	Acceleration and Deceleration Curve	Straight line or S curve acceleration and deceleration mode. Four kinds of acceleration and deceleration time, Ramp time range: 0.0~6000.0s
	DC Brake	DC brake start frequency:0.00Hz~Max frequency; DC brake time:0.0s~10.0s; DC brake current:0.0%~150.0%
Run	Command Source	Given the control panel, control terminal, serial communication port given
	Frequency Given	9 frequency sources: digital setting, keyboard potentiometer setting, analog voltage setting, analog current setting, pulse setting, serial port setting, multi-stage speed setting, PLC setting, process PID setting, can be switched in multiple ways
	Input Terminal	7 switch input terminals, of which 1 can be used for high-speed pulse input, compatible with active open collector NPN, PNP, and dry contact input methods 2 analog input terminals, 0~10V/0~20mA voltage and current optional
	Output Terminal	2 way switch output terminal, which supports a maximum road speed 100kHz pulse output 2 relay output terminals 2 analog output terminal, and optional voltage and current
Featured Function	Parameter copy, parameter backup, flexible parameter displayed & hidden. Common DC bus, Various master & auxiliary command and switchover, Reliable speed search started, A variety of Accel / Decel curves programmable, Timing control, fixed length control, count function, Three faults recorded, Over excitation brake, overvoltage stall protection programmable, under voltage stall, protection programmable, restart upon power loss, Four kinds of Accel/Decel time, Motor thermal protection, Flexible fan control, Process PID control, simple PLC, 16-step speed control programmable, Wobble frequency control, Multi-functional key programmable, field-weakening control, High-precision torque control, V/f separated control, torque control at sensor-less vector control	
Protection	Provide adozen fault protection: over-voltage, over-current, under-voltage, over-temperature, overload, etc.	
Environment	Operation Place	Indoors, no direct sunlight, no dust, no corrosive gases, no flammable gases, no oil mist, no water vapor, no water drop and salt, etc.
	Altitude	0~2000m Derate 1% for every 100m when the altitude is above 1000 meters
	Ambient Temperature	-10°C~40°C(When environment temperature is above 40°C, please derating use)
Others	Installation	Wall-mounting or flang mounting
	IP Grade	IP65
	Cooling Method	Forced air cooling

FR380 Series high performance vector control inverter | 6

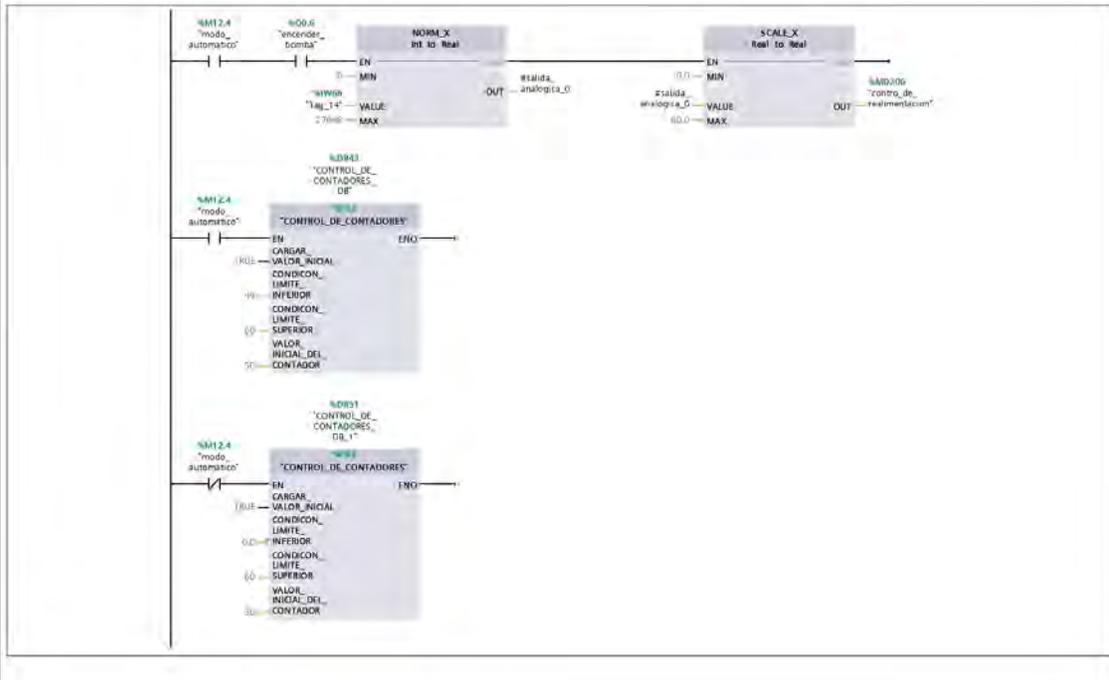
Anexo 12: Control de velocidad de la bomba con salida analógica

Totally Integrated Automation Portal					
servidor_V16 / PLC_1 [CPU 1214C AC/DC/Rly] / Bloques de programa					
CONTROL_DE_VELOCIDAD_BOMBA_SALIDA_ANALOGICA [FB4]					
CONTROL_DE_VELOCIDAD_BOMBA_SALIDA_ANALOGICA Propiedades					
General					
Nombre	CONTROL_DE_VELOCIDAD_BOMBA_SALIDA_ANALOGICA	Número	4	Tipo	FB
Numeración	Automático	Idioma	KOP		
Información					
Título		Autor		Comentario	
Versión	0,1	ID personalizado		Familia	
CONTROL_DE_VELOCIDAD_BOMBA_SALIDA_ANALOGICA					
Nombre	Tipo de datos	Valor predet.	Remanencia	Accesible desde HMI/OPC UA/Web API	Escribible desde HMI/OPC UA/Web API
				Visible en HMI Engineering	Valor de ajuste
				Supervisión	Comentario
▼ Input					
RPM_DE_BOMBA_PRINCIPAL	Real	0,0	No remanente	True	True True False
Output					
InOut					
Static					
Temp					
Constant					
Segmento 1:					
<p>The diagram shows a sequence of three function blocks:</p> <ul style="list-style-type: none"> NORM_X (Real to Real): Takes an input <code>#RPM_DE_BOMBA_PRINCIPAL</code> and a <code>VALUE</code> parameter (range 0.0 to 100.0). Its output is <code>%MD90</code> with the label <code>"RPM_BOMBA"</code>. MOVE: Takes the output of <code>NORM_X</code> and a <code>IN</code> parameter <code>#RPM_DE_BOMBA_PRINCIPAL</code>. Its output is <code>"datos_de_presion_y_velocidad_REVOLUCIONES_BOMBA"</code>. SCALE_X (Real to Int): Takes the output of <code>NORM_X</code> and a <code>VALUE</code> parameter (range 0 to 77640). Its output is <code>%QW10</code> with the label <code>"salida_rpm"</code>. 					

Anexo 13: Control manual automático PID

Totally Integrated Automation Portal									
servidor_V16 / PLC_1 [CPU 1214C AC/DC/Rly] / Bloques de programa									
CONTROL_MANUAL_AUTOMATICO_PID [FB2]									
CONTROL_MANUAL_AUTOMATICO_PID Propiedades									
General									
Nombre	CONTROL_MANUAL_AUTOMATICO_PID	Número	2	Tipo	FB	Idioma	KOP		
Numeración	Automático								
Información									
Título		Autor		Comentario		Familia			
Versión	0.1	ID personalizado							
CONTROL_MANUAL_AUTOMATICO_PID									
Nombre	Tipo de datos	Valor predet.	Remanencia	Accesible desde HMI/OPC UA/Web API	Escribible desde HMI/OPC UA/Web API	Visible en HMI/Engineering	Valor de ajuste	Supervisión	Comentario
Input									
Output									
InOut									
Static									
▼ Temp									
STATE_PID	Int								
ERROR_PID	Bool								
ERRO_DE_BIT_PID	DWord								
SALIDA_PID	Real								
NORMALIZADO	Real								
INPUT_PID	Real								
salida_analogica_0	Real								
SALIDA_CONT_LOCAL	Bool								
SALIDA_DE_CEUNTA	Int								
condicion_de_cuenta	Bool								
condicion_de_cuenta_1	Bool								
OUT_PID	Real								
Constant									
Segmento 1:									
Segmento 1:									

Segmento 2:



Anexo 14: Cartilla de mantenimiento

CARTILLA DE MANTENIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS PARA TURBOMÁQUINAS			
RESPONSABLE			
FECHA			
MOTIVO			
TIEMPO DE REALIZACIÓN			
INTERVALO	SEMANAL	MENSUAL	ANUAL
Limpieza general			
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			
Presión de succión en la bomba principal [bar]			
Presión de descarga en la bomba principal [bar]			
Inspección de la PAT (fugas, grietas o rajaduras).			
Revisión del estado de la pintura y corrosión			
Verificar los sensores (bien posicionados).			
Alineación de poleas.			
Templado de fajas.			

Anexo 15: Orden de trabajo



EICUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

ORDEN DE TRABAJO DE MANTENIMIENTO

Area: Laboratorio de Máquinas Hidráulicas.

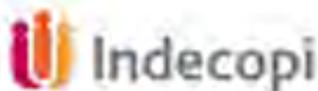
Versión: 1.1
Páginas: 1

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							
Fecha/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	
Firma y sello del EJECUTOR		Firma y sello del USUARIO			Firma y sello de MANTENIMIENTO		

Anexo 16.1: Certificado de Calibración



"Año de la Recuperación y Consolidación de la Economía Peruana"



Certificado de Calibración



LFP - 514 - 2025

Página 1 de 4

Laboratorio de Fuerza y Presión

Expediente	89653
Solicitante	INDUSTRIAS ATYI EIRL.
Dirección	Jr. la Libertad Mza. F Lote. 3 Dpto. 201, San Borja, Wanchac, Cusco.
Instrumento de Medición	MANOMETRO SECO DE INDICACION ANALOGICA
Intervalo de Indicación	0 bar a 6 bar (0 Pa a 600000 Pa)
Resolución	0,01 BAR
Clase de Exactitud	0,5 % FS
Marca	KHONE
Modelo	50MM20830009
Número de Serie	125411 (*)
Procedencia	USA
Fecha de Calibración	2025-04-20

Este certificado de calibración documenta la trazabilidad a los patrones nacionales, que realizan las unidades de medida de acuerdo con el Sistema Internacional de Unidades (SI).

El SNM custodia, conserva y mantiene los patrones nacionales de las unidades de medida, calibra patrones secundarios, realiza mediciones y certificaciones metrológicas a solicitud de los interesados, promueve el desarrollo de la Metrología en el país y contribuye a la difusión del Sistema Legal de Unidades de medida del Perú. (SLUMP).

El SNM es miembro del Sistema Interamericano de Metrología (SIM) y participa activamente en las Inter comparaciones que éste realiza en la región.

Con el fin de asegurar la calidad de sus mediciones el usuario está obligado a recalibrar sus instrumentos a intervalos apropiados.

Este certificado de calibración sólo puede ser difundido completamente y sin modificaciones. Los extractos o modificaciones requieren la autorización del Servicio Nacional de Metrología. Certificados sin firma y sello carecen de validez.

Fecha	Sub Jefe del Servicio Nacional de Metrología	Responsable del laboratorio
2025-04-20	HENRY PORFIRIO CÁRDENAS	RICARDO SÁNCHEZ AVILES



[Signature]
HENRY FORTINO MARIN

[Signature]
RICARDO SÁNCHEZ AVILES

2025-04-20

Anc

Instituto Nacional de Defensa de la Competencia y de la Protección de la Propiedad Intelectual – Indecopi
Servicio Nacional de Metrología
Calle De La Prusa 104, San Basilio Lampa - Perú | Tel: 2247800 (línea 800) | email: metrologia@indecopi.gob.pe
WWW.INDECOPi.GOB.PE



200	604,0	15,0	0,101
250	799,2	10,9	0,14
300	712,4	8,91	0,132

Fuente: (Mataix, 1986, pág. 17)

Anexo 17.1: Valores de Coeficientes usados en el NPSH

Tabla 1. Valores de Diseño de la rugosidad de tubos (Fuente: Mott, Mecánica de Fluidos).

Material	Rugosidad (m)	Rugosidad (ft)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	$3,0 \times 10^{-7}$	$9,8 \times 10^{-7}$
Tubo extruido, cobre, latón y acero	$1,5 \times 10^{-6}$	$4,9 \times 10^{-6}$
Acero comercial o soldado	$4,6 \times 10^{-5}$	$1,5 \times 10^{-4}$
Hierro galvanizado	$1,5 \times 10^{-4}$	$4,9 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil recubierto	$1,2 \times 10^{-4}$	$3,9 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil no recubierto	$2,4 \times 10^{-4}$	$7,9 \times 10^{-4}$
Concreto, bien fabricado	$1,2 \times 10^{-4}$	$3,9 \times 10^{-4}$
Acero Remachado	$1,8 \times 10^{-4}$	$5,9 \times 10^{-4}$

Anexo 17.2: Valores de Coeficientes usados en el NPSH

Resistencia de Válvulas y acoplamientos expresada como longitud equivalente en diámetros de tubería

Tipo	(L/D) _{eq}
Válvula Globo Abierta por completo	340
Válvula de ángulo Abierta por completo	150
Válvula de compuerta abierta por completo	8
3/4 Abierta	35
1/2 Abierta	160
1/4 Abierta	900
Válvula de Verificación Tipo giratorio	100
Válvula de verificación Tipo Bola	150
Válvula Mariposa Abierta por completo de 2 a 8 pulgadas	45
10 a 14 pulgadas	35
16 a 24 pulgadas	25
Válvula de pie tipo disco de vástago	420
Válvula de pie tipo disco de bisagra	75
Codo estándar de 90°	30
Codo a 90° de radio largo	20
Codo roscado de 90°	50
Codo estándar de 45°	16
Codo roscado de 45°	26
Vuelta Cerrada de Retorno	50
Te estándar con flujo directo	20
Te estándar con flujo en el ramal	60