



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS

CARRERA DE ELECTROMECÁNICA

PROYECTO DE PROPUESTA TECNOLÓGICA

“Evaluación del Desempeño y Propuesta de Mejoras en el Rendimiento del Sistema de Bombeo para Riego en la Comunidad Cruz Loma, Cantón Latacunga, Provincia de Cotopaxi”

PROPUESTA TECNOLÓGICA PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO ELECTROMECÁNICO

AUTORES:

Cueva Moreira Erick Joel

Chanaluisa Orellana Erick Steven

TUTOR:

PhD. Héctor Laurencio

LATACUNGA - ECUADOR

ABRIL – AGOSTO

2025-2025

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Nosotros, Chanaluisa Orellana Erick Steven y Cueva Moreira Erick Joel declaramos ser autores del proyecto de titulación **“Evaluación del Desempeño y Propuesta de Mejoras en el Rendimiento del Sistema de Bombeo para Riego en la Comunidad Cruz Loma, Cantón Latacunga, Provincia de Cotopaxi”**, siendo el Ing. Laurencio Alfonso Héctor Luis, PhD. tutor del presente trabajo de titulación; y eximimos expresamente a la Universidad Técnica de Cotopaxi y a sus representantes legales de posibles reclamos o acciones legales.

Además, certificamos que las ideas, conceptos, procedimientos y resultados vertidos en el presente trabajo de titulación, son de nuestra exclusiva responsabilidad.



Chanaluisa Orellana Erick Steven
CC. 2200155667

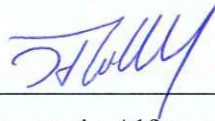


Cueva Moreira Erick Joel
CC. 0804654283

Latacunga, julio 2025

AVAL DEL TUTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

En calidad de Tutor del Trabajo de Investigación sobre el título: **“Evaluación del Desempeño y Propuesta de Mejoras en el Rendimiento del Sistema de Bombeo para Riego en la Comunidad Cruz Loma, Cantón Latacunga, Provincia de Cotopaxi”**, propuesto por los estudiantes Chanaluisa Orellana Erick Steven y Cueva Moreira Erick Joel de la Carrera de Ingeniería Electromecánica, considero que dicho proyecto de titulación cumple con los requerimientos metodológicos y aportes científico-técnicos suficientes para ser sometidos al tribunal de lectores.



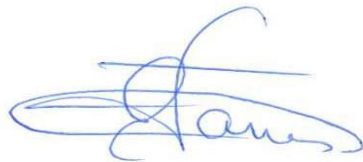
PhD. Laurencio Alfonso Héctor Luis
C.C. 175836725-2
TUTOR

AVAL DE APROBACIÓN DE LECTORES

Cumpliendo con el Reglamento de Titulación de la Universidad Técnica de Cotopaxi, en calidad de Lectores de Tribunal del Proyecto de Propuesta Tecnológica con el Título **“Evaluación del Desempeño y Propuesta de Mejoras en el Rendimiento del Sistema de Bombeo para Riego en la Comunidad Cruz Loma, Cantón Latacunga, Provincia de Cotopaxi”**, propuesto por los estudiantes Chanaluisa Orellana Erick Steven y Cueva Moreira Erick Joel de la Carrera de Ingeniería Electromecánica, nos permitimos indicar que los estudiante ha concluido todas las observaciones y realizado las correcciones señaladas por el Tribunal de Lectores, además de validar el funcionamiento de la propuesta, por lo cual presentamos el Aval de aprobación del Proyecto de Titulación correspondiente a la modalidad Proyecto de Propuesta Tecnológica presencial en virtud de lo cual los postulante pueden presentarse a la Defensa de su Proyecto de Titulación.

Particular que pongo en su conocimiento para los fines legales pertinentes.

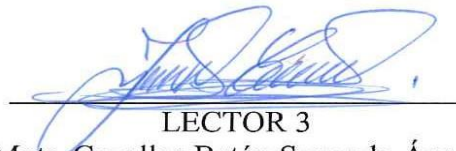
Atentamente,



LECTOR 1 (PRESIDENTE)
PhD. Enrique Torres Tamayo
CC: 1757121940



LECTOR 2
Mgtr. Navarrete López Luis Miguel
CC: 1803747284



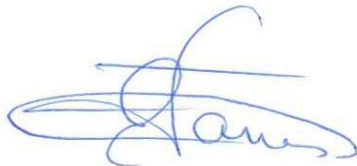
LECTOR 3
Mgtr. Cevallos Betún Segundo Ángel
CC: 0501782437

AVAL DE APROBACIÓN DE LECTORES

Cumpliendo con el Reglamento de Titulación de la Universidad Técnica de Cotopaxi, en calidad de Lectores de Tribunal del Proyecto de Propuesta Tecnológica con el Título **“Evaluación del Desempeño y Propuesta de Mejoras en el Rendimiento del Sistema de Bombeo para Riego en la Comunidad Cruz Loma, Cantón Latacunga, Provincia de Cotopaxi”**, propuesto por los estudiantes Chanaluisa Orellana Erick Steven y Cueva Moreira Erick Joel de la Carrera de Ingeniería Electromecánica, nos permitimos indicar que los estudiante ha concluido todas las observaciones y realizado las correcciones señaladas por el Tribunal de Lectores, además de validar el funcionamiento de la propuesta, por lo cual presentamos el Aval de aprobación del Proyecto de Titulación correspondiente a la modalidad Proyecto de Propuesta Tecnológica presencial en virtud de lo cual los postulante pueden presentarse a la Defensa de su Proyecto de Titulación.

Particular que pongo en su conocimiento para los fines legales pertinentes.

Atentamente,



LECTOR 1 (PRESIDENTE)
PhD. Enrique Torres Tamayo
CC: 1757121940



LECTOR 2
Mgr. Navarrete López Luis Miguel
CC: 1803747284



LECTOR 3
Mgr. Cevallos Betún Segundo Ángel
CC: 0501782437

GRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por la salud, fortaleza y sabiduría que me permitió culminar esta etapa. A mi familia, por ser mi pilar: a mis padres por su amor y apoyo incondicional, y a mis hermanos por su constante motivación. A mis docentes y, en especial, a mi tutor de tesis, por su guía, exigencia y confianza en este trabajo. A mis amigos y compañeros, por compartir conmigo el esfuerzo y la alegría de este camino. A la Junta de Agua de Cruz Loma, por abrirme sus puertas y facilitarme el desarrollo del proyecto. Y a todos quienes, de alguna forma, aportaron a este logro: gracias por su apoyo y confianza.

Este logro es también de ustedes.

Erick Cueva.

AGRADECIMIENTO

Gracias a Dios por bendecirme durante el transcurso de mi vida y otorgarme una maravillosa familia, quienes me apoyaron moralmente para poder alcanzar una meta más en mi formación profesional.

Gracias infinitamente a mis padres por ser los promotores de mis sueños, gracias por depositar su confianza en mí, por enseñarme desde niño a ser una persona de bien y a luchar por conseguir las cosas que se anhela, agradecerles a mis hermanas y hermano, tíos y abuelitos por los consejos compartidos, siempre con el único fin de ser una persona responsable y comprometida a servir a la sociedad.

Gracias a mi enamorada, cuya paciencia, aliento y comprensión iluminaron los momentos más desafiantes de este proceso, brindándome fuerzas cuando más las necesitaba.

A la Universidad Técnica de Cotopaxi, por brindarme la oportunidad de estudiar y formarme como un excelente profesional, gracias a los docentes por los conocimientos compartidos durante el transcurso de la carrera universitaria.

Erick Chanaluisa

DEDICATORIA

A mis padres, ejemplo de amor y sacrificio, gracias por creer en mí incluso cuando yo dudaba. Este logro es tan suyo como mío. A mis hermanos, por su compañía, alegría y apoyo incondicional en cada paso. A mis abuelos, por sus consejos, oraciones y amor que siempre me han guiado. A mi enamorada, por su paciencia, comprensión y amor constante, incluso en los días más difíciles. A mis suegros, por su acogida, respeto y apoyo en esta etapa. A mis amigos más cercanos, por estar presentes con su lealtad y alegría.

A todos, gracias por ser parte esencial de este camino. Esta tesis se las dedico con profundo cariño y gratitud.

Erick Cueva.

DEDICATORIA

La presente Tesis la dedico con mucho cariño a mi padre, Fausto Chanaluiza, por su inquebrantable apoyo y su ejemplo de constancia y sacrificio. Gracias a tu guía, he podido culminar mi formación profesional. A mi madre, Lucia Orellana, quien me regaló la vida y el amor más puro. Aunque ya no estés físicamente a mi lado desde tu partida, siento tu presencia cuidándome y protegiéndome de todo mal. Tu recuerdo y enseñanzas han sido mi fuerza en los momentos más difíciles. Este logro está dedicado a ustedes, pilares de mi existencia y fuente constante de inspiración.

Erick Chanaluiza

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS
INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TITULO: “Evaluación del Desempeño y Propuesta de Mejoras en el Rendimiento del Sistema de Bombeo para Riego en la Comunidad Cruz Loma, Cantón Latacunga, Provincia de Cotopaxi”

Autor/s: Cueva Moreira Erick Joel

Chanaluisa Orellana Erick Steven

RESUMEN

La propuesta tecnológica tuvo como objetivo evaluar el desempeño y proponer mejoras de rendimiento en la bomba centrífuga de 40Hp instalada en la Junta de Riego de la comunidad Cruz Loma, con el fin de eliminar el exceso de ruido y vibración, con eso el rendimiento tendrá mejoras, se trata de unas investigaciones durante su operación. Para ello, se diseñó una investigación de campo de carácter experimental, orientada a determinar el impacto que generan estas anomalías tanto en el equipamiento como en la calidad de vida de los usuarios. A través de un riguroso método experimental, se llevaron a cabo comparaciones sistemáticas entre las condiciones de operación iniciales y las obtenidas tras implementar las mejoras sugeridas, permitiendo así validar o refutar la hipótesis. la variable de estudio es el sistema de bombeo, tales como (caudal, presión, niveles de vibraciones, y emociones sonoras, etc).La población con la que se trabajo fue la junta de riego de agua de la comunidad de Cruz Luma perteneciente a la Provincia de Cotopaxi, los instrumentos empleados para el desarrollo e implementación del sistema fueron dispositivos tecnológicos de medida cuantitativo para la medición y obtención de datos, mediante la recopilación de estos datos se pudo realizar la evaluación del sistema de bombeo con el fin de verificar si el sistema será óptimo, los resultados obtenidos de la implementación fueron procesados mediante el uso de tablas y gráficos para visualizar el comportamiento del sistema hidráulico, como resultado se obtuvo un caudal de $47,5 \text{ m}^3/\text{h}$, la presión máxima que alcanza es de 70 Psi, alcanzándose con un rendimiento hidráulico máximo de 57%, el propósito de estas mejoras es conseguir minimizar el ruido y vibraciones para evitar daños en las partes internas de la bomba (rodamientos, impulsor, sello mecánico, etc.) y proteger tanto el sistema de bombeo y seguridad del personal.

Palabras Clave: Bombeo, caudal, presión, rendimiento, reducción.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS
INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

THEME: “PERFORMANCE EVALUATION AND PROPOSED IMPROVEMENTS TO THE IRRIGATION PUMPING SYSTEM IN THE CRUZ LOMA COMMUNITY, LATACUNGA DISTRICT, COTOPAXI PROVINCE”

Authors: Cueva Moreira Erick Joel

Chanaluisa Orellana Erick Steven

ABSTRACT

The technological proposal aimed to evaluate the performance and propose improvements to the 40Hp centrifugal pump installed in the Cruz Loma community irrigation board, with the aim of eliminating excess noise and vibration, thereby improving performance. This involved research during its operation. To this end, an experimental field study was designed to determine the impact of these anomalies on both the equipment and the quality of life of users. Through a rigorous experimental method, systematic comparisons were made between the initial operating conditions and those obtained after implementing the suggested improvements, thus allowing the hypothesis to be validated or refuted. The study variable is the pumping system, such as flow rate, pressure, vibration levels, and noise emissions, etc. The population with which we worked was the water irrigation board of the Cruz Loma community in the province of Cotopaxi. The instruments used for the development and implementation of the system were quantitative measurement devices for measuring and obtaining data. By compiling this data, we were able to evaluate the pumping system in order to verify whether the system would be optimal. The results obtained from the implementation were processed using tables and graphs to visualize the behavior of the hydraulic system. As a result, a flow rate of 47.5 m³/h was obtained, with a maximum pressure of 70 psi, reaching a maximum hydraulic efficiency of 57%. The purpose of these improvements is to minimize noise and vibrations to prevent damage to the internal parts of the pump (bearings, impeller, mechanical seal, etc.) and to protect both the pumping system and personnel safety.

KEYWORDS: Pumping, Flow rate, Pressure, Performance, Reduction.



AVAL DE TRADUCCIÓN

En calidad de Docente del Idioma Inglés del Centro de Idiomas de la Universidad Técnica de Cotopaxi; en forma legal **CERTIFICO** que:

La traducción del resumen al idioma Inglés del tema del proyecto de investigación cuyo título versa: **“EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO Y PROPUESTA DE MEJORAS EN EL RENDIMIENTO DEL SISTEMA DE BOMBEO PARA RIEGO EN LA COMUNIDAD CRUZ LOMA, CANTÓN LATACUNGA, PROVINCIA DE COTOPAXI”** presentado por: **Cueva Moreira Erick Joel y Chanaluisa Orellana Erick Steven** egresados de la Carrera de Ingeniería Electromecánica perteneciente a la **Facultad de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas**, lo realizaron bajo mi supervisión y cumple con una correcta estructura gramatical del Idioma.

Es todo cuanto puedo certificar en honor a la verdad y autorizo a los peticionarios hacer uso del presente aval para los fines académicos legales.

Latacunga, julio de 2025

Atentamente,

MSc. Alison Mena Barthelotty

DOCENTE CENTRO DE IDIOMAS-UTC

CI: 0501801252



**CENTRO
DE IDIOMAS**

ÍNDICE Y TABLA DE CONTENIDO

1. INFORMACIÓN GENERAL	1
2. INTRODUCCIÓN	2
2.1 <i>SITUACIÓN PROBLEMÁTICA</i>	3
2.2 <i>FORMULACIÓN DEL PROBLEMA</i>	4
2.3 <i>OBJETO Y CAMPO DE ACCIÓN</i>	4
2.3.1 Objeto de investigación:	4
2.3.2 Campo de acción:	4
2.4 <i>BENEFICIARIOS</i>	4
2.4.1 directos.....	4
2.4.2 indirectos	4
2.5 <i>JUSTIFICACIÓN</i>	4
2.6 <i>OBJETIVOS</i>	5
2.6.1 General	5
2.6.2 Específicos.....	6
2.6.3 Sistema de tareas	6
3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICO.....	7
3.1 ANTECEDENTES:.....	7
3.2 CONCEPTOS TEÓRICOS.....	8
3.2.1 Cavitación.....	8
3.2.2 Cavitación en las turbomáquinas.	8
3.2.3 Definición de bomba centrífuga.	10
3.2.4 Tipos de bombas centrífugas	10
3.2.5 Bomba pura o radial	11
3.2.6 Bomba axial.....	12
3.2.7 Tipos de bombas y sus características.	12
3.3 <i>VENTAJAS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS:</i>	14
3.3.1 Ventajas y desventajas de las conexiones de bombas en serie y paralelo.	¡Error! Marcador no definido.
3.4 TIPO DE CONEXIONES DE BOMBA Y PARAMETROS.....	17
3.4.1 Conexión en serie de Bombas centrífugas	17
3.4.2 Conexión en paralelo de bombas centrífugas.	18

3.4.3	Parámetros de bombeo para sistemas en serie y paralelo.	19
3.4.4	Rodamientos	21
3.5	CLASIFICACIÓN DE RODAMIENTO.....	21
3.5.1	Por condición funcional.	21
3.5.2	Por tipo de elementos rodantes.....	22
4.	MÉTODOS Y PROCEDIMIENTO.....	22
4.1	VARIABLE DE PROCESO	23
4.1.1	Variable independiente.....	23
4.1.2	Variable dependiente	23
4.2	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA BOMBA.....	24
4.3	PROCEDIMIENTOS.....	24
4.3.1	Plano del sistema de bombeo	24
4.4	UBICACIÓN GEOGRÁFICA.....	25
4.5	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL MOTOR.....	26
4.6	PARÁMETROS Y CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA CENTRÍFUGA.....	26
4.7	PROPIEDADES DEL AGUA A DIFERENTE TEMPERATURA.....	28
4.8	CÁLCULOS DE SISTEMA DE BOMBEO	29
4.8.1	Volumen.....	29
4.8.2	Caudal:.....	29
4.8.3	Velocidad.	30
4.8.4	NUMERO DE REYNOLDS.....	30
4.8.5	Cálculo de la Resistencia.	31
4.8.6	Cálculo de pérdidas de carga.....	32
4.8.7	Cálculo de cavitación (NPSHD).	32
4.8.8	Altura de Bombeo (HB).	33
4.8.9	Ley de semejanza del caudal.	34
4.8.10	Norma de ISO.	34
5.	ANÁLISIS Y RESULTADOS	34
5.1	ANÁLISIS DEL ESTADO DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO	34
5.2	ANÁLISIS DEL ESPECTRO DE VIBRACIONES	35
5.3	ANÁLISIS DEL ESPECTRO DE VIBRACIONES	36
5.3.1	Sistema en cavitación:	36

5.3.2	Recomendaciones Técnicas.....	37
5.4	<i>CURVA DE RENDIMIENTO Y DE CAVITACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO</i>	38
5.5	<i>EVALUACIÓN DE LA REDUCCIÓN DE CAVITACIÓN MEDIANTE AJUSTE DE PARAMETROS OPERATIVOS</i>	39
5.5.1	Análisis para bajar altura de succión.	39
5.5.2	Análisis altura de succión reducida.....	40
5.5.3	Análisis para diferente numero de revoluciones.	41
5.5.4	Análisis de reducción de RPM.	42
5.6	ANÁLISIS PARA DIFERENTE DIÁMETRO DE IMPULSOR.....	42
5.6.1	Análisis de resultados ante la reducción del diámetro del impulsor.....	44
5.7	ANÁLISIS DETALLADO DEL ESPECTRO DE VIBRACIONES – BOMBA A 3600 RPM.....	45
5.7.1	Resúmenes diagnósticos (montaje flexible):.....	46
5.8	ANÁLISIS DE MEJORA EN EL SISTEMA DE BOMBEO.	47
5.9	ANÁLISIS DEL SISTEMA ELÉCTRICO	48
5.10	EVALUACIÓN ECONÓMICA	49
5.10.1	VAN y TIR	49
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	50
6.1	CONCLUSIONES:.....	50
6.2	RECOMENDACIONES:.....	50
7.	REFERENCIAS.....	51
8.	ANEXOS	54

INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Fenómeno de cavitación [8].	8
Figura 2: Reducción de la altura de carga en condiciones de cavitación de la bomba [8].	9
Figura 3: Tipos de bombas hidráulicas según su clasificación. [7]	11
Figura 4: Bomba de flujo radial.	11
Figura 5: Bomba de flujo axial [7].	12
Figura 6: Ventajas de bombas centrífugas[7].	14
Figura 7: Esquema de interconexión y gráfica características de una configuración en serie [18].	18
Figura 8: Esquema de interconexión y gráfica características de una configuración en paralelo [18].	18
Figura 9: Componentes de un motor eléctrico [7].	20
Figura 10: Partes de un rodamiento [22].	21
Figura 11: Especificaciones de Bomba	24
Figura 12: Plano del sistema de bombeo.	24
Figura 13: Distancia desde el punto de bombeo hasta el punto de descarga.	25
Figura 14: Punto de bombeo.	25
Figura 15: Punto de descarga.	25
Figura 16: Motor Trifásico	26
Figura 17: Placa de motor	26
Figura 18: Curva característica de bomba centrífuga	27

Figura 19: Curva de Operación del sistema de bombeo.	35
Figura 20: Vibraciones del sistema de bombeo.	36
Figura 21: Curva de rendimiento NPSHR Y NPSHD.....	38
Figura 22: Curva de operación y rendimiento de una bomba centrífuga dimensionada según las condiciones de servicio.	39
Figura 23: Curva de operación del sistema de bombeo con una mayor altura de succión.	40
Figura 24: Curva de operación del sistema de bombeo con una reducción altura de succión.	40
Figura 25: Curva de comportamiento de la bomba centrífuga ante la reducción de RPM.	41
Figura 26: Curva de comportamiento de la bomba con la reducción de RPM.	42
Figura 27: Curva de comportamiento de la bomba centrífuga ante la reducción de diámetro del impulsor.	43
Figura 28: Reducción de diámetro del impulsor.....	44
Figura 29: Vibraciones del sistema modificado diámetro del impulsor.....	45
Figura 30: Circuito eléctrico de la bomba.....	48


INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Sistema de Tareas del Plan de Titulación.....	6
Tabla 2: Tipos de bombas [15]	12
Tabla 3: Beneficios de las configuraciones de bombas en serie y paralelo	15
Tabla 4: Inconvenientes de las configuraciones conexiones de bombas en serie y paralelo	16
Tabla 5: Determinación de variable de proceso.....	23
Tabla 6: Propiedades del agua a diferente temperatura.....	28
Tabla 7: Diagnostico Final	37
Tabla 8: Resumen de Diagnóstico	46
Tabla 9: Resultados de las propuestas de mejora en el sistema de bombeo.....	47
Tabla 10: VAN y TIR	49

1. INFORMACIÓN GENERAL

Tema del proyecto: “Evaluación del Desempeño y Propuesta de Mejoras en el Rendimiento del Sistema de Bombeo para Riego en la Comunidad Cruz Loma, Cantón Latacunga, Provincia de Cotopaxi”

Modalidad de Titulación:

MODALIDAD DE TITULACION.	HOMOLOGACIONES PARA INFORME FINAL DE TITULACION	SELECCIÓN
Propuesta tecnológica	Informe de propuesta tecnológica	
	Patente, modelo de utilidad, certificado de propiedad intelectual.	
	artículo científico	

Equipo de Trabajo del Trabajo de Titulación: Cueva Moreira Erick Joel-Chanaluisa Orellana Erick Steven - Ing. Dr. Héctor Laurencio

Área de Conocimiento: Seleccionar el código de correspondiente UNESCO. Se presenta un ejemplo del área 07Tabla 1. Áreas Conocimientos Unesco [2].

33 ciencias Tecnológicas	3313 tecnología e ingeniería mecánica	3313.25 Bombas y equipos para manipulación de líquidos.
		3313.31 Turbinas

Línea de investigación: Energías alternativas y renovables, eficiencia energética y protección ambiental.

Sublíneas de investigación de la Carrera: Diseño, construcción y mantenimiento de elementos, prototipos y sistemas electromecánicos.

2. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, es esencial que los sistemas de bombeo sean eficientes y confiables para garantizar la continuidad operativa y las economías de energía. Las bombas centrífugas son ampliamente utilizadas en sectores como la agricultura, la industria, la petroquímica y el tratamiento de aguas, debido a su capacidad para traer grandes volúmenes con una concepción relativa sencilla y requisitos de mantenimiento reducido. Sin embargo, si su robustez y su polivalencia son deficientes, estos dispositivos pueden tener problemas con las piezas o comportamiento anómalos que, si son tratados rápidamente, pueden perder su rendimiento hidráulico y la integración mecánica del sistema [1].

Este análisis se centra en una bomba centrífuga de 40 hp utilizada en un sistema de bombeo de agua. Presenta altos niveles de ruido y vibraciones durante su funcionamiento. Este comportamiento errático no solo indica un posible problema con el estado técnico de la bomba, sino que también puede tener consecuencias más graves, como daños a los componentes internos, aumento de los costes operativos y riesgo para la seguridad del personal.

El ruido y vibraciones de una bomba centrífuga puede deberse a diversos factores: desequilibrio dinámico del impulsor, desalineación del eje, cavitación, desgastes de los rodamientos, rigidez insuficiente del sistema de anclaje o incluso un diseño hidráulico inadecuado para las condiciones reales de funcionamiento. Ante esta situación, se requiere una evaluación exhaustiva del rendimiento de la bomba, que combine parámetros hidráulicos, mecánico y estructurales [2].

El propósito de este estudio es evaluar el rendimiento actual de la bomba, identificar las principales causas del aumento de la vibración y recomendar soluciones para optimizarlo. Para lograr este objetivo, se realizará varias etapas, incluyendo la recopilación de datos operativos, el análisis de las curvas características proporcionadas por el fabricante, mediciones de ruidos y vibraciones in-situ, e inspecciones mecánicas de los componentes críticos del equipo. El análisis también incluirá una comparación entre las condiciones reales de funcionamiento y las especificaciones nominales de diseño de la bomba, lo que permitirá identificar desviaciones significativas que podrían afectar el rendimiento y la estabilidad. Con base en estos hallazgos, se formularán acciones correctivas o de mejora, como la sustitución de la bomba, reducción de la altura de succión, la reducción de las rpm o el ajuste del diámetro del impulsor.

Las propuestas de mejora se validarán mediante cálculos y evaluación de costos posteriores. Se verificarán la vibración, presión y el caudal antes y después de la intervención. El objetivo de este trabajo no es solo restablecer el funcionamiento normal de la bomba, sino también prolongar su vida útil, reducir los costos de mantenimiento y garantizar operaciones más seguras y sostenibles.

Este trabajo no solo representa una contribución tecnológica al mantenimiento y la mejora de los equipos industriales, sino también aborda inquietudes legítimas sobre la cantidad y la confiabilidad de los procesos donde el agua es un recurso crítico. Un conocimiento profundo del comportamiento de estos sistemas fomenta una cultura de monitoreo proactivo y una toma de decisiones basada en datos, lo que en últimas instancias contribuyen al desarrollo de soluciones sostenibles y efectivas. Este trabajo no solo representa una contribución tecnológica al mantenimiento y la mejora de los equipos industriales, sino que también aborda inquietudes legítimas sobre la calidad y la confiabilidad de los procesos donde el agua es un recurso crítico. Un conocimiento profundo del comportamiento de estos sistemas fomenta una cultura de monitoreo proactivo y una toma de decisiones basada en datos, lo que en última instancia contribuye al desarrollo de soluciones sostenibles y efectivas [3].

2.1 SITUACIÓN PROBLEMÁTICA

En la junta de riego de la comunidad de Cruz Loma, Latacunga, se identificó que el sistema de bombeo actual consta de dos sistemas de bombeo en el primero, una bomba de 20 Hp que suministra un caudal de $Q = 13 \frac{m^3}{h}$ con un rendimiento de 19,5%, y la segunda, una bomba de 40Hp proporcionada por entidades externas desde hace más de cinco años, la cual permaneció fuera de servicio debido a niveles excesivos de ruido y vibraciones durante su operación. No obstante, ante el incremento de usuarios, fue necesario y vibraciones. No obstante, ante el incremento de usuarios, fue necesario reactivar dicho equipo. Las anomalías detectadas pueden atribuirse al desbalanceo del rotor, a una alineación inadecuada entre bomba y motor, al desgaste estructurales. Estos fallos no solo comprometen el desempeño del sistema de bombeo, sino que también elevan los costos de mantenimiento y acortan la durabilidad de los equipos [4]. Estudios técnicos señalan que las vibraciones excesivas en bombas centrífugas representan una de las principales causas de fallos prematuros en sistemas de riego agrícolas [2], impactando directamente la eficiencia del riego y, por ende, la producción agrícola de la comunidad. A nivel nacional, la optimización de los sistemas de riego es considerada prioritaria para mejorar la produce agropecuaria y garantizar la seguridad alimentaria [5].

2.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Bajo rendimiento, vibración y Ruido excesivos durante la operación de la bomba de 40Hp, del sistema para el abastecimiento de agua de riego en la comunidad Cruz loma.

2.3 OBJETO Y CAMPO DE ACCIÓN

2.3.1 Objeto de investigación: Bomba centrífuga de 40 hp.

2.3.2 Campo de acción: 3313.25 Bombas y equipos para manipulación de líquidos.

2.4 BENEFICIARIOS

2.4.1 Directos

Usuarios de la comunidad de San Antonio de Cruz Loma.

2.4.2 Indirectos

Usuarios que se beneficien del sistema o quien tenga un problema similar en una bomba para corregir.

2.5 JUSTIFICACIÓN

La disponibilidad en el desempeño de las instalaciones de bombeo resulta fundamentalmente para garantizar un suministro constante, confiable y eficiente de agua hacia las comunidades, especialmente en zonas donde este recurso es vital para las actividades domésticas, productivas y sanitarias. La continuidad del servicio depende, en gran medida, de que los equipos operen bajo condiciones óptimas, sin interrupciones o fallos que afecten la distribución.

Actualmente, uno de los principales desafíos que enfrentan las instalaciones de bombeo en la junta de agua de la comunidad Cruz Loma es la presencia de fallas operativas recurrentes. Estas fallas se atribuyen principalmente a dos factores: la falta de mantenimiento preventivo adecuado y un posible más dimensionamiento de la bomba instalada. Esta situación ha generado consecuencias evidentes, como ruidos anormales y niveles de vibración durante el funcionamiento del equipo, lo que ha obligado a suspender temporalmente su uso por temor a que se generen daños mayores en los componentes internos y molestia de ruido.

Las vibraciones y ruidos excesivos son síntomas claros de problemas mecánicos dentro del sistema de bombeo. Entre las causas más comunes se encuentran el desgaste de rodamiento, desalineamiento, cavitación, desbalance del motor o del rotor, entre otros. Estas condiciones no

solo acortan la durabilidad de los equipos, incluso ponen se ve comprometida la estabilidad del sistema y la seguridad de los operadores.

Frente a esta problemática, se plantea la ejecución de un estudio técnico orientado a evaluar de forma integral el desempeño del sistema de bombeo y proponer mejoras concretas que permitan su recuperación y optimización. Este análisis parte de una recopilación rigurosa de datos operativos y mecánicos, que serán utilizados para identificar las causas de las fallas y realizar los respectivos cálculos que respaldan técnicamente las decisiones de mejora.

Para llevar a cabo esta evaluación, se recurrió al uso de herramientas de medición especializadas como el flujómetro, vibrómetro y el sonómetro, que permite obtener información precisa sobre el caudal, las vibraciones mecánicas y los niveles de ruido generados durante el arranque y operación de la bomba. Además, se consultaron fuentes bibliográficas y técnicas confiables, que aportan criterios de evaluación y formulas aplicables al análisis hidráulico y mecánico del sistema.

La bomba centrífuga analizada se encuentra actualmente fuera de servicio debido a los riesgos asociados con su funcionamiento en condiciones anómalas. Sin embargo, a través de este estudio se busca recuperar su operación bajo parámetros seguros y eficientes. Una vez realizadas las evaluaciones necesarias y aplicadas las correcciones pertinentes, se espera que el sistema pueda volver a operar de forma continua, reduciendo al mínimo los niveles de vibración y sonido, y garantizando así un servicio de agua estable para la comunidad.

En definitiva, este trabajo tiene como finalidad no solo restaurar el funcionamiento del sistema, sino también sentar las bases para una gestión técnica más preventiva, sostenible y confiable de los equipos hidráulicos, fortaleciendo así la infraestructura local y promoviendo una mejor calidad de vida para los residentes beneficiarios.

2.6 OBJETIVOS

2.6.1 General

Evaluar el desempeño y propuestas de mejoras de rendimiento en la bomba centrífuga de 40hp de la Junta de Agua de la comunidad Cruz Loma para mitigar el ruido y vibración, mediante las mejoras de implementación.

2.6.2 Específicos

- Realizar los cálculos con datos recolectados para identificar las respectivas fallas del sistema de bombeo.
- Determinar las características técnicas y desempeño operativo de acuerdo con las especificaciones técnicas mediante el análisis de vibraciones y datos calculados.
- Seleccionar la propuesta de mejora más adecuada para la bomba centrífuga, evaluando su rendimiento hidráulico y el costo de implementación.

2.6.3 Sistema de tareas

Tabla 1: Sistema de Tareas del Plan de Titulación.

Objetivos específicos	Actividades (tareas)	Resultados esperados	Técnicas, Medios e Instrumentos
<ul style="list-style-type: none"> • Calcular con datos recolectados para identificar la respectiva falla. 	Recolectar datos de operación (presión, caudal, vibración, ruido).	Identificación precisa de la falla: (desbalance, cavitación, desalineación, etc.	Sensores como: vibrometro, flujómetro, sonómetro.
	Analizar patrones de vibración y comportamiento dinámico.		
<ul style="list-style-type: none"> • Determinar las características y desempeño de la bomba respecto a las condiciones del diseño o del fabricante. 	Consultar datos técnica del fabricante.	Parámetros de diseño y operación conocidos: curva de altura y caudal (H-Q), eficiencia, NSPH r.	Manual técnico del fabricante, ficha técnica, documento de la bomba.
	Comparar parámetros operativos actuales como los recomendados.		
<ul style="list-style-type: none"> • Seleccionar la propuesta de mejora más adecuada para la bomba centrífuga, 	Levantamiento de información como (altitud, distancia, pérdida de carga, caudal requerido).	Confirmación o ajustes del dimensionamiento de la bomba según la necesidad real del sistema.	Comparación de curvas hidráulicas del fabricante con el del sistema.

evaluando su rendimiento hidráulico y el costo de implementación.	Identificar componentes críticos y desgastados.		
--	--	--	--

3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICO

3.1 ANTECEDENTES

La eficiencia en los sistemas de bombeo para riego es fundamental para garantizar la sostenibilidad y productividad en la agricultura, particularmente en localidades con suministro de agua limitado o presenta desafíos técnicos, la correcta lubricación de los componentes internos es esencial para asegurar su rendimiento hidráulico y su vida útil. Sin embargo, en numerosas instalaciones se carece de un dispositivo adecuado para la visualización del nivel de aceite, lo que impide detectar a tiempo su descenso por debajo del mínimo operativo recomendado. Esta carencia conlleva que el operario no disponga de información oportuna para proceder a la reposición de lubricante, provocando un funcionamiento en condiciones de lubricación deficiente.

Debido a un nivel de aceite insuficiente en la carcasa de la bomba es el aumento de la fricción entre elementos críticos como cojinetes, sellos y ejes. Al no formarse una película lubricante homogénea que separe estas superficies metálicas, se genera calor excesivo que, en los casos más severos puede elevar la temperatura de la bomba hasta aproximadamente 70°C. Este sobrecalentamiento no solo acelera el desgaste mecánico de los componentes, sino que también favorece la oxidación y degradación prematura del propio aceite, reduciendo drásticamente su capacidad protectora y termorreguladora.

En la comunidad de Cruz Loma, Cantón Latacunga, provincia de Cotopaxi, se puso en marcha un sistema de regulación para el bombeo de agua de riego [6]. Este proyecto incluyó la instalación de un arrancador suave SS2-05 con una intensidad de 60 A y la programación de un PLC para controlar el nivel del líquido, logrando un flujo de caudal de $Q = 16,51 \frac{m^3}{h}$ y un nivel máximo presión de 70 Psi. La intensidad eléctrica nominal máxima operando a plena carga fue de 39,8 A y el Voltaje de 208 V [6]. Estos resultados de mostraron una mejora sustancial en el rendimiento del sistema de bombeo, beneficiario a 125 socios de la Junta de Agua de Riego [6].

En la facultad de ciencias Agropecuarias y Recursos Naturales de la Universidad Técnica de Cotopaxi [7], se implementó una disposición de bombas contactadas en serie para abastecer de agua el reservorio de la facultad. Este proyecto buscó superar el obstáculo del insuficiente desempeño del sistema vigente, que implicaba una escasez continua de agua en el reservorio [7]. El nuevo sistema opera con un caudal de $0,45 \frac{m^3}{min}$, una velocidad del fluido 16 m/s y una presión de descarga de 723 KPa, mejorando significativamente el abastecimiento de agua para las actividades y de investigación [7].

3.2 CONCEPTOS TEÓRICOS

3.2.1 Cavitación

La cavitación se manifiesta como un suceso multifásico que tiene lugar en los líquidos cuando la presión local cae a un nivel inferior a su presión de vapor líquido, dando lugar a la formación de cavidades o burbujas de vapor, que al desplazarse hacia zonas de mayor presión implosionan de forma violenta, generando ondas de choques y posibles daños en superficies sólidas [8].

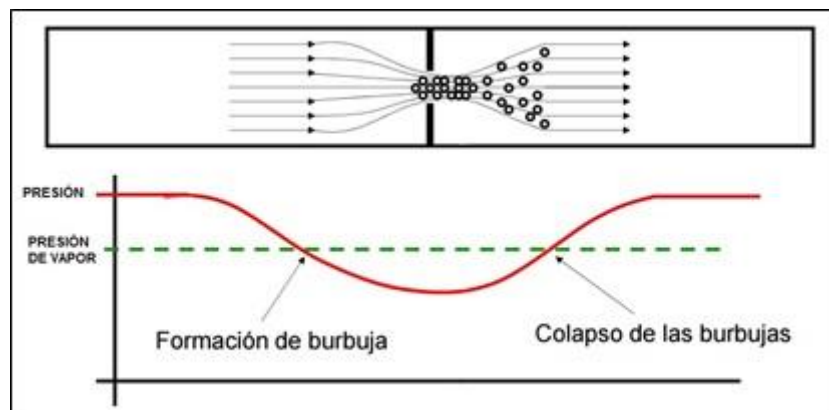


Figura 1: Fenómeno de cavitación [8].

3.2.2 Presencia de cavitación en equipos rotodinámicos

La cavitación en equipos rotodinámicos es por la generación y posterior implosión de burbujas de vapor en el interior de máquinas rotodinámicas cuando la presión del fluido en un punto determinado cae por debajo de su presión de vapor, se produce cavitación, cuyos efectos pueden generar costos económicos elevados debido a los daños que provoca.

- La cavitación en las bombas puede manifestarse de diferentes maneras entre las cuales se destacan las siguientes:

- a) Vibraciones y ruido: Este es uno de los sucesos más comunes de la cavitación, el estallido de las burbujas genera pulsos de presión que se transmiten tanto al fluido como a las partes solidas de la bomba, dando lugar a ruido de alta frecuencia y vibraciones que, en algunos casos, pueden causar daños en los sellos, rodamientos y otras partes de la bomba que se ven afectadas por la fatiga. A medida que aumenta el tamaño de la bomba se incrementan el ruido y las vibraciones generadas [8].
- b) Reducción de la cabeza de carga de la bomba: Otro de los efectos comunes de la cavitación es la caída de la caída en la cabeza de carga de la bomba, debido a pequeñas burbujas de vapor aparecen dentro de la bomba. Estas burbujas ocupan espacio donde debería haber agua. Al colapsar, provocan pequeños golpes internos. Esto hace que la bomba no empuje el agua de manera continua. Y por tanto pierda fuerza. El resultado es que el agua no alcanza la misma altura que cuando se encuentra en un funcionamiento óptimo [9].

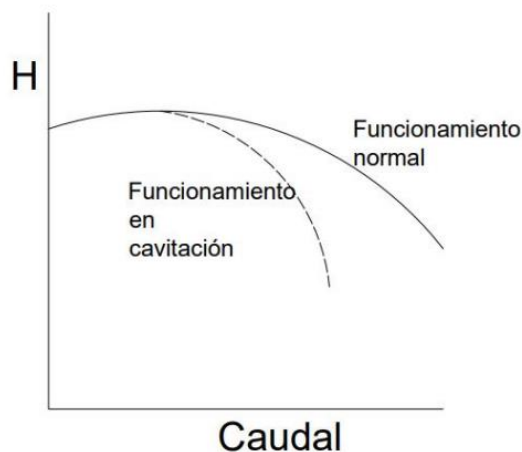


Figura 2: Reducción de la altura de carga en condiciones de cavitación de la bomba [8].

- c) Variaciones en el flujo que entrega la bomba: Cuando en el interior de la bomba la presión es menor que la presión de vapor de agua, aparecen burbujas que ocupan el espacio por donde debería pasar el líquido. Al moverse con la corriente, detienen momentáneamente el flujo, y al colapsar en zonas de mayor presión, dejan pasar de golpe el agua, generando tirones alternos de más a menos caudal [10].
- d) Presencia de Erosión: Una entre las demostraciones más evidentes de la presencia del fenómeno de cavitación en una bomba provoca desgastes en los materiales, ya que, al disminuir la presión interna por debajo del punto en que el agua entra en ebullición, se generan burbujas de vapor dentro del flujo. Al desplazarse, estas burbujas llegan a zonas donde la presión es mayor y colapsan de forma repentina. Este colapso actúa como un

pequeño martillazo contra la superficie metálica, arrancando partículas de material en cada implosión. Las áreas más propensas a la erosión por cavitación se encuentran en las superficies traseras de los álabes del impulsor o rodete, ya que es allí donde se genera una mayor concentración de burbujas. Esto ocurre como resultado de la caída de presión localizada en esas zonas. El deterioro puede llegar a ser tan severo que los álabes quedan prácticamente inutilizables [10].

3.2.3 Definición de bomba centrífuga

Las bombas centrífugas son dispositivos hidráulicos cuya función principal consiste en transferir líquidos utilizando la conversión energética mecánica en energía hidráulica. Su funcionamiento se sustenta en la acción de la fuerza centrífuga generada por un impulsor giratorio, el cual acelera el fluido hacia la periferia, incrementando su presión y permitiendo su desplazamiento desde un área con presión y nivel más bajos hacia otro con presión y elevación superiores [11].

Este tipo de bomba está constituido principalmente por dos elementos: el impulso, que corresponde a una rueda con álabes diseñada para impartir velocidad al líquido, y la carcasa o cuerpo, que dirige el flujo hacia la salida y convertir la velocidad en presión útil. La selección de los materiales para los componentes varía en función del fluido a bombear, siendo común el empleo de acero inoxidable, bronce o hierro fundido, a fin de garantizar resistencia a la corrosión y durabilidad [11].

Las bombas centrífugas son ampliamente utilizadas en sistemas de suministro de agua para consumo humano, riego de cultivos, redes de calefacción y refrigeración, así como en procesos industriales, debido a su eficiencia para manejar grandes volúmenes de líquidos y su capacidad para operar de manera continua [12].

3.2.4 Tipos de bombas centrífugas

Una bomba es un dispositivo que eleva o transfiere líquidos. Las bombas centrífugas se clasifican según distintos parámetros, como la dirección del flujo, la orientación del eje de rotación, el número de etapas, el tipo de succión y el diseño del impulsor. Estas calificaciones permiten seleccionar la bomba adecuada para cada aplicación específica, optimizando su rendimiento y eficiencia [13].

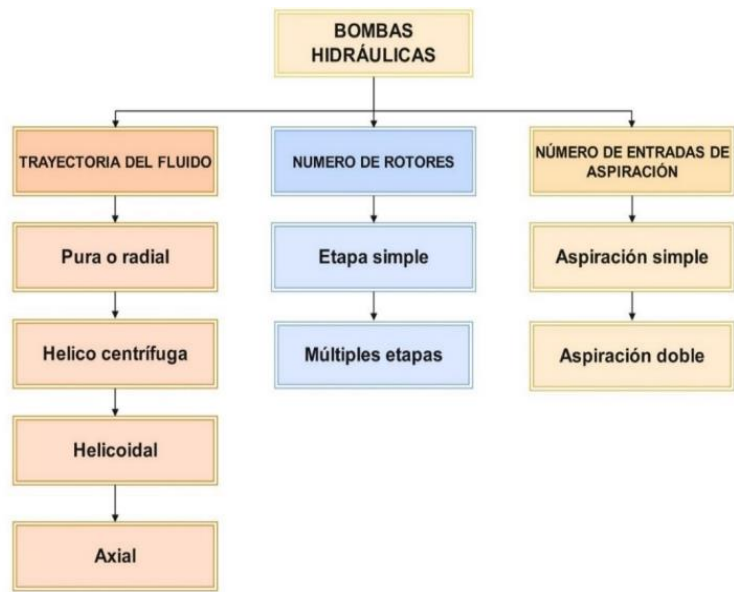


Figura 3:Tipos de bombas hidráulicas según su clasificación. [7]

3.2.5 Bomba pura

Las bombas centrífugas de flujo radial, también denominadas bombas radiales puras, son máquinas hidráulicas diseñadas para transferir líquidos a través de la transformación de la energía mecánica en energía hidráulica. Estas bombas operan con un impulsor que se desplaza en un eje horizontal, generando una fuerza centrífuga que impulsa el fluido en dirección perpendicular al eje de rotación, es decir, de manera radial[13]. Este diseño permite que el fluido sea conducido desde el centro del impulsor hacia la periferia, incrementando su presión y facilitando su transporte Figura



Figura 4: Bomba de flujo radial

3.2.6 Bomba axial

Es un tipo de bomba hidráulica en la cual el fluido se desplaza paralelamente al eje del impulsor. Este diseño permite manejar grandes caudales con bajas alturas de elevación, siendo ideal para aplicaciones como el drenaje urbano y la irrigación agrícola. Utilizan impulsores tipo hélice que permiten el movimiento del fluido en dirección axial. Estos impulsores son adecuados para transportar grandes volúmenes de líquido con una elevación mínima, y su diseño es especialmente esencial en sistemas donde se necesita un flujo continuo y uniforme Figura 4 [14].

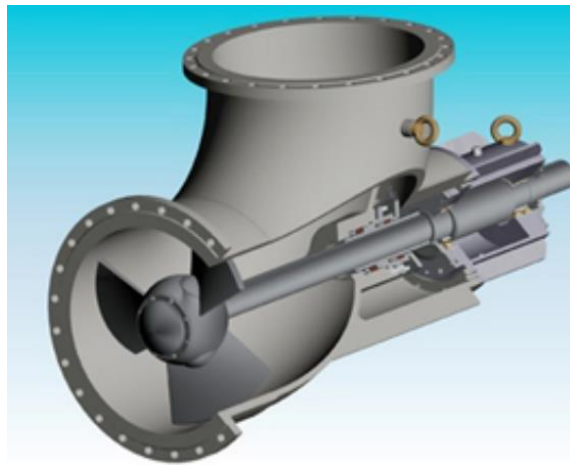


Figura 5: Bomba de flujo axial [7]

3.2.7 Tipos de bombas y sus características

Tabla 2: Tipos de bombas [15]

TIPO DE BOMBA	CARACTERISTICAS PRINCIPALES	TIPO DE TURBINA /IMPULSOR
1. Bombas centrífuga	Más usada; caudal medio alto; ideal para agua limpia o poca carga.	impulsor radial (cerrado, semiabierto o abierto).
2. Bomba de flujo axial	Caudal muy alto, baja presión; flujo en línea recta con el eje.	Turbina tipo hélice axial.

3. Bomba de flujo mixto	Combina empuje centrifugo y axial, para caudales altos y presiones medias.	Impulsor de flujo mixto (palas inclinadas).
4. Bomba autocebante	Se llena sola, ideal para drenajes o pozos poco profundos.	impulsor centrifugo especial con cámara de cebado.
5. Bomba multietapa	Varios impulsores en serie, genera alta presión.	Múltiples impulsores centrífugos.
6. Bomba vertical en línea	Compacta, se instala en tuberías, usadas en HVAC y sistemas cerrados.	Impulsor radial o mixto vertical.
7. Bomba sumergible	Totalmente sumergida, motor y bomba sellados, ideal para pozos profundos.	Impulsor radial o mixto según el diseño.
8. Bomba periférica	Aumenta presión con bajo caudal, para agua limpia.	Impulsor periférico (paletas en anillo cerrado).
9. Bomba de engranaje	Para líquidos viscosos, no ideal para agua limpia.	No tiene turbina, usa engranajes rotativos.
10. Bomba de pistón / embolo	alta presión, bajo caudal, agua a presión en limpieza o sistema hidráulicos.	No tiene turbina, usa pistones alternativos.
11. Bomba de diafragma	Para agua contaminada o química, resistente a solidos o corrosión.	No tiene turbina, usa diafragma elástico.
12. Bomba peristáltica	para líquidos sensibles o contaminados, no hay contactos con partes móviles.	No tiene turbina, utiliza rodillos externos.

3.3 VENTAJAS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

La adopción de bombas centrífugas ofrece considerables ventajas operativas y económicas dado su diseño compacto y su simplicidad constructiva, que incluye un número reducido de piezas móviles, lo que facilita el montaje y disminuye los requerimientos de mantenimiento, incrementado así su fiabilidad y prolongando la vida útil del equipo [16]. Así mismo, la transferencia de energía al fluido a través del rodete proporciona eficiencias hidráulicas elevadas, lo cual conlleva una disminución en el consumo de energía y en la optimización de los costos operativos. Por otro lado, las bombas centrífugas aseguran un caudal y presión constante en condiciones estables de funcionamiento, garantizando un rendimiento uniforme y predecible en aplicaciones que van desde el suministro de agua hasta procesos industriales de petróleo y químicos. Finalmente, la amplia variedad de configuraciones y materiales de fabricación disponibles permite adaptar las bombas centrífugas a un espectro de caudales y presiones, optimizando el desembolso inicial y los costos operativos en múltiples sectores [16].

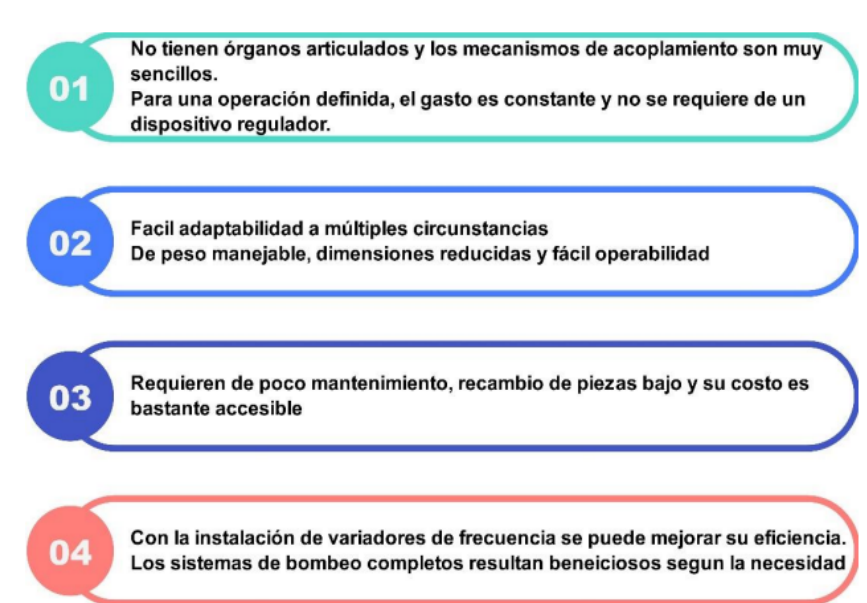


Figura 6: Ventajas de bombas centrífugas[7].

3.3.1 Beneficios e inconvenientes de las configuraciones de bombas en serie y en paralelo

La conexión de bombas centrífugas, ya sea en serie o en paralelo, implica una serie de beneficios y limitaciones que responden a las exigencias específicas de cada sistema: la disposición en serie incrementa el cabezal total al sumar las presiones de cada unidad, lo que resulta idóneo para aplicaciones de alta presión con caudales moderados [17], mientras que la configuración en paralelo suma los caudales individuales al mantener constante el cabezal,

facilitando así el manejo de flujos elevados y variables, no obstante, ambas soluciones con llevan complejidad en el diseño y control del sistema, riesgo de cavitación y mayores costos iniciales. de mantenimiento en comparación con una sola bomba de igual capacidad [17].

VENTAJAS:

Tabla 3: Beneficios de las configuraciones de bombas enserie y paralelo

ASPECTO	SERIE	PARALELO
CABEZAL/PRESIÓN	Aumento significativo del cabezal total al sumar las presiones de cada bomba, ideal para superar grandes desniveles.	Mantiene el mismo cabezal de cada unidad, facilitando la operación sin elevar la presión de descarga.
CAUDAL/FLUJO	Conserva un flujo constante igual al de una sola bomba, adecuado para aplicaciones de bajo caudal.	Incrementa el caudal total al sumar los caudales de todas las bombas conectadas.
EFICIENCIA ENERGÉTICA	Optimiza la eficiencia en condiciones de alta presión y bajo flujo, al permitir operar a velocidades moderadas.	Mejora la eficiencia en rangos de operación variables al repartir la carga entre varias unidades.
REDUNDANCIA Y CONTINUIDAD	Requiere todas las bombas en funcionamiento, por lo que la falla de una detiene el servicio; no obstante, simplifica el balance de carga.	Permite que el sistema siga operando, aunque una bomba se encuentre fuera de servicio, aumentando la disponibilidad.
ESCALABILIDAD	La adición de una nueva bomba en serie incrementa directamente el	La incorporación modular de bombas adicionales aumenta el

	cabezal, pero requiere recalibración de curvas de operación.	caudal sin alterar el cabezal, facilitando la expansión progresiva del sistema.
--	--	---

DESVENTAJAS:

Tabla 4: Inconvenientes de las configuraciones conexiones de bombas en serie y paralelo

ASPECTO	SERIE	PARALELO
COMPLEJIDAD DE DISEÑO.	Mayor complejidad hidráulica y necesidad de curvas de rendimiento compatibles entre bombas; riesgo de sobrepresión.	Requiere igualación precisa de curvas de rendimiento para evitar flujos recirculados entre bombas.
RIESGO DE CAVITACIÓN.	Incremento de la presión en cada etapa puede generar cavitación si no se diseñan adecuadamente las condiciones de succión	Posibles fluctuaciones de presión en la línea de aspiración que inducen cavitación en bombas inactivas o mal ajustadas.
COSTOS INICIALES DE MANTENIMIENTO	Necesidad de adquirir y mantener varias unidades, así como instrumentación adicional para cada etapa, eleva los costos.	Similar incremento de costos por múltiples bombas, válvulas y controles, además de mayores requisitos de espacio físico.
CONTROL Y REGULACIÓN	Requiere válvulas de estrangulamiento y maniobras complejas para equilibrar presiones entre etapas.	Demanda sistemas de arranque y paro escalonados para optimizar el número de bombas en servicio según la demanda, aumentando la complejidad de control.

ESPACIO MONTAJE	Y	Mayor longitud de tuberías y soportes robustos para presiones elevadas, lo que puede complicar la instalación.	Requiere colectores de aspiración y descarga más anchos, así como bases de montaje adicionales.
--------------------	---	--	---

3.4 TIPO DE CONEXIONES DE BOMBA Y PARAMETROS

3.4.1 Conexión en serie de Bombas centrífugas

La conexión en serie de bombas centrífugas tiene como función principal incrementar el cabezal total disponible al hacer que la presión generada por cada unidad se suma a la del conjunto, permitiendo así vencer pérdidas de carga o requerimiento de presión que superarían la capacidad de una sola bomba [18]. Esta disposición ofrece una solución rentable para aplicación de alta presión y bajo caudal, puesto que dos bombas de menor tamaño suelen requerir menos potencia y resulta más económicas que una bomba única de gran capacidad. Además, la operación a velocidades reducidas disminuye el desgaste mecánico, prolonga la durabilidad de los componentes y mejora la confiabilidad del sistema [18].

Este tipo de conexión resulta especialmente útil para:

- Impulsión de agua potable en zonas de gran elevación, desde captaciones hasta reservorio.
- Suministro de agua para sistemas de riego donde se demanda alta presión para garantizar el alcance en largas canalizaciones.
- Bombeo de alimentación de calderas en plantas industriales que requieren grandes presiones de servicio.
- Transporte de fluidos en oleoductos y redes de tuberías de alta presión, donde se requiere mantener un cabezal constante.
- Drenaje de minas y túneles, superando desniveles significativos para evacuar aguas de proceso o de infiltración.

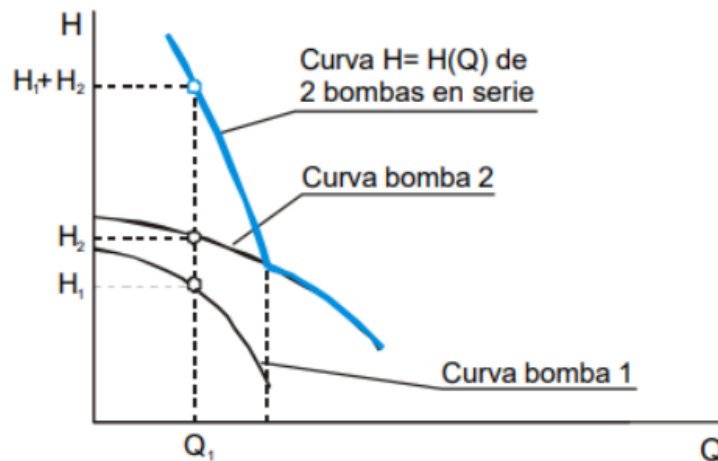


Figura 7: Esquema de interconexión y gráfica características de una configuración en serie [18].

3.4.2 Conexión en paralelo de bombas centrífugas

La conexión en paralelo de bombas centrífugas permite incrementar el caudal total del sistema al sumar los caudales individuales de cada unidad operando el mismo cabezal de descarga, lo que posibilita atender demandas variables y elevadas de fluidos sin elevar la presión de salida. Esta configuración, además, confiere redundancia operativa ya que la inactividad de una bomba no interrumpe completamente el servicio, mejora de eficiencia energética al distribuir la carga hidráulica entre varias máquinas y facilita la expansión modular del sistema conforme aumentan las necesidades de consumo, permitiéndose la incorporación progresiva de nuevas unidades sin alterar la infraestructura principal [18].

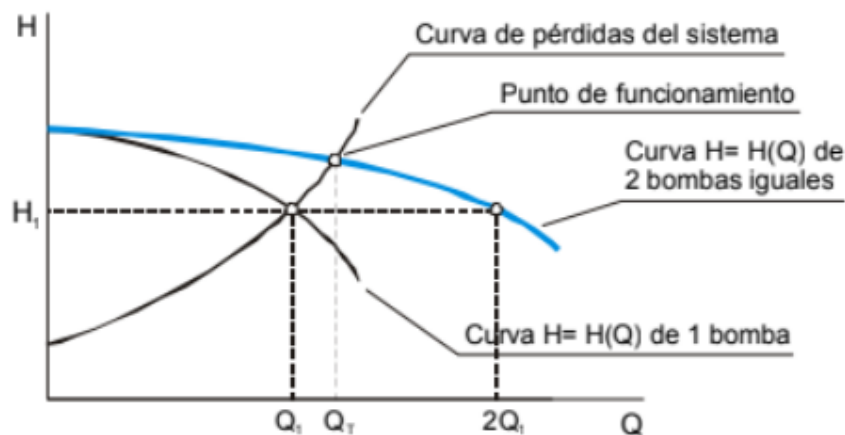


Figura 8: Esquema de interconexión y gráfica características de una configuración en paralelo [18].

Como se ha evidenciado, las configuraciones en serie y paralelo de bombas centrífugas poseen características distintas que responden a necesidades específicas de operación. La disposición en paralelo se emplea comúnmente en aplicaciones donde es necesario movilizar grandes

volúmenes de fluido, como en el manejo de aguas pluviales, residuos o en sistemas oleoductos. Por otro lado, la conexión en serie resulta particularmente útil en escenarios que exigen el conducción de agua a lo largo de grandes distancias, tales como el suministro para sistemas de riego, actividades ganaderas o el abastecimiento de agua en comunidades rurales [18].

3.4.3 Parámetros de bombeo para sistemas en serie y paralelo

los sistemas de bombeo en serie y en paralelo son configuraciones fundamentales en ingeniería hidráulica, utilizadas para satisfacer diversas demandas de caudal y presión en aplicaciones industriales, agrícolas y urbanas. En una disposición en serie, las bombas se conectan secuencialmente, permitiendo que la altura total (head) se incrementa al sumar las alturas individuales de cada bomba, mientras significativas o perdidas de carga en conducciones extensas [18].

- Caudal (Q): Se refiere al volumen de líquido que atraviesa un punto del sistema en un lapso determinado, normalmente medido en litros por segundo ($\frac{L}{s}$) o ($\frac{m^3}{h}$). En una configuración en serie, el caudal es idéntico en todas las bombas, ya que el fluido pasa secuencialmente por cada una. En cambio, en sistemas en paralelo, el caudal total es la suma de los caudales individuales de cada bomba, permitiendo un mayor volumen de transporte de fluido.
- Altura manométrica o carga total (H): Es la energía por unidad de peso que una bomba añade al fluido, expresada en metros (m). En sistemas en serie, las alturas manométricas de cada bomba se suman, lo que permite alcanzar presiones más altas. Por el contrario, en sistemas en paralelo, la altura manométrica de cada bomba se suma, lo que permite alcanzar presiones más altas. Por lo contrario, en sistemas en paralelo, la altura manométrica es igual a la de una sola bomba, ya que todas operan al mismo nivel de presión.
- Potencia hidráulica (P): Es la energía necesaria para transportar el fluido, calculada como el producto del caudal, la altura manométrica y la densidad del fluido, considerando la gravedad. Esta potencia debe ser suministrada por el motor de la bomba y es crucial para dimensionar adecuadamente el equipo.
- Eficiencia (η): Indica el cociente entre la potencia hidráulica aprovechable y la energía eléctrica que consume la bomba. Una alta eficiencia significa menor consumo energético para una determinada tarea de bombeo. La eficiencia puede variar según la configuración del sistema; por ejemplo, operar múltiples bombas en paralelo puede mejorar la eficiencia en condiciones de caudal variable.

- Curvas características de la bomba: Se trata de diagramas que representan la relación entre el caudal y la altura manométrica, así como la eficiencia y la potencia consumida. Estas curvas son esenciales para seleccionar la bomba adecuada y prever su comportamiento en diferentes condiciones de operación.

3.4.4 Motores trifásicos

Los motores trifásicos desempeñan un papel esencial en los sistemas de bombeo debido a su eficiencia energética, robustez y capacidad para manejar cargas variables en aplicaciones industriales y agrícolas.

Su diseño permite una conversión eficiente de energía eléctrica en energía mecánica, lo que se hace ideales para el accionamiento de bombas centrífugas y de energía mecánica, lo que los hace ideales para el accionamiento de bombas centrífugas y de desplazamiento positivo. Hay sistemas donde el motor y la bomba vienen unidos en una sola unidad, y otros donde ambos componentes pueden acoplarse de forma independiente. No obstante, es crucial seleccionar correctamente el motor para asegurar que la bomba reciba la potencia necesaria y opere de manera óptima. A mayor potencia del motor, mayor será el volumen de agua que podrá desplazar [19].

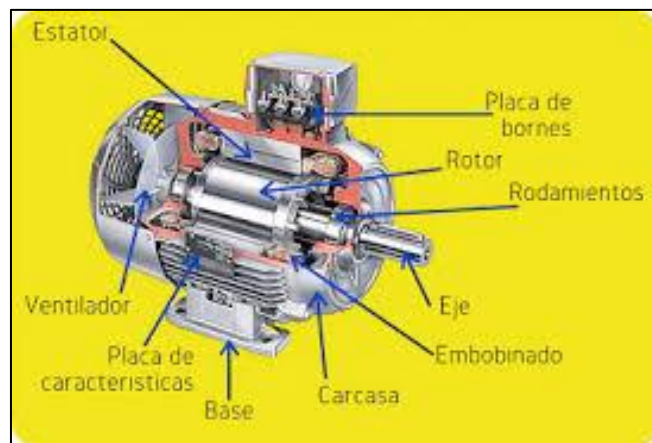


Figura 9:Componentes de un motor eléctrico [7].

El motor de inducción trifásico se trata de un equipo eléctrico de uso frecuente en la industria por su resistencia, eficacia y bajo rendimiento. Su principio de operación consiste en crear en el estator un campo magnético giratorio que induce corriente en el rotor generando así el par mecánico necesario para su movimiento. Estos motores operan comúnmente con tensiones nominales de 220V, 380V o 440V, dependiendo de la configuración del sistema eléctrico y las especificaciones del fabricante. Su construcción típica incluye un estator con devanados trifásicos distribuidos en ranuras y un rotor, que puede ser del tipo jaula de ardilla o bobinado.

La carcasa externa, generalmente fabricada en hierro fundido o aluminio, proporciona soporte estructural y facilita la disipación del calor generado durante la operación. Gracias a su diseño sencillo y confiable, los motores trifásicos son esenciales en sistemas de accionamiento de bomba, ventiladores, compresores y otras maquinarias industriales [20].

3.4.5 Rodamientos

En las bombas centrífugas, los rodamientos se emplean para sostener el eje del impulsor, manteniendo el rotor centrado respecto al alojamiento fijo. Su función primaria consiste en reducir la fricción, asegurando el soporte de cargas radiales y axiales, y limitar la deflexión del eje para garantizar la integridad de sellos y rendimiento hidráulico. Los rodamientos transfieren las cargas hidráulicas (radiales por presión del fluido y axiales por diferencia de presión en el impulsor) y mecánicas (peso del rotor y carga del acoplamiento), manteniendo las vibraciones y el desgaste dentro de márgenes tolerables [21]. La sección del rodamiento técnico se basa en parámetros como cargas máximas, velocidades de giro (normalmente 1500 – 3600 rpm), rigidez, tamaño disponible y tolerancia a desalineaciones.

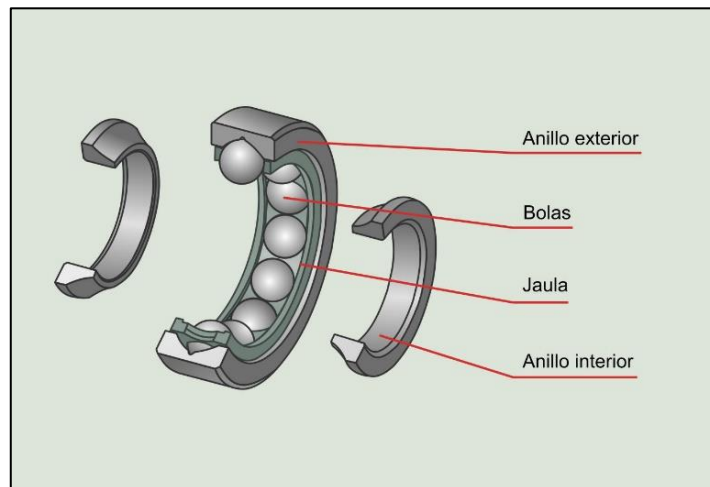


Figura 10: Partes de un rodamiento [22].

3.5 CLASIFICACIÓN DE RODAMIENTO

Clasificación de rodamiento.

3.5.1 Por condición funcional.

- Rodamientos antifricción (elementos rodantes): predominan en aplicaciones moderadas debido a su eficiencia. Incluyen subtipos diseñados para cargas variables.

- Cojinetes de deslizamiento/hidrodinámico: utilizando principalmente en bombas de alta exigencias, con películas de fluidos para absorber grandes esfuerzos axiales, aunque requieren sistemas de lubricación continua [22].

3.5.2 Por tipo de elementos rodantes

- Rodamientos rígidos de bolas (DGBB): adecuados para cargas radiales y moderadas axiales; ofrecen alta velocidad máxima y bajo nivel de vibración.
- Rodamientos de bolas de contacto angular (ACBB): diseñado para cargas combinadas y mayor rigidez; suelen montarse en pares en disposición cara - cara (“O”) o espalda-espalda (“X”) para control axial en ambos sentidos.
- Rodamientos de rodillos cilíndricos (Cylindrical Roller Bearings, CRB): ideales para cargas radiales altas y velocidades intermedias, con alta capacidad de carga y rigidez.
- Rodamientos de rodillos esféricos (Self-aligning Roller Bearings, SRB): permiten compensar desalineaciones sin alterar la vida útil del rodamiento
- Rodamientos de agujas (Needle Bearings): empleados cuando el espacio es limitado y se requieren altas capacidades radiales, particularmente en bombas auxiliares [22].

4. METODOS Y PROCEDIMIENTO

Este proyecto busca abordar la deficiencia en la bomba centrífuga de 40 Hp de la Junta de agua del Cantón Cruz Loma, que ha resultado con problemas por exceso de ruido, vibraciones y calentamiento. Mediante un método organizado y fundamentado en datos, se presenta una solución que no solo suprime el ruido, vibración y cavitación, sino que también garantice mejora en el desempeño de la bomba. Además de eso garantice un suministro de agua constate y fiable para el cantón Cruz Loma.

En lo que sigue, se describen los instrumentos de medición, los materiales, los métodos y el procedimiento técnico elegidos para cumplir los objetivos, garantizando que el arreglo en serie constituye la solución para optimizar el rendimiento.

4.1 VARIABLE DE PROCESO

Para el desarrollo de la investigación se han identificado las variables del estudio las cuales, están provistas en la tabla 4.1

Tabla 5: Determinación de variable de proceso

Independiente	Variable de proceso	Dependiente
Caudal Q Cabeza de Carga H	\longleftrightarrow	Rendimiento de bombeo

4.1.1 Variable independiente

Condiciones de Rodamientos.

Balaceo de impulsor

Desalineación.

4.1.2 Variable dependiente

- Caudal

El caudal se define como el volumen de agua que fluye a través de una sección transversal (tubería, cañería, oleoducto, río, canal) en una unidad de tiempo determinada, de manera general sus unidades de medidas se expresan en m^3/s .

- Rendimiento de bombeo

El rendimiento de bombeo va a depender del caudal y la presión según el catálogo, es un indicador que brinda el fabricante de dicha bomba.

- Rendimiento mecánico.

Es una relación entre la energía y la potencia útil, se debe considerar la existencia de pérdida causadas por el movimiento y la presión de la bomba.

4.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA BOMBA

Se definen las variables de entrada al dimensionar cada bomba, de este modo se establece el análisis detallado en la figura 10



TYPE Tipe	NCB 40-250 NC		YEAR Ano	Q	
cod.	38000923	Sn°	4048487		
Q-gpm	352-88.1	H-m	111-72.3		
rpm	3600	kW	30	HP 40	
PN(bar)	10 (20°C)	Hmax-m	112	Hmin-m	72.3
η_p max%	- . -	MEI>	- . -	Tmax-°C	120
Q-m ³ /h		H-m			
rpm		kW		HP	
PN(bar)	(20°C)	Hmax-m	Hmin-m		
η_p max%		MEI>	Tmax-°C		
SAER® ELETTROPOMPE		EAC		Gualdo (RE) - ITALY www.saereletrapompe.com Made in Italy	
				CE	

Figura 11: Especificaciones de Bomba

4.3 PROCEDIMIENTOS

4.3.1 Plano del sistema de bombeo

El sistema cuenta con un depósito de succión conectado mediante tuberías que transportan el fluido a lo largo de 599,6 m hasta su descarga en un tanque de almacenamiento



Figura 12: Plano del sistema de bombeo

situado a unos 22 m de altura, asegurando un rendimiento óptimo del bombeo, como se muestra en la figura 12

4.4 UBICACIÓN GEOGRÁFICA

El estudio realizado en la comunidad Cruz Loma, Cantón Latacunga de la provincia Cotopaxi. En la figura 12: obtenemos la distancia desde el punto de bombeo hasta la descarga, figura 13: tenemos el punto de bombeo y sus coordenadas y en la figura 14: punto de descarga



Figura 13: Distancia desde el punto de bombeo hasta el punto de descarga.



Figura 14: Punto de bombeo



Figura 15: Punto de descarga

4.5 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL MOTOR

Estos motores están diseñados para un acoplamiento perfecto y tiene3 amplias reservas de energías para superar las definiciones de la red. Figura 16 motor trifásico y figura 17 placa de motor



Figura 16: Motor Trifásico



Figura 17: Placa de motor

A partir de los datos de la placa técnica de la bomba centrífuga y de las curvas características extraídas del catálogo del fabricante, junto con la correlación de las variables involucradas, se evalúa el desempeño de las bombas.

4.6 PARÁMETROS Y CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA CENTRÍFUGA

Los parámetros para considerar en una bomba son diversos, entre ellos se pueden nombrar al caudal, la altura de la bomba, rendimiento o en porcentaje y el NPSH expresado en metros. Estas características la muestra en la figura 18

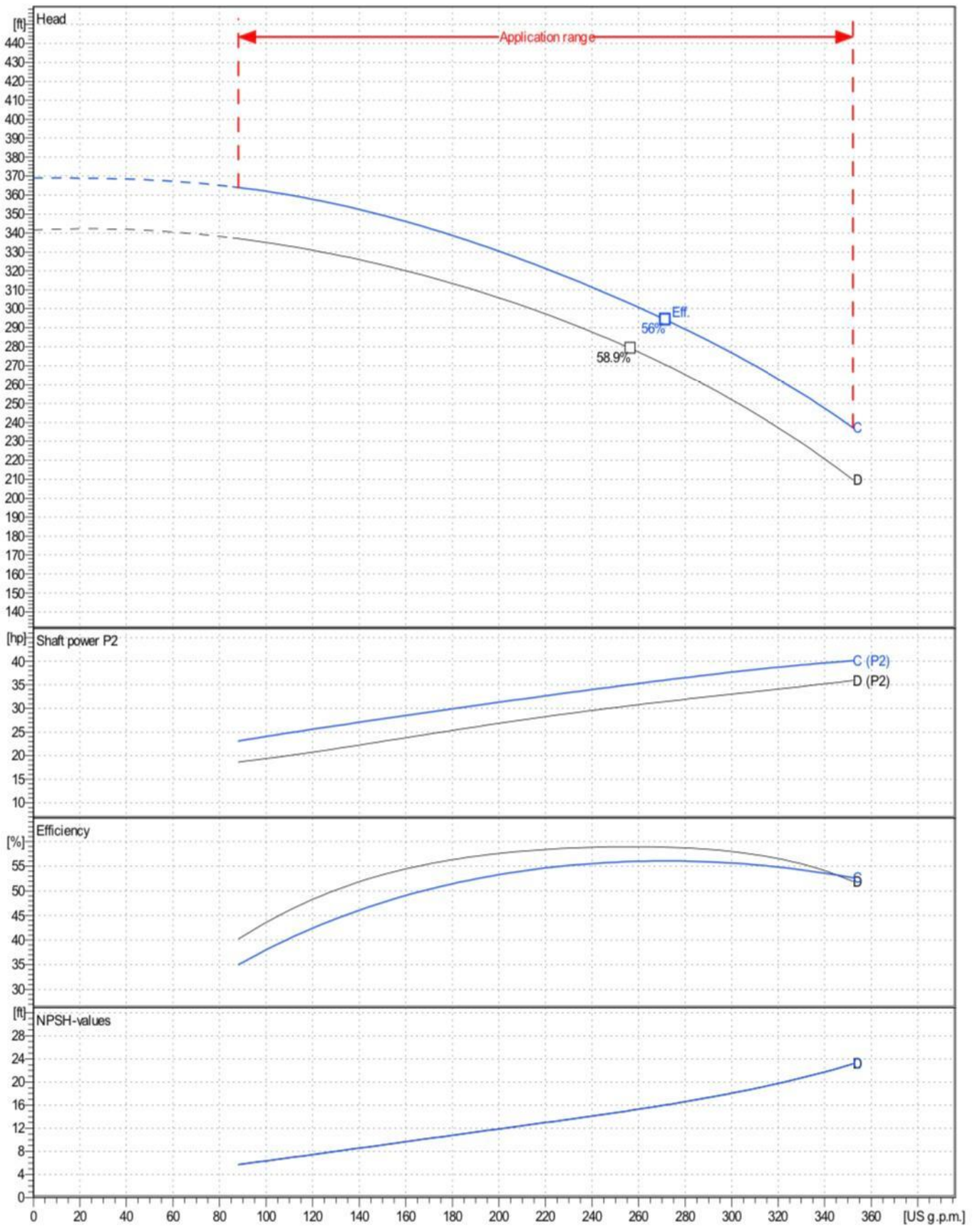


Figura 18: Curva característica de bomba centrífuga

4.7 PROPIEDADES DEL AGUA A DIFERENTE TEMPERATURA

El agua es una sustancia única debido a sus propiedades físicas y químicas, las cuales varían considerablemente según la temperatura. Estos cambios influyen en procesos naturales e industriales, desde el clima hasta el diseño de sistema hidráulicos.

Tabla 6: Propiedades del agua a diferente temperatura

Temperatura T (°C)	Densidad ρ (kg/m ³)	Módulo elasticidad K·10 ⁹ (N/m ²)	Viscosidad dinámica μ ·10 ³ (N·s/m ²)	Viscosidad cinemática ν ·10 ⁶ (m ² /s)	Tensión superficial σ (N/m)	Presión de vapor ps (kPa)
0	999.8	1.98	1.781	1.785	0.0756	0.61
5	1000.0	2.05	1.518	1.519	0.0749	0.87
10	999.7	2.1	1.307	1.306	0.0742	1.23
15	999.1	2.15	1.139	1.14	0.0735	1.7
20	998.2	2.17	1.002	1.003	0.0728	2.34
25	997.0	2.22	0.89	0.893	0.072	3.17
30	995.7	2.29	0.8	0.803	0.0712	4.24
40	992.2	2.29	0.658	0.658	0.0696	7.38
50	988.0	2.29	0.547	0.553	0.0679	12.33
60	983.2	2.28	0.466	0.474	0.0662	19.92
70	977.8	2.27	0.404	0.413	0.0644	31.16
80	971.8	2.2	0.354	0.364	0.0626	47.34
90	965.3	2.14	0.314	0.326	0.0608	70.1
100	958.4	2.07	0.282	0.294	0.0589	101.33

4.8 CÁLCULOS DE SISTEMA DE BOMBEO

4.8.1 Volumen

Se trata de una magnitud escalar que cuantifica la extensión tridimensional de un objeto (longitud, anchura y altura) expresadas en unidades cúbicas. La unidad de volumen en el sistema internacional es el metro cúbico (m^3) [7].

Ec 1: Volumen

$$V = l \cdot a \cdot h \quad (1)$$

Donde:

V= Volumen (m^3).

l= longitud (m).

a= ancho (m).

h= altura (m).

4.8.2 Caudal

El caudal corresponde al volumen de agua que atraviesa una sección transversal (como tubería, canal, río u oleoducto) durante un intervalo de tiempo específico [7].

Ec 2: Caudal.

$$Q = \frac{V}{t} = \left(\frac{m^3}{s}\right) \quad (2)$$

Q= Caudal ($\frac{m^3}{s}$).

V= Volumen (m^3).

t= Tiempo (s).

4.8.3 Velocidad

La velocidad es una magnitud vectorial clave que indica cómo que indica cómo varía la posición de un cuerpo a lo largo del tiempo [7].

Ec 3: Velocidad.

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \left(\frac{m}{s}\right) \quad (3)$$

Donde:

V= Velocidad $\left(\frac{m}{s}\right)$

Q= Caudal $\left(\frac{m^3}{s}\right)$.

D= Diámetro (m).

4.8.4 Numero de Reynolds

Las pérdidas que ocurren en las tuberías se conocen como pérdidas mayores y se determinan utiliza el coeficiente de fricción (f), el cual varía según el tipo de flujo, ya sea laminar o turbulento [7].

Para identificar el tipo de flujo presente en el sistema, se utiliza el Número de Reynolds, un valor adimensional que se calcula con la siguiente fórmula:

Ec 4: Reynolds.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (4)$$

Re: Número de Reynolds

ρ : Densidad del flujo $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$

v = Velocidad del flujo $\left(\frac{m}{s}\right)$

$D = \text{Diámetro de la tubería (m)}$

$\mu = \text{Coeficiente de viscosidad } (\frac{m^2}{s})$

Una vez realizado el cálculo el número de Reynolds se detalla de la siguiente manera:

Si, $RE \leq 2000$, El Flujo es Laminar.

Ec 5: Para flujo Laminar.

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Si, $RE \geq 4000$, El Flujo es Turbulento.

Ec 6: Para flujo Turbulento.

$$\lambda = \frac{0,25}{[\log(\frac{1}{3,7(\frac{D}{\varepsilon})} + \frac{5,74}{Re^{0,9}})]^2} \quad (5)$$

Ec 7: Válida hasta $Re < 100000$.

$$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}$$

4.8.5 Cálculo de la Resistencia

La resistencia corresponde a la fricción que se opone al desplazamiento del agua a lo largo de la tubería [7].

Ec 8: Resistencia a través de la trayectoria de la tubería.

$$R = \frac{\left(\text{coef loc} + \frac{\lambda \cdot L}{D}\right) \cdot 8}{g \cdot \pi^2 \cdot D^4} \quad (6)$$

Donde:

R: resistencia de tubería. (Pa)

Coefficiente loc: coeficiente de perdidas locales.

g: gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

λ = coeficiente de fricción

L= Distancia (m)

D= Diámetro (mm)

4.8.6 Cálculo de pérdidas de carga

La pérdida de carga en una tubería es la disminución de presión que experimenta un fluido como consecuencia de la fricción interna de sus partículas y el rozamiento con las paredes del conducto [7].

Ec 8: Perdidas de carga.

$$Hr = dZ + R \cdot Q^2 \quad (7)$$

4.8.7 Cálculo de cavitación (NPSHD)

Para evaluar el riesgo de cavitación en el sistema de bombeo, es imprescindible calcular la Cabeza Neta Positiva Disponible (NPSHd) [7].

Ec 9: Ecuación para verificar la cavitación.

$$NPSHd = Hatm + Hs - (R1 \cdot (Q^2)) - HV \quad (8)$$

Donde:

NPSHd: Cabeza de carga disponible (m)

Hatm: Altura atmosférica (m)

Hs: Altura de succión. (m)

R1: resistencia de tubería de succión (Pa)

Q: Caudal ($\frac{m^3}{h}$)

Hv: Presión de vapor. (Pa)

(NPSHR)

Considerando que el fabricante suministra la Cabeza de Succión Neta Positiva Requerida (NPSHr) a través de sus gráficos, se garantiza la ausencia de cavitación siempre que se cumpla la siguiente condición [7]

Ec 10: Relación para verificación de cavitación.

$$NPSHD > 1,1 NPSHR$$

4.8.8 Altura de Bombeo (HB)

Es la altura efectiva que la bomba necesita para elevar un fluido, determinando la capacidad de la bomba para mover el fluido a la altura y distancia necesarias, considerando las pérdidas de carga del sistema [7].

Ec 10: Ecuación Altura de bombeo.

$$H_b = h_a \cdot \left(\frac{n_a}{n_b}\right) \quad (9)$$

H_b : Altura de bombeo final h1 (m)

h_a : Altura de la bomba inicial h2 (m)

n_a : velocidad de bombeo inicial ($\frac{m}{s}$)

n_b : velocidad de bombeo final ($\frac{m}{s}$)

4.8.9 Ley de semejanza del caudal.

Se establece una relación directa entre el caudal y la velocidad de rotación en turbomáquinas hidráulicas, lo que permite predecir como cambiara el caudal cuando se modifica la velocidad de la máquina [7].

Ec 10: Ecuación Ley de semejanza del caudal.

$$Q_b = Q_a \cdot \left(\frac{n_a}{n_b}\right) \quad (10)$$

4.8.10 Norma de ISO.

La norma ISO 20816,3, específicamente en su categoría II para maquinas grandes sobre base flexible, proporciona criterios para evaluar la severidad de las vibraciones en máquinas rotativas industriales. Esta norma ayuda a determinar si los niveles de vibraciones son aceptables o si indica un problema potencial que requiere atención.

5. ANALISIS Y RESULTADOS

En esta sección se comparan y evalúan los datos recopilados durante el estudio, con el propósito de valor la eficacia y la sostenibilidad del sistema planteado. Mediante un enfoque detallado y crítico, se examinan las características operativas del sistema de bombeo, incluye y de la presión. Este análisis permite identificar las fortalezas y áreas de mejora del sistema implementado, ofreciendo una base sólida para futuras investigaciones y aplicaciones en entornos semejantes.

5.1 ANÁLISIS DEL ESTADO DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO

La recolección de datos sobre el funcionamiento del sistema de bombeo permitió obtener los valores de caudal, presión, velocidad y rendimiento. A partir de vibraciones, ruidos y cavitación detectados en el sistema, se procedió a realizar un análisis mediante cálculos para determinar el punto de trabajo de la bomba, representado en la Figura 19

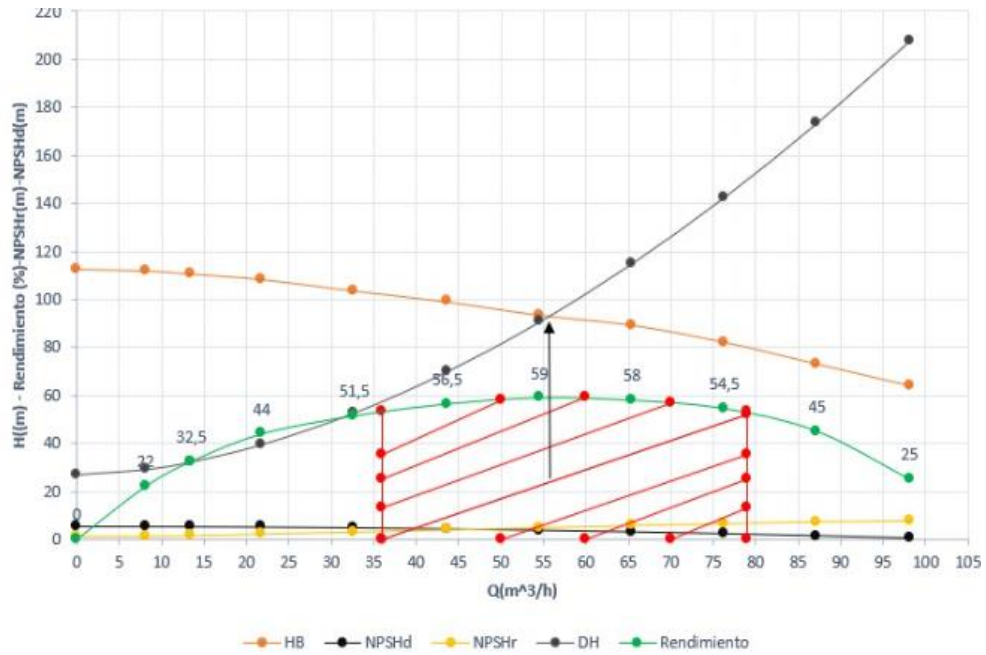


Figura 19: Curva de Operación del sistema de bombeo.

El sistema de bombeo actual no se encuentra en condiciones óptimas, como se aprecia en la figura 18. Se observa que el punto de operación de la bomba corresponde a un caudal de $Q = 55 \frac{m^3}{h}$, donde alcanza un rendimiento máximo del 59%, sin embargo, las curvas de NPSHd y NPSHr se cruzan antes de dicho punto de trabajo, lo que se reduce la eficiencia al 57%.

5.2 ANÁLISIS DEL ESPECTRO DE VIBRACIONES.

El espectro muestra un pico dominante alrededor de 58 Hz, correspondiente a la velocidad de rotación de la bomba ($1\times$). También se observa armónicos ($2\times$, $3\times$), lo que indica desalineación o flexión del eje. A partir de los 1000 Hz se presenta un patrón de ruido aleatorio característico de cavitación severa. Además, la frecuencia de paso de álabes ($\sim 291,7$ Hz) aparece en el espectro, lo cual también es indicativo de cavitación o flujo turbulento dentro de la bomba. El nivel de vibración máximo supera los 4,5 mm/s, lo cual, según la norma ISO 10816, corresponde a una condición inaceptable para máquinas rotativas.

Espectro de vibraciones:

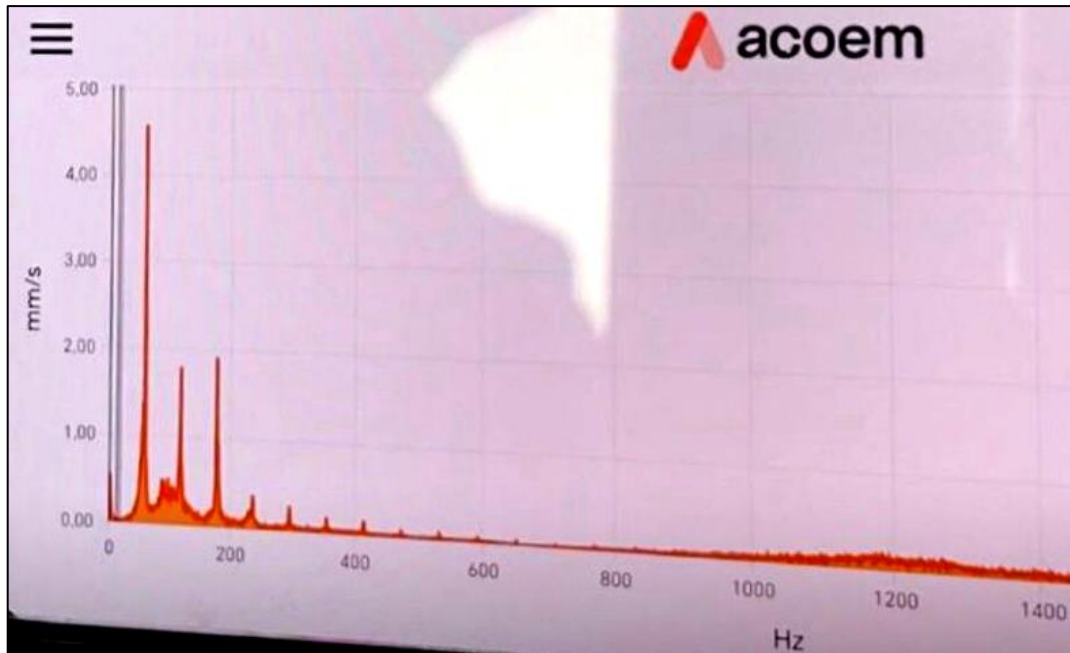


Figura 20:Vibraciones del sistema de bombeo.

5.3 ANÁLISIS DEL ESPECTRO DE VIBRACIONES.

Análisis Detallado del Espectro de Vibraciones – Bomba a 3600 RPM

5.3.1 Sistema en cavitación:

Interpretación del Espectro

1. Pico Principal = 58 Hz:
 - Coincide con la frecuencia rotacional $1\times$.
 - Amplitud muy alta (>4.5 mm/s), señal de desbalance crítico o desalineación grave.
2. Armónicos del $1\times$ (=116 Hz, = 174 Hz):
 - Presentes claramente.
 - Su aparición refuerza un problema mecánico estructural. Como desalineación angular o fuerza excéntrica periódica.
3. Pico leve en ~ 290 Hz:
 - Corresponde a la frecuencia de paso de álabes (BPF)
 - Su presencia puede estar relacionada con cavitación incipiente o desequilibrio hidráulico.

4. Región entre 1000 – 1400 Hz:

- Energía distribuida en forma de “ruido blanco”
- Es una firma típica de cavitación severa, donde la implosión de burbujas genera frecuencias amplias y aleatorias.

Tabla 7: Diagnostico Final

Fenómeno	Evidencia Observada	Conclusión
Desbalance rotacional	Pico dominante 1×	<input checked="" type="checkbox"/> Confirmado
Desalineación mecánica	Presencia de armónicos	<input checked="" type="checkbox"/> Alta probabilidad
Cavitación	Ruido blanco >1000 Hz + BPF visible	<input checked="" type="checkbox"/> Muy probable

Condición de máquina: INACEPTABLE (ISO 10816 – Categoría > 4.5 mm/s)

5.3.2 Recomendaciones Técnicas

1. Revisión inmediata del sistema de succión:
 - Confirmar si $NPSH_d \geq NPSH_r$, revisar presión de entrada y nivel del tanque.
 - Inspeccionar tuberías, válvulas, filtros y conexiones en la línea de succión.
2. Parada programada para alineación y balanceo:
 - Balanceo dinámico del rotor.
 - Alineación laser entre motor y bomba.
3. Monitoreo continuo:
 - Repetir espectro en 1 semana tras intervención
 - Incorporar análisis en aceleración (para cavitación avanzada).
4. Análisis visual e inspección:
 - Verificar estado del impulsor (erosión, picado).
 - Revisión del sello mecánico y rodamientos.

5.4 CURVA DE RENDIMIENTO Y DE CAVITACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO.

Se determina a partir de la curva de rendimiento de la bomba, representada en función del caudal (Q) y el análisis de cavitación, basado en la de la cabeza neta positiva de succión (NPSH). Este estudio permite identificar las condiciones operativas críticas y asegurar la integridad hidráulica del equipo, al verificar que el (NPSH) disponible supere el valor requerido para evitar la formación de cavidades.

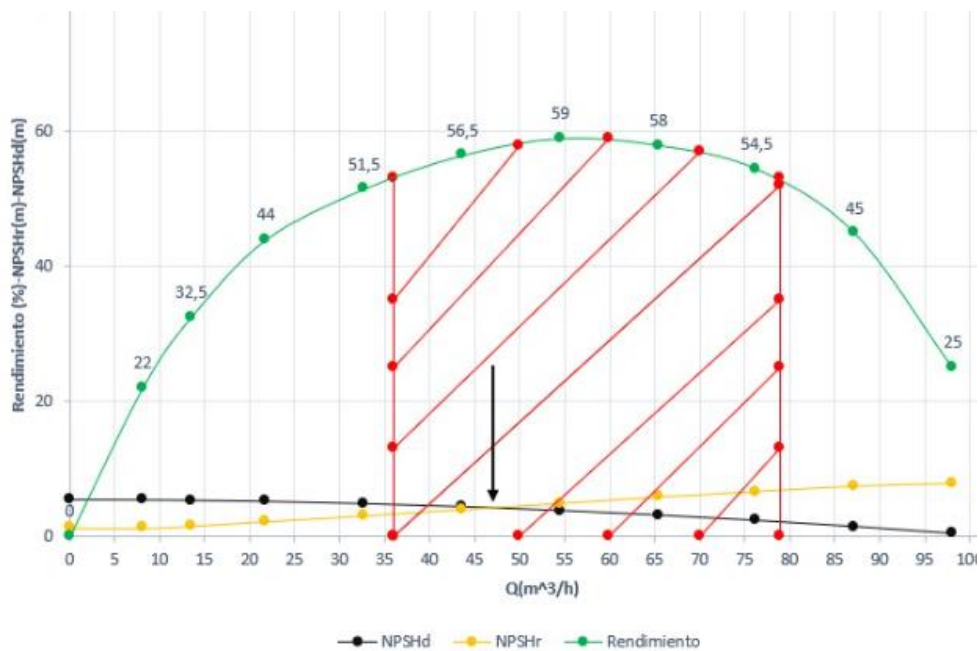


Figura 21: Curva de rendimiento NPSHR Y NPSHD.

En la figura 21 se observa que la curva de (NPSHd) parte de un valor muy bajo (aproximadamente 0,5m) incluso a caudales mínimos y disminuye hasta casi 0 m al incrementarse el caudal ($100 \frac{m^3}{h}$), lo cual refleja pérdidas en la línea de aspiración y un nivel de succión insuficiente. Por su parte, la curva (NPSHr) presenta un ascenso con el caudal, pasando cerca de 1m en vacío a unos 8m a plena carga ($100 \frac{m^3}{h}$), lo que indica que la bomba requiere cada vez mayor presión positiva de succión para prevenir la cavitación. En todo el rango operativo, el margen NPSMd ($NPSHd - NPSHr$) muestra que, a caudales entre $47,5 \frac{m^3}{h}$, ambas curvas se cruzan y el margen se vuelve nulo o negativo, lo que implica que la bomba experimenta cavitación desde el arranque y a lo largo de toda su curva de rendimiento. Este fenómeno se manifestará en forma de fuertes vibraciones, niveles elevados de ruido, erosión de los impulsores, una reducción prematura del rendimiento y una reducción del rendimiento.

5.5 EVALUACIÓN DE LA REDUCCIÓN DE CAVITACIÓN MEDIANTE AJUSTE DE PARAMETROS OPERATIVOS.

5.5.1 Análisis del dimensionamiento de bombeo en función de las condiciones de operación.

El análisis del dimensionamiento de bombeo de acuerdo con las condiciones de funcionamiento se considera esencial para garantizar que la bomba opere en su punto óptimo de rendimiento, lo cual disminuye el consumo energético y los costos operativos, previene la cavitación y la sobrecarga del motor y extiende la durabilidad de la instalación.

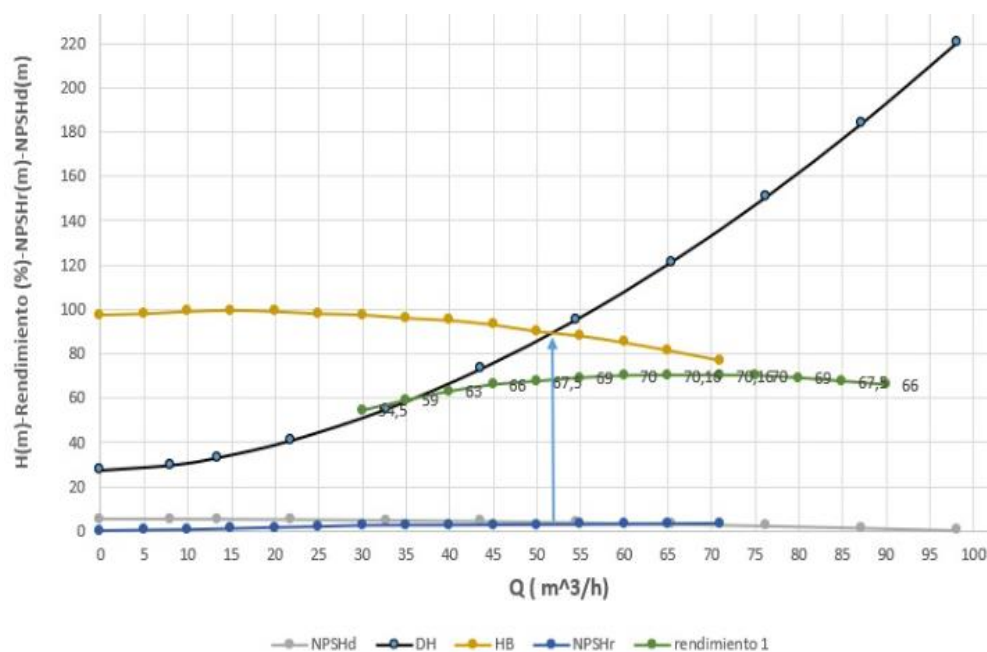


Figura 22: Curva de operación y rendimiento de una bomba centrífuga dimensionada según las condiciones de servicio.

En la Figura 22 se observa la curva característica y el punto de operación de una bomba centrífuga diseñada para las condiciones de trabajo, la cual suministra un caudal de $Q=53\frac{m^3}{h}$, con un rendimiento del 67%, superando tanto en caudal y rendimiento al sistema de bombeo actual.

5.5.2 Análisis para bajar altura de succión.

Cuando se reduce la altura de succión (H_s), disminuyen las pérdidas por fricción y por elevación de la columna líquida, de modo que aumenta el NPSH disponible, lo que eleva la presión de entrada al impulsor y, por tanto, mitiga la cavitación, esto se refleja en mayores rendimientos hidráulicos, menor desgaste de la bomba y una operación más silenciosa y estable.

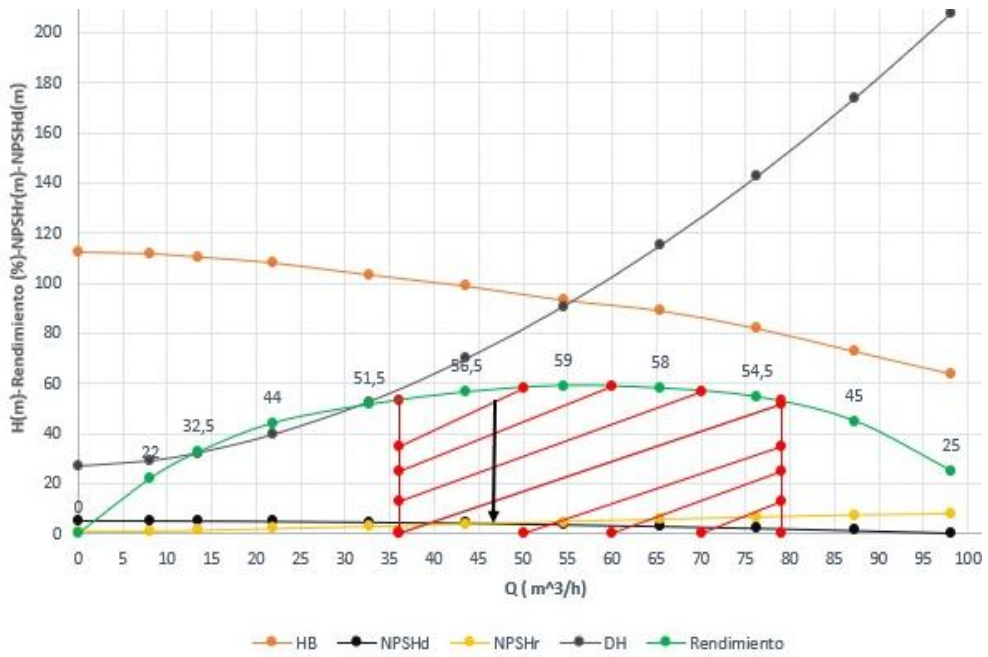


Figura 23: Curva de operación del sistema de bombeo con una mayor altura de succión.

En la figura 23 se observa que el NPSHd y el NPSHr se interceptan antes del punto de trabajo de la bomba dando un caudal de $Q = 47.5 \frac{m^3}{h}$, debido a que la altura de succión (H_s) es de $-2m$, o que provoca un NPSHd bajo y, en consecuencia existe, cavitación, ruidos y vibraciones. Análisis altura de succión reducida.

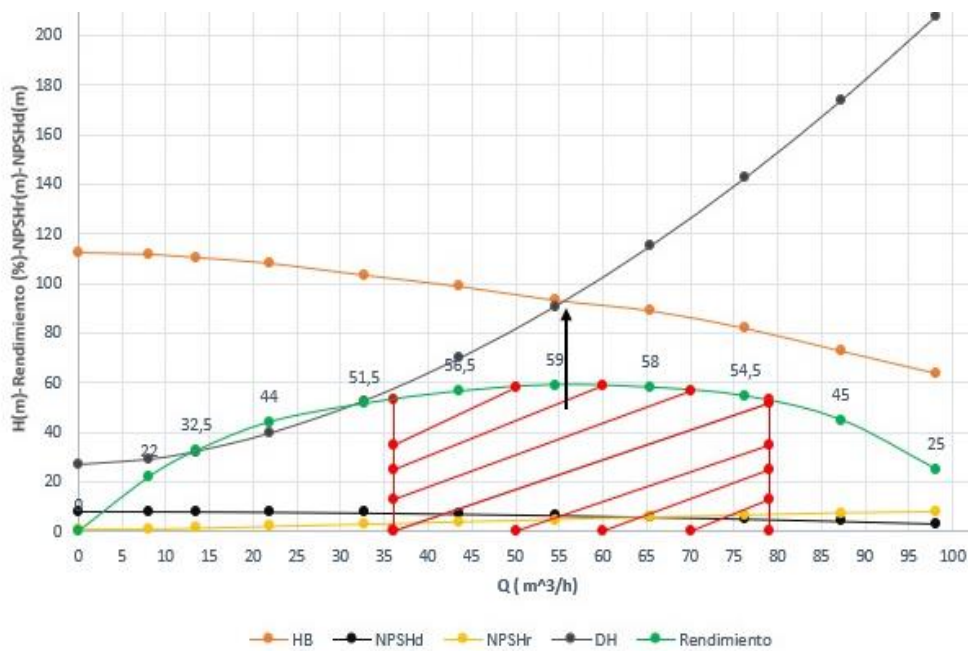


Figura 24: Curva de operación del sistema de bombeo con una reducción altura de succión.

En la figura 24, se observa que el NPSHd es mayor que el NPSHr y que sus curvas se entrecruzan más allá del punto de trabajo. Esto indica que la bomba opera en su punto óptimo, con un caudal de $Q=55 \frac{m^3}{h}$, con rendimiento óptimo y un rendimiento del 59%. Esta mejora se debe a que la altura de succión paso de -2m a 1m, lo cual contribuye a mitigar la cavitación y reducir el ruido y las vibraciones de la bomba centrífuga.

5.5.3 Análisis para diferente número de revoluciones.

Cuando se disminuye la velocidad de giro de la bomba, el caudal (Q) varía proporcionalmente a la velocidad (N), mientras que la altura manométrica (H) lo hace al cuadrado de (N). En el momento de que reducen las RPM, el caudal disminuye y la bomba requiere menor altura de reposición.

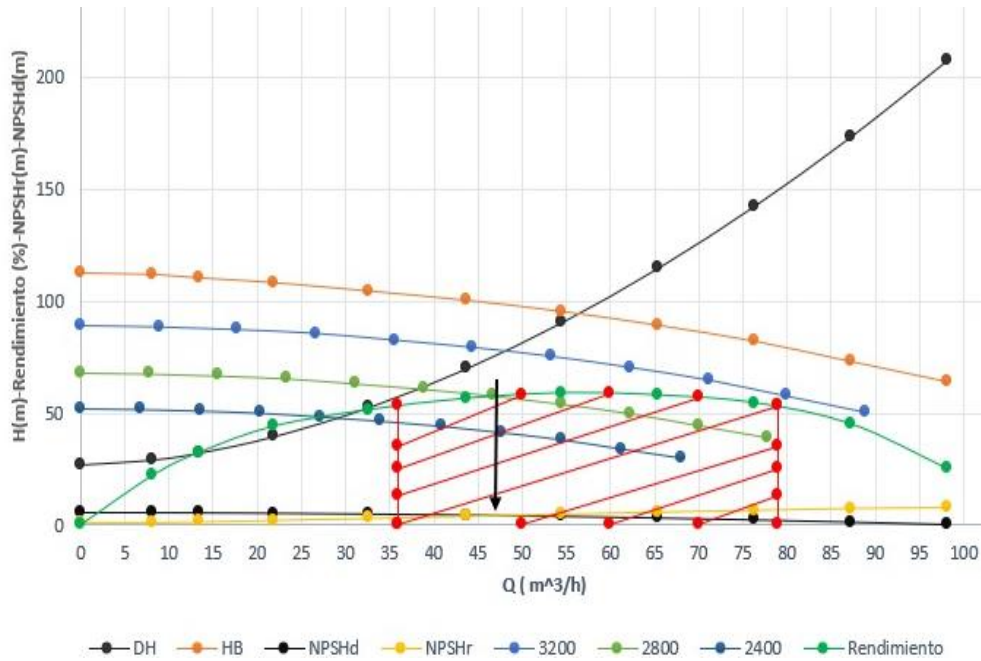


Figura 25: Curva de comportamiento de la bomba centrífuga ante la reducción de RPM.

En la Figura 25 se puede observar que, al reducir las (RPM) de la bomba, se obtienen diversas curvas de comportamiento. La curva naranja (HB) representa la altura de bombeo correspondiente a las RPM originales de la bomba, mientras que la curva celeste (DH) muestra la altura de carga. El punto donde se cruzan las curvas DH y HB indican el punto de operación de la bomba. Asimismo, se evidencia que la curva de NPSHr se eleva con mayor rapidez que la de NPSHd, produciendo una intersección antes del punto de operación, lo cual genera cavitación en el sistema de bombeo.

5.5.4 Análisis de reducción de RPM.

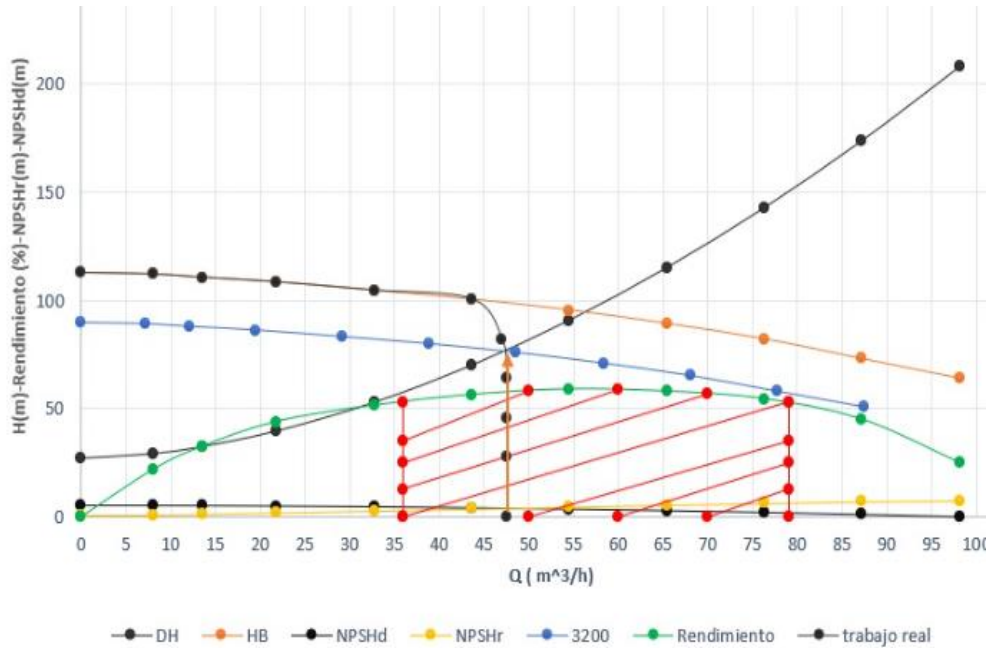


Figura 26: Curva de comportamiento de la bomba con la reducción de RPM.

En la figura 26 se observa que, para mitigar este problema, se realizaron los cálculos necesarios para reducir las RPM de la bomba centrífuga. Como resultado, se obtuvo la curva denominada 3200 (color azul), correspondiente a una velocidad de 3200 RPM, la cual se cruza con la curva DH aproximadamente nos da como resultado un caudal de $Q = 47,5 \frac{m^3}{h}$ con un rendimiento óptimo de 57%, valor cercano al punto de cavitación. Esta reducción de RPM permitió reducir significativamente la cavitación del sistema, disminuyendo el nivel de ruido y garantizado una operación dentro de la zona de eficiencia.

5.6 ANÁLISIS PARA DIFERENTE DIÁMETRO DE IMPULSOR.

En esta sección se evalúa la influencia de la reducción del diámetro de salida del impulsor sobre la aparición y el desarrollo de cavitación en sistemas de bombeo. Con ese propósito, se realiza un estudio comparativo de las curvas de rendimiento hidráulico y de distribución de presiones en la descarga.

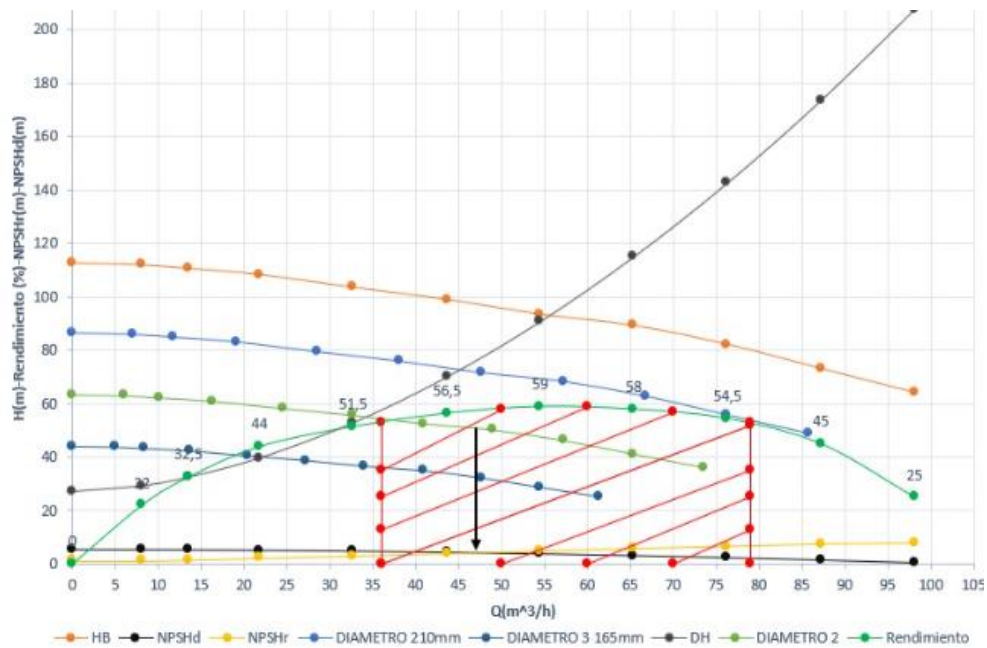
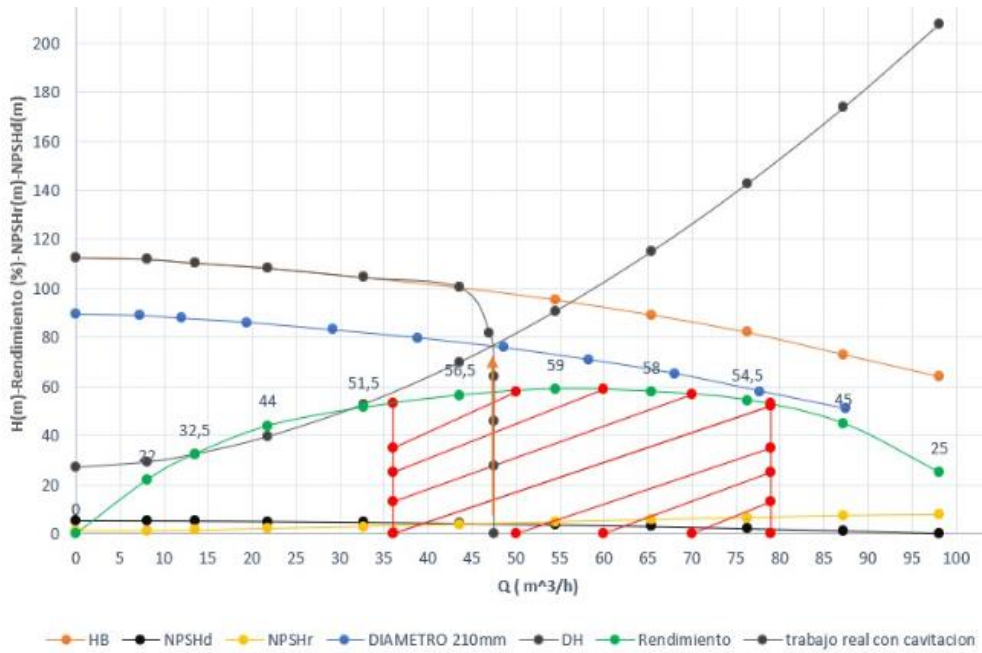


Figura 27: Curva de comportamiento de la bomba centrífuga ante la reducción de diámetro del impulsor.

En la Figura 27, es posible visualizar que, al reducir el diámetro del impulsor de la bomba, se generan varias curvas de operación. La curva naranja (HB) representa la altura de bombeo correspondiente al diámetro del impulsor original de la bomba, mientras que la curva celeste (DH) muestra la altura de carga. El punto donde se cruzan las curvas DH y HB indican el punto de trabajo de la bomba. Asimismo, se evidencia que la curva de NPSHr se eleva con mayor rapidez que la de NPSHd, produciendo una intersección antes del punto de operación, lo cual genera cavitación en el sistema de bombeo.



5.6.1 Análisis de resultados ante la reducción del diámetro del impulsor.

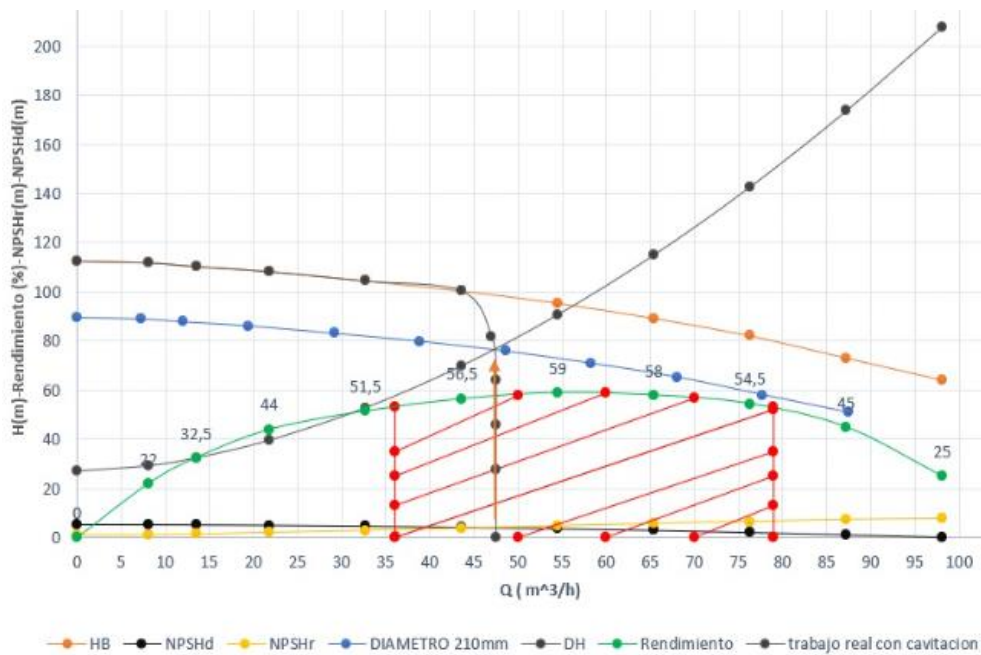


Figura 28: Reducción de diámetro del impulsor.

En la figura 28 se observa que, para mitigar este problema, se realizaron los cálculos necesarios para reducir el diámetro del impulsor. Como resultado, se obtuvo la curva denominada Diámetro 1 (color azul), correspondiente a un diámetro de 210 mm, la cual se cruza con la curva DH aproximadamente entre $47,5 \frac{m^3}{h}$ con un rendimiento de 57%, valor muy cercano al punto de cavitación. Esta reducción del diámetro del impulsor permitió reducir significativamente la

cavitación del sistema, disminuyendo el nivel de ruido y garantizado una operación dentro de la zona de eficiencia.

5.7 ANÁLISIS DETALLADO DEL ESPECTRO DE VIBRACIONES – BOMBA A 3600 RPM

Sistema Modificado diámetro de impulsor.

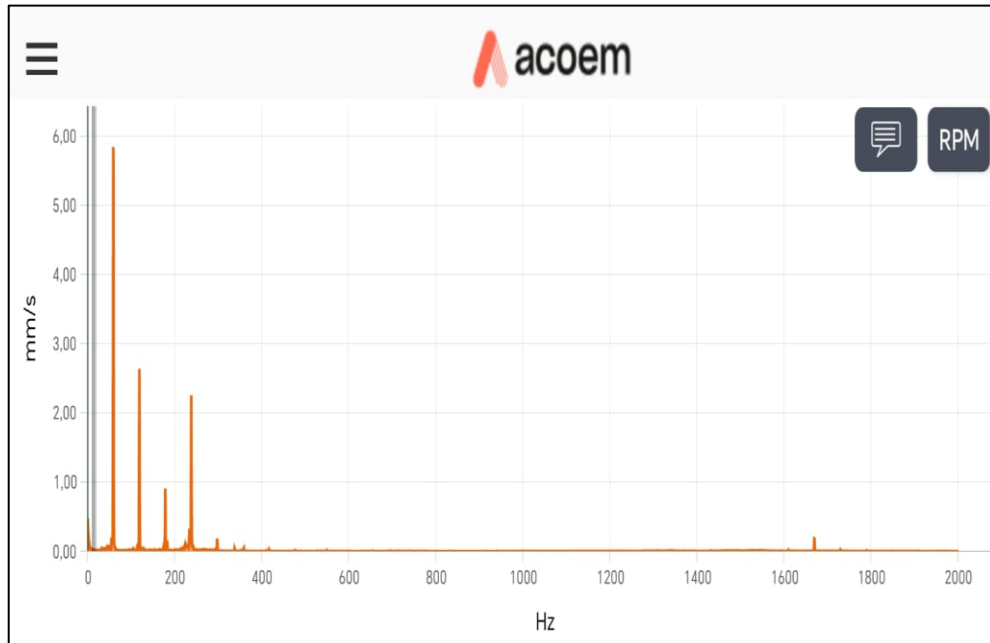


Figura 29: Vibraciones del sistema modificado diámetro del impulsor

1. Condiciones del sistema:

- Tipo: Bomba centrífuga de 30 kW
- Montaje: No rígido (estructura o base flexible)
- Velocidad de rotación: 3600 rpm = 60 Hz
- Número de álabes del impulsor: 5
- Altitud de operación 2662 msnm (diseñada para 2000 msnm)
- Norma de referencia: ISO 20816-3, categoría II (máquinas grandes sobre base flexible)

2. Análisis del espectro (imagen proporcionada):

a) Pico dominante en 60 Hz (1X): ~5.9 mm/s

- Significado: Frecuencia de rotación del eje.
- Interpretación en base flexible:
 - En sistemas no rígidos, el límite de vibración aceptable se reduce.

- Para categoría II (montaje flexible), el límite de alarma es 2.3 mm/s RMS. y el límite de peligro es 4.5 mm/s RMS.
 - Este pico de casi 6 mm/s indica condición de riesgo severo, que puede deberse a:
 - Desbalanceo.
 - Excitación de resonancia de la estructura.
 - Problemas de alineación.
 - Vibración amplificada por la flexibilidad de la base.
- b) Armónicos en 120 Hz (2X) y 180 Hz (3X): ~2.7 mm/s y ~1.0 mm/s
- Diagnóstico:
 - 2X → Posible desalineación angular o desgaste en acoplamiento.
 - 3X → Armónico secundario, menos crítico, pero indica persistencia del problema.
 - Montaje flexible: Aumenta la sensibilidad a desalineaciones y acoplamientos mal ajustados.
 - Alta frecuencia (>1000 Hz): sin picos significativos
 - No hay evidencia clara de cavitación activa ni fallas de rodamientos avanzadas.
 - Lo cual concuerdo con que la cavitación fue mitigada, aunque pudo haber dejado daños.

5.7.1 Resúmenes diagnósticos (montaje flexible):

Tabla 8: Resumen de Diagnóstico

Frecuencia	Amplitud (mm/s)	Diagnóstico	Evaluación según ISO 20816-3 (base flexible)
1X (60 Hz)	~5.9	Desbalanceo, resonancia o mal alineamiento	Crítico – sobrepasa límite peligroso (4.5)
2X (120 Hz)	~2.7	Desalineación angular	No aceptable – supera 2.3 mm/s
3X (180 Hz)	~1.0	Componente secundaria de acoplamiento	Moderada

Frecuencia	Amplitud (mm/s)	Diagnóstico	Evaluación según ISO 20816-3 (base flexible)
BPF (300 Hz)	~2.3	Posible daño en álabes o interacción hidráulica	Límite aceptable – debe monitorearse
>1 kHz	≈0	Sin cavitación activa	Aceptable

5.7.2 Análisis de mejora en el sistema de bombeo.

Tabla 9: Resultados de las propuestas de mejora en el sistema de bombeo.

PROPUESTA DE MEJORA	CAUDAL	RENDIMIENTO	CAVITACIÓN
TRABAJO REAL DEL SISTEMA DE BOMBEO	$Q=47,5\frac{m^3}{h}$	57%	<input checked="" type="checkbox"/>
OPERACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO CON UNA BOMBA CORRECTAMENTE DIMENSIONADA	$Q=53\frac{m^3}{h}$	67%	✗
REDUCCIÓN DE ALTURA DE SUCCIÓN.	$Q=55\frac{m^3}{h}$	59%	✗
REDUCCIÓN DE RPM.	$Q=47,5\frac{m^3}{h}$	57%	✗
REDUCCIÓN DE DIAMETRO DEL IMPULSOR.	$Q=47,5\frac{m^3}{h}$	57%	✗

Según la tabla 9 se observa que el sistema de bombeo opera con un caudal de $Q=47,5\frac{m^3}{h}$ y un rendimiento del 57%, presentando problemas de cavitación. Ante esta situación, se busca una mejora o adaptación del sistema, y mediante las propuestas planteadas se evidencia una mejora en la eliminación de la cavitación y la reducción de las vibraciones.

5.8 ANÁLISIS DEL SISTEMA ELÉCTRICO

El presente diseño eléctrico se emplea para el arranque y control de un motor trifásico (M1) a través de un arrancador suave (G1). El circuito se divide en dos secciones fuerza y control e integra dispositivos de protección, la lógica de encendido y un sistema de paro de emergencia.

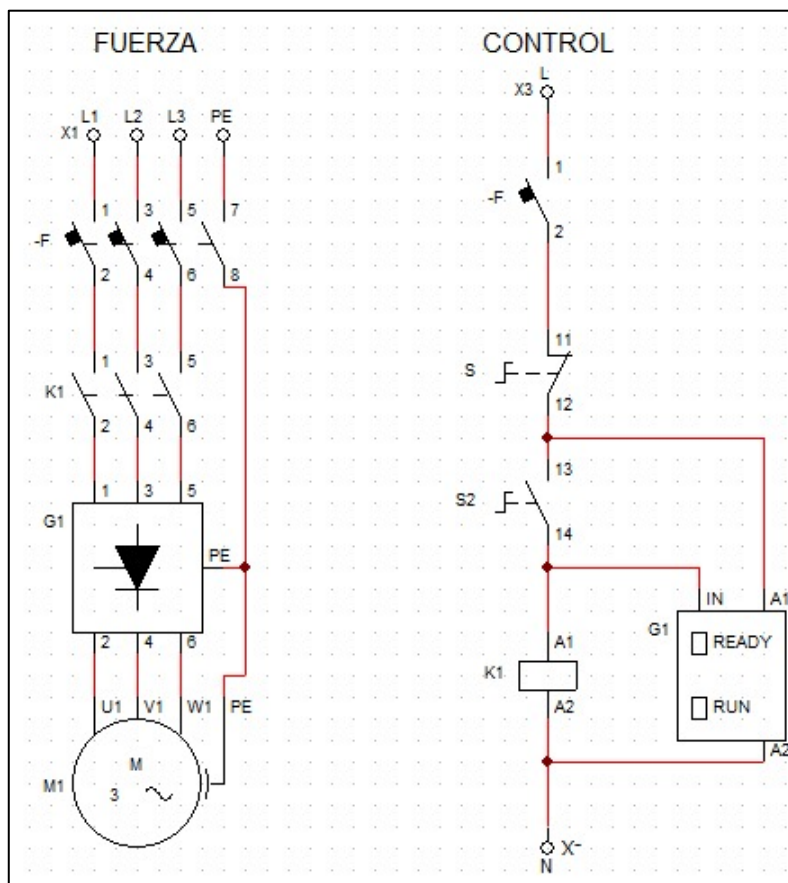


Figura 30: Circuito eléctrico de la bomba.

En la figura 28 se observa que, en conjunto, el diseño asegura un arranque y paro controlados: el arrancador suave gestiona las fases de incremento y reducción de velocidad; el contactor aísla la potencia; y la lógica de mando, con enclavamiento y parada de emergencia garantiza la seguridad operativa y la protección del equipo.

5.9 EVALUACIÓN ECONÓMICA

5.9.1 VAN y TIR

Tabla 10: VAN y TIR

	Costo de realización	VAN	TIR
Compra de una Bomba hidráulica adecuada.	10780\$	(-10310,62)	(-48%)
Reducción de altura de succión.	2500\$	(-1091,84)	-9%
Compra de un variador de frecuencia.	1800\$	(-391,84)	0%
Reducción del diámetro del impulsor.	300\$	(1108,15)	98%q
Tasa de descuento		8%	
Numero de períodos		6	

Según la tabla 10, se observa que la reducción del diámetro del impulsor implica un costo operativo de 300\$, siendo esta la alternativa de menor inversión financiera y, además, una opción asequible para la junta de riego. A partir de los resultados obtenidos presentados en la tabla 5.3, donde se evalúa esta propuesta de mejora, se obtiene un caudal $Q=47,5 \frac{m^3}{h}$ y un rendimiento del 57%, la cual permite concluir que dicha intervención contribuye significativamente a la reducción de la cavitación.

Adicionalmente, esta alternativa cumple con ambos criterios de evaluación financiera, presenta un Valor Actual Neto (VAN) positivo y una Tasa Interna de Retorno (TIR) superior a la tasa de descuento. Por tanto, se recomiendan optar por la reducción del diámetro del impulsor, ya que maximiza el valor del proyecto y ofrece un retorno considerablemente mayor al costo de financiamiento.

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1 CONCLUSIONES:

- A partir del análisis de los datos recolectados y los cálculos hidráulicos aplicados, se identificaron las principales fallas del sistema de bombeo. El sistema de bombeo está operando con un caudal de $Q= 47,5\frac{m^3}{h}$ con un rendimiento de 57%, presentando problemas de cavitación y vibraciones.
- Se determinaron las características de la bomba centrífuga con base en las especificaciones del fabricante, lo que permitió establecer el punto de operación óptimo del sistema de bombeo con un caudal de $Q=55\frac{m^3}{h}$ con un rendimiento de 59 %, así como los límites de funcionamiento del equipo. Esta información fue esencial para comparar el desempeño real frente al esperado y detectar desviaciones.
- Al comparar el estado óptimo de operación de la bomba y con la situación del sistema de bombeo bajo cavitación, se aprecia una pérdida de caudal de $Q= 7,5\frac{m^3}{h}$ y 2 puntos porcentuales de rendimiento, lo que se traduce en menor productividad y mayor desgaste por ruido y vibraciones. La propuesta de mejora seleccionada mantiene un caudal de $Q=47,5\frac{m^3}{h}$ y el rendimiento del 57%, pero elimina eficazmente la cavitación, el ruido y las vibraciones. Con un costo financiero de 300\$, esta alternativa optimiza la confiabilidad del sistema sin incurrir en inversiones elevadas, garantizando así un balance óptimo entre desempeño y viabilidad económica.
- Se logró una mejora significativa en el caudal que parte de la caseta hasta el reservorio. La bomba de 20 Hp operaba con un caudal de $13\frac{m^3}{h}$ y un rendimiento del 19.5%. Con la implementación de una bomba de 40 Hp, se alcanzó un caudal de $47,5\frac{m^3}{h}$ y un rendimiento del 57%, lo que representa una notable optimización del sistema. Además, se redujeron el ruido y las vibraciones previamente generadas, lo que permite que la nueva bomba opere de forma estable.

6.2 RECOMENDACIONES:

- Verificar presión de succión y disponibilidad de NPSHd Optimización del sistema de tuberías y accesorios.
- Alineación láser entre motor y bomba para evitar deterioro de rodamientos.

- Revisar obstrucciones en línea de succión (válvulas, filtros, codos).
- Ajustes de condiciones operativas (flujo, velocidad, y temperatura del fluido).

7. REFERENCIAS

- [1] L. M. V. García, «Optimización energética en sistemas de bombeo con bombas centrífugas, desarrollo de un caso práctico», UNIVERSIDAD EAFIT ESCUELA DE INGENIERÍAS, Medellín, 2022.
- [2] Q. Silva y J. Eduardo, «VIBRACIONES EN BOMBAS CENTRÍFUGAS», Universidad Tecnica Federico Santa Maria UTFSM MECÁNICA, Valparaíso, 2016.
- [3] S. HM, V. Kanthale, y P. Palei, «(PDF) Fault Diagnostics and Condition monitoring of Centrifugal Pump», en *ResearchGate*, IISC Bangalore, ene. 2024, p. 6.
- [4] A. P. Barboza Cervan, «Sistema de detección de fallas para una bomba centrífuga», Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, 2013.
- [5] «Plan Nacional de Riego y Drenaje», Ministerio de Agricultura y Ganadería del Ecuador, Quito, Ecuador, Institucional, 2018.
- [6] D. A. De la Cruz De la Cruz y C. A. Placencio Carrillo, «Implementación de un sistema de control para el bombeo de agua de riego en la comunidad Cruz Loma, cantón Latacunga, provincia de Cotopaxi», Universidad Técnica de Cotopaxi (UTC), Ecuador, Latacunga, 2022.
- [7] O. R. Balseca Pazmiño y W. B. Chicaiza Arteaga, «Implementación de un sistema de bombeo en serie para el abasto de agua al reservorio en la facultad de Ciencias Agropecuarias y Recursos Naturales de la Universidad Técnica de Cotopaxi.», Universidad Técnica de Cotopaxi (UTC), Ecuador, Latacunga, 2024.
- [8] C. E. Brennen, *Cavitation and bubble dynamics*. en Oxford engineering science series, no. 44. New York: Oxford University Press, 1995.
- [9] O. R. Perez, «CAVITACION EN BOMBAS CENTRÍFUGAS», Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2004.
- [10] S. F. Vargas Badillo, «Estudio del fenómeno de la cavitación en una bomba centrífuga de 1 HP y su influencia en los parámetros de rendimiento energético en la Facultad de Ingeniería

Civil y Mecánica», Universidad Técnica de Ambato. Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica. Carrera de Ingeniería Mecánica, Ambato, 2014.

[11] F. M. Agila Díaz y C. I. Calahorrano Pérez, «Diseño y construcción de un banco de pruebas para bombas centrífugas conectadas en serie y paralelo.», bachelorThesis, UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA, Quito, 2011.

[12] E. I. M. Yanez, W. A. H. Osorio, y P. J. V. Carrera, «Optimización de sistemas de bombeo en redes de distribución de agua: análisis de eficiencia energética y reducción de pérdidas por fricción», *Rev. Ingenio Glob.*, vol. 4, n.º 1, pp. 203-218, feb. 2025, doi: 10.62943/rig.v4n1.2025.217.

[13] D. P. Gualancañay Miñarcaja y H. D. Jaguaco Quiña, «Diseño de un sistema de bombeo para un almacenamiento de agua de riego en los sectores de Chanchico y Tiobamba de la parroquia Eloy Alfaro, cantón Latacunga, Provincia de Cotopaxi», Universidad Técnica de Cotopaxi (UTC), Latacunga, 2017.

[14] M. Marcano y J. Palacios, «Bomba Centrífuga», UNIVERSIDAD BOLIVARIANA DE VENEZUELA, Maturín, 2015.

[15] I. Tolibia, «CLASIFICACIÓN Y TIPOS DE BOMBAS», UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL CARMEN, Carmen, 2016.

[16] J. F. Gülich, *Centrifugal Pumps*, 4.^a ed. Cham: Springer International Publishing, 2020. doi: 10.1007/978-3-030-14788-4.

[17] A. F. Duarte, «Rediseño de un banco de bombas periféricas para pruebas de conexión en serie, paralelo y mixto para el laboratorio de fluidos de la Universidad Antonio Nariño», Universidad Antonio Nariño, Nariño, 2023.

[18] A. S. Gallardo Villamarín, «Diseño y construcción de un sistema de pruebas hidráulico para el estudio de bombas en serie y paralelo», masterThesis, UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO, Quito, 2019.

[19] I. E. Enríquez Tello y J. D. Quispe Sandoval, «Estudio de eficiencia energética en arranques de motores trifásicos de 1hp para sistemas de bombeo», Latacunga: Universidad Técnica de Cotopaxi (UTC), Latacunga, 2022.

[20] E.-S. Mohamed, *Fundamentos de los accionamientos eléctricos*, 2.^a ed. Boston, 2018.
Accedido: 28 de julio de 2025.

[21] R. Cruz y Jose Hernández, «Cojinetes Aplicados A Las Bombas Centrífugas Tesis»,
UNIVERSIDAD VERACRUZANA, VERACRUZ, 2021.

[22] Gustavo Vignolo, «Estudio teórico-experimental de cojinetes hidrodinámicos en
condiciones reales de uso», UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SUR, Argentina, Bahía Blanca,
2016.

8. ANEXOS

ANEXO A: ANEXO A: ELEMENTOS Y EQUIPOS USADOS PARA RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN

EQUIPO	MARCA	MODELO	DESCRIPCIÓN	FOTOGRAFÍA
Flexómetro	STANLEY	Tylon	Se utiliza para medir distancias.	
Pirómetro Digital	Wmeter	GM320	Se utiliza para medir la temperatura.	
GPS	GARMIN	eTrex	Se utiliza para determinar el posicionamiento global.	
Medidor de caudal por ultrasonidos	T - measurement	PCE-TDS 100HS	Se utiliza para medir el caudal del agua en tuberías.	

Elaborado por: Los autores

ANEXO B: COTIZACIÓN DE COMPONENTES.

Hidrotecnología
 Especialistas en riego y drenaje

EDWIN ROMAN ROBAYO ARCOS
HIDROTECNOLOGIA
 Matriz: JOSE ALBERTO VALDIVIESO SN Y AV BOLIVARIANA
 Sucursal: Latacunga
 032406180 - 032406180 -
 hidrotecnologiaecuador.com

Matriz: JOSE ALBERTO VALDIVIESO SN Y AV BOLIVARIANA
 Sucursal: Latacunga
 032406180 - 032406180 -
 hidrotecnologiaecuador.com

LLEVAR CONTABILIDAD:SI

R.U.C: 1802151835001
FACTURA No. 003-224-000011440
 NÚMERO DE AUTORIZACIÓN
 2702202501180215183500120032240000114400001144010
 AMBIENTE: PRODUCCION EMISION: NORMAL
 CLAVE DE ACCESO
 2702202501180215183500120032240000114400001144010

Cliente / Nombres y Apellidos: JUNTA DE RIEGO Y O DRENAJE SAN ANTONIO DE CRUZ LOMA
 RUC / CI: 0591761552001
 Teléfono: 0987330733
 Emisión: 27/02/2025 Días Plazo: 0 Control: LE0011440
 Pago Electrónico:

Cod. Auxiliar	Cantidad	Descripción	P.Unitario	Descuento	Valor Total
300VPHP3	1.00	VALVULA PIE PLASTICA 3	17.0000	5.00	16.15
PTFRG	1.00	TEFLON INDUSTRIAL 19MM X 15M X 0.20MM AMARILLO	0.9500	5.00	0.90

INFORMACIÓN ADICIONAL:
 Condiciones de Venta: Debo y pagaré al emisor incondicionalmente y sin provisiones.
 total e este pagaré mas los cargos por servicios.
 En caso de mora pagaré la tasa máxima autorizada por el emisor.
 Observaciones:

Subtotal 0%: 17.05 IVA 0%: 0.00
 Subtotal Iva: 0.00 Total Iva: 0.00
Total Factura: 17.05

FORMA PAGO

FORMA PAGO	TOTAL	TIEMPO
SIN UTILIZACION DEL SISTEMA FINANCIERO	17.05	#.DÍAS

Recibí Conforme: _____
 Cédula de Identidad: _____

ANEXO B1: PROFORMA DE VÁLVULA DE PIE.

INSSAHIPA 2

Obligado a llevar contabilidad : No

RUC: 0501625164001

Tel: 032804310 / 0995695882

Email: inssahipa_20@yahoo.com

"CONTRIBUYENTE RÉGIMEN GENERAL"

Factura Nro: 001002 000004064

Ambiente Autorizacion: Produccion

Fecha de Emision: 03/07/2025

Tipo de Emision: Normal

Numero de Autorizacion:

030720250105016251640012001901000004

0640000000117

Clave de Acceso:

03072025010501625164001200190100000

40640000000117

Cliente: JUNTA DE RIEGO SAN

Direccion: LATACUNGA

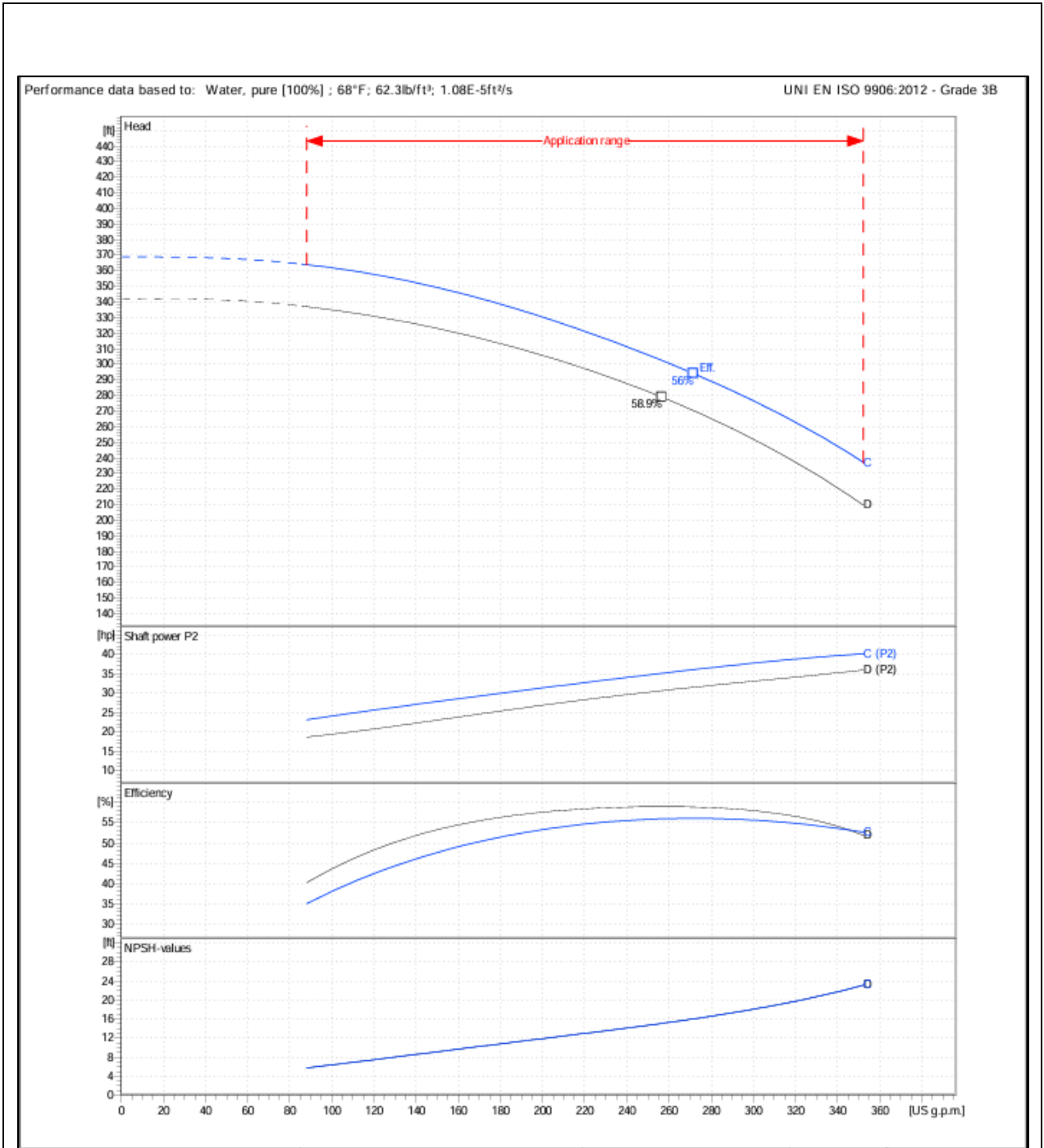
RUC: 0591761552001

Fecha: 03/07/2025

<u>Cantidad</u>	<u>Descripcion</u>	<u>P. Unitario</u>	<u>Total</u>
5571	SELLO MEC GW 1 1/8" L		
1.00		13.25	13.25
Subtotal:			11.52
Descuento:			0.00
Subtotal Iva 15%:			11.52
Subtotal sin Iva:			0.00
Iva:			1.73
Total:			13.25

ANEXO B3: PROFORMA SELLO MECÁNICO.

ANEXO C: CURVAS DE RENDIMIENTO.



ANEXO C1: CURVA DE RENDIMIENTO DE LA BOMBA CENTRÍFUGA.

ANEXO D: UBICACIÓN DEL PUNTO, EVALUACIÓN DEL ESTADO OPERATIVO.



ANEXO D1: RECONOCIMIENTO DEL ÁREA DE IMPLEMENTACIÓN.



ANEXO D2: DIAGNÓSTICO DEL ESTADO DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO.



ANEXO D3: PLACA DE DATOS DE LA BOMBA CENTRÍFUGA.



ANEXO D4: PLACA DE DATOS DE MOTOR ELÉCTRICO

ANEXO E: INSPECCIÓN DEL ESTADO ESTRUCTURAL DE LAS TUBERÍAS, Y MEDICIONES DEL SISTEMA DE BOMBEO EN CAVITACIÓN.



ANEXO E1: Figura E.1 Diámetro de tubería.



ANEXO E2: VERIFICACIÓN DE VÁLVULA DE PIE.



ANEXO E3: MEDICIÓN DEL CAUDAL DE DESCARGA.



ANEXO E4: DATOS DE MEDICIÓN DEL CAUDAL.



ANEXO E5: MEDICIÓN DEL ESPECTRO DE VIBRACIONES.



ANEXO E6: DATOS DE MEDICIÓN DE VIBRACIONES.



ANEXO E7: MEDICIÓN DE TEMPERATURA CON PIRÓMETRO.



ANEXO E8: MEDICIÓN DE M.S.N.M.



ANEXO E9: MEDICIÓN DE PRESIÓN ATMOSFÉRICA.

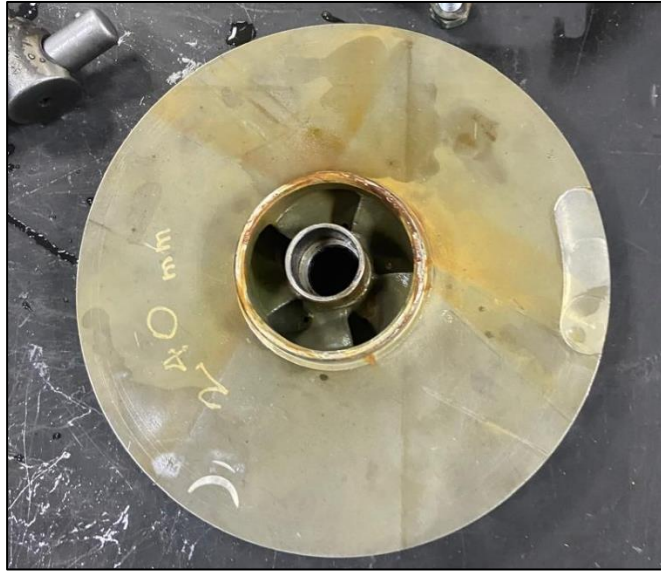
ANEXO F: DESMONTAJE DE LA BOMBA CENTRÍFUGA PARA DETECCIÓN DE FALLAS INTERNAS.



ANEXO F1: DESMONTAJE DE LA CARCASA.



ANEXO F2: DESMONTAJE DE ANILLOS DE DESGASTE.



ANEXO F3: DESMONTAJE DEL IMPULSOR.



ANEXO F4: DESMONTAJE DE RODETE.



ANEXO F5: DESMONTAJE DEL SELLO MECÁNICO.



ANEXO F6: DESMONTAJE DE SEGUROS.



ANEXO F7: DESMONTAJE DE RODAMIENTOS.

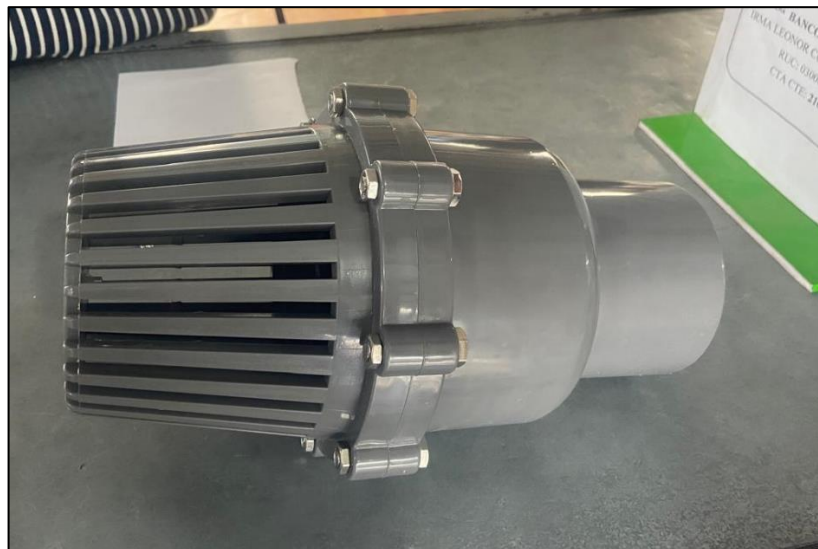


ANEXO F8: DESMONTAJE DE EJE.



ANEXO F9: LIMPIEZA DE ALIMAÑAS.

ANEXO G: COMPRA DE REPUESTOS Y MEJORAS EN EL SISTEMA DE BOMBEO.



ANEXO G1: VÁLVULA DE PIE.



ANEXO G2: CAMBIO DE RODAMIENTOS.



ANEXO G3: CAMBIO DE SELLO MECÁNICO.



ANEXO G4: REDUCCIÓN DE LA LONGITUD DE TUBERÍA.

ANEXO H: MONTAJE DE LA BOMBA CENTRÍFUGA TRAS CORREGIR LAS FALLAS DETECTADAS.



ANEXO H1: CAMBIO DE VÁLVULA DE PIE.



ANEXO H2: REDUCCIÓN EN TORNO DEL DIÁMETRO DEL IMPULSOR.



ANEXO H3: CAMBIO DE RODAMIENTOS.



ANEXO H4: MONTAJE DEL EJE CON LA BASE DE LA BOMBA.



ANEXO H5: DIÁMETRO DEL IMPULSOR REDUCIDO.



ANEXO H6: MONTAJE DEL IMPULSOR DE DIÁMETRO REDUCIDO.



ANEXO H7: ENSAMBLAJE FINAL DE LA BOMBA CENTRÍFUGA.



ANEXO H8: PUESTA A SERVICIO DE LA BOMBA CENTRÍFUGA.

ANEXO I: MEDICACIONES DEL SISTEMA DE BOMBEO MEDIANTE REDUCCIÓN DEL DIÁMETRO DEL IMPULSOR.



ANEXO II: MEDICIÓN DE CAUDAL.



ANEXO I2: MEDICIÓN DE VIBRACIONES EN LA BOMBA CENTRÍFUGA.



ANEXO I3: RESULTADOS DEL ESPECTRO DE VIBRACIONES EN LA BOMBA.



ANEXO I4: MEDICIÓN DE VIBRACIONES EN EL MOTOR.



ANEXO I5: RESULTADOS DEL ESPECTRO DE VIBRACIONES EN EL MOTOR.



ANEXO I6: MEDICIÓN DE PRESIÓN EN EL SISTEMA DE BOMBEO.

ANEXO J: VIABILIDAD ECONÓMICA DE LAS PROPUESTAS DE MEJORAS.

No	FNE	(1+i)^n	FNE/(1+i)^n		
0	-2500		-2500		
1	300	108%	279,069767		
2	300	116%	259,599784		
3	300	124%	241,488171		
4	300	134%	224,640159		
5	300	144%	208,96759		
6	300	154%	194,388456		
		TOTAL	-1091,8461	VAN	\$ (1.091,85)
TASA DE DESCUENTO			8%		
NÚMERO DE PERIODOS			6		

ANEXO J1: CALCULO DEL VAN PARA LA PROPUESTA DE REDUCCIÓN DE LA ALTURA DE SUCCIÓN.



ANEXO J2: CALCULO DEL TIR PARA LA PROPUESTA DE REDUCCIÓN DE LA ALTURA DE SUCCIÓN.

No	FNE	$(1+i)^n$	$FNE/(1+i)^n$		
0	-1800		-1800		
1	300	108%	279,069767		
2	300	116%	259,599784		
3	300	124%	241,488171		
4	300	134%	224,640159		
5	300	144%	208,96759		
6	300	154%	194,388456		
		TOTAL	-391,84607	VAN	\$ (391,85)
TASA DE DESCUENTO		8%			
NÚMERO DE PERIODOS		6			

ANEXO J3: CALCULO DEL VAN PARA LA PROPUESTA DE REDUCCIÓN DE RPM.



ANEXO J4: CALCULO DEL TIR PARA LA PROPUESTA DE REDUCCIÓN DE RPM.

No	FNE	$(1+i)^n$	$FNE/(1+i)^n$		
0	-300		-300		
1	300	108%	279,069767		
2	300	116%	259,599784		
3	300	124%	241,488171		
4	300	134%	224,640159		
5	300	144%	208,96759		
6	300	154%	194,388456		
		TOTAL	1108,15393	VAN	\$ 1.108,15
TASA DE DESCUENTO			8%		
NÚMERO DE PERIODOS			6		

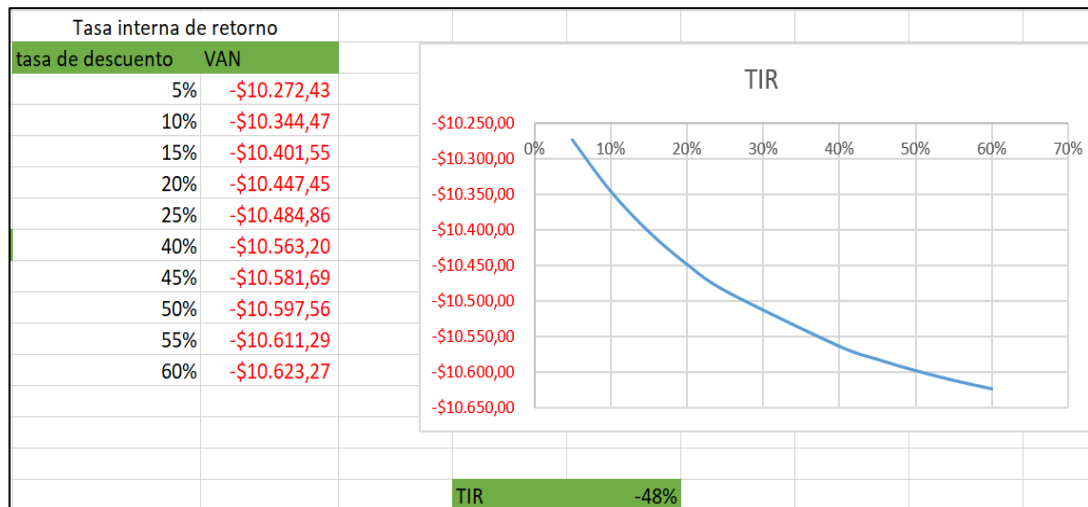
ANEXO J5: CALCULO DEL VAN PARA LA PROPUESTA DE REDUCCIÓN DEL DIÁMETRO DEL IMPULSOR.



ANEXO J6: CALCULO DEL TIR PARA LA PROPUESTA DE REDUCCIÓN DEL DIÁMETRO DEL IMPULSOR.

No	FNE	$(1+i)^n$	FNE/ $(1+i)^n$	
0	-10780		-10780	
1	100	108%	93,0232558	
2	100	116%	86,5332612	
3	100	124%	80,496057	
4	100	134%	74,880053	
5	100	144%	69,6558632	
6	100	154%	64,7961518	
		TOTAL	-10310,615	VAN \$ (10.310,62)
TASA DE DESCUENTO		8%		
NÚMERO DE PERIODOS		6		

ANEXO J7: CALCULO DEL VAN PARA LA PROPUESTA DE CAMBIO DE BOMBA CENTRÍFUGA.



ANEXO J8: CÁLCULO DEL TIR PARA LA PROPUESTA DE CAMBIO DE BOMBA CENTRÍFUGA.

ANEXO K: CURVA DE RENDIMIENTO DE CAMBIO DE BOMBA CENTRÍFUGA.

