



Universidad
Nacional
de Loja

FACULTAD DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

**IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICAS PARA ANALIZAR EL FUNCIONAMIENTO
DE UNA BOMBA DE PISTÓN Y EVALUAR SU RENDIMIENTO A DIFERENTES REVOLUCIONES.**

**TESIS DE GRADO PREVIO
A OPTAR POR EL TÍTULO DE
INGENIERO ELECTROMECÁNICO**

AUTOR: Jairo Wladimir Erazo Paucar.

DIRECTOR: Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta Mg, Sc.

LOJA – ECUADOR

2020

CERTIFICACIÓN.

Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta Mg, Sc.

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **“Implementación de un banco de pruebas hidráulicas para analizar el funcionamiento de una bomba de pistón y evaluar su rendimiento a diferentes revoluciones”**, previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor egresado: **Jairo Wladimir Erazo Paucar**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 12 de marzo del 2020.



Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta Mg, Sc.

DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA.

Yo, **Jairo Wladimir Erazo Paucar**, declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional- Biblioteca Virtual.



Firma: _____

Cédula: 1104195969

Fecha: 12 de marzo del 2020

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRONICA DEL TEXTO COMPLETO.

Yo, **JAIRO WLADIMIR ERAZO PAUCAR**, declaro ser autor de la tesis titulada: **Implementación de un banco de pruebas hidráulicas para analizar el funcionamiento de una bomba de pistón y evaluar su rendimiento a diferentes revoluciones**, como requisito para optar al grado de **INGENIERO ELECTROMECAÁNICO**; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que, con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad , a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con los cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización en la ciudad de Loja, a los catorce días del mes de diciembre del dos mil veinte.

Firma:  _____

Autor: Jairo Wladimir Erazo Paucar

Cédula: 1104195969

Dirección: Loja (Av. Santa marianita de Jesús “Las Palmeras”)

Correo electrónico personal: jerazop93@gmail.com / jwerazop@unl.edu.ec

Teléfono: 072580840 **Celular:** 0986405471

DATOS COMPLEMENTARIOS

Director de tesis: Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta Mg, Sc.

Tribunal de grado:

- Ing. Marco Vinicio Rojas Moncayo Mg, Sc.
- Ing. Jorge Luis Maldonado Correa Mg, Sc.
- Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo Mg, Sc.

DEDICATORIA.

Este trabajo está dedicado primeramente a Dios por ser el forjador de mi camino, a mis padres y docentes por su apoyo en todo momento para dar por culminado con éxito este trabajo, así mismo a mis compañeros y compañeras de estudio; Juan, Manuel, Christian, Holmes, Jefferson, Ricardo y en memoria de mi gran amigo (Body DIC12017), Ronny Fabian Macas que al fin de cuentas siempre me motivaron para alcanzar mis sueños y anhelos.

Jairo W. Erazo.

AGRADECIMIENTO.

El presente trabajo de tesis primeramente me gustaría agradecerle a ti mi Dios por haberme brindado la vida, salud, y fortaleza para alcanzar mi sueño, a mi familia por sus consejos, y apoyo incondicional.

Al Ing. Darwin Tapia P director de tesis, por sus enseñanzas, esfuerzo y dedicación, quien, con sus conocimientos, su experiencia y paciencia ha logrado en mí que culmine con éxito este trabajo.

A mis colaboradores, al Ing. Gonzalo Riofrío, Ing. Milton León, Ing. Byron Solórzano, Ing. Juan Celi, y al personal de laboratorio de Energía y Fluidos, por el aporte de sus conocimientos, su apoyo y confianza en mi trabajo para dar por terminado el desarrollo de esta tesis.

Jairo W. Erazo.

CONTENIDO.

1 TÍTULO.....	1
2 RESUMEN.....	2
3 INTRODUCCIÓN.....	4
4 REVISIÓN LITERARIA.....	6
4.1 INTRODUCCIÓN A LA MECÁNICA DE FLUIDOS.....	6
4.1.1 Fluido.....	6
4.2 GENERALIDADES DE LAS BOMBAS HIDRÁULICAS.....	19
4.2.1 Introducción.....	19
4.2.2 Definición y clasificación de las bombas hidráulicas.....	19
4.2.3 Consideraciones técnicas de las bombas hidráulicas.....	22
4.2.4 Características y campos de aplicación de las bombas hidráulicas.....	22
4.2.5 Máquinas hidráulicas de desplazamiento positivo bombas de émbolo.....	23
4.2.6 Modelo de bomba a pistón ZM - 44 Maxxi a base de rueda hidráulica.....	38
4.3 ELEMENTOS DEL BANCO DE PRUEBAS.....	42
4.3.1 Diseño de una transmisión por cadenas.....	42
4.3.2 Variador de frecuencia.....	45
4.3.3 Convertidor de frecuencia CFW-08.....	46
4.3.4 Motorreductor.....	52
5 MATERIALES Y MÉTODOS.....	55
5.1 MATERIALES.....	55
5.2 MÉTODOS.....	58
5.2.1 Descripción general del procedimiento.....	58
6 RESULTADOS.....	61
6.1 DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS MEDIANTE SOFTWARE DE INGENIERÍA.....	61
6.1.2 Modelación estructural 3D del banco.....	61
6.1.3 Componentes del sistema hidráulico.....	61
6.1.4 Diseño del sistema mecánico.....	65
6.1.5 Diseño del sistema hidráulico.....	71
6.1.6 Diseño del sistema eléctrico.....	79
6.2 IMPLEMENTACIÓN DE EQUIPOS EN EL BANCO DE PRUEBAS.....	82
6.2.1 Montaje del Variador de frecuencia.....	83
6.2.2 Montaje del Motorreductor.....	85
6.2.3 Montaje de la Bomba de pistón.....	85

6.2.4 Sistema de Trasmisión.....	86
6.2.5 Montaje de los instrumentos de medición.	86
6.3 VERIFICACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS.....	88
6.3.1 Pruebas de funcionamiento.	88
6.3.2 Pruebas Eléctricas.	88
6.3.3 Pruebas mecánicas.....	90
6.3.4 Pruebas de torque.....	91
6.3.5 Pruebas de bombeo.....	91
6.4 EXPERIMENTACIÓN Y REGISTRO DE DATOS DE R.P.M. Y CAUDAL EN EL BANCO DE PRUEBAS.	92
6.4.1 Caracterización de las curvas de funcionamiento.	92
6.4.2 Ejecución de la metodología.	93
6.4.3 Generación de curvas características por ciclos de bombeo y R.P.M.	115
6.4.4 Generación de curvas manométricas de instalación (Hmi).	119
6.4.5 Generación de curvas taco dinámicas.	122
6.5 MANUAL DE GUÍAS PRÁCTICAS PARA EL ESTUDIANTE.	125
7 DISCUSIÓN.	142
8 CONCLUSIONES.	144
9 RECOMENDACIONES.....	145
10 BIBLIOGRAFÍA.	146
11 ANEXOS.....	150

ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura 1. Medidas de presiones absolutas, manométricas y de vacío	7
Figura 2. Rugosidad de la pared de un tubo.	14
Figura 3. Sistema de bombeo.	15
Figura 4. Punto de funcionamiento.	16
Figura 5. Pérdidas en los accesorios.	17
Figura 6. Codos de tuberías.....	17
Figura 7. Bomba de simple y doble efecto.	20
Figura 8. Clasificación de las bombas hidráulicas.....	21
Figura 9. Bombas de émbolo de simple efecto.	25
Figura 10. Carrera descendente, aspiración del fluido.	25
Figura 11. Carrera del pistón ascendente A y Comprensión descarga B.....	26
Figura 12. Variación de la presión durante el movimiento del pistón en el cilindro.	27
Figura 13. Variación real de la presión en el interior del cilindro.	27
Figura 14. Esquema de cuerpo de bomba de émbolo de doble efecto.	28
Figura 15. Principio de desplazamiento positivo.	28
Figura 16. Mecanismo Yugo escocés.	30
Figura 17. Conjunto cabeza de bombeo.	31
Figura 18. Conjunto Válvulas.	32
Figura 19. Elementos de junta copas de cuero de pistón	32
Figura 20. Campo de aplicación de las bombas hidráulicas.	33
Figura 21. Características de carga contra gasto de una bomba de pistones.....	36
Figura 22. Regulación de una bomba de pistón mediante rpm.....	37
Figura 23. Esquema de una bomba con carrera variable.....	37
Figura 24. Bomba a base de rueda hidráulica.....	38
Figura 25. Curvas características.....	41
Figura 26. Convertidores de frecuencia WEG.....	47
Figura 27. Etiqueta de identificación del CFW-08	47
Figura 28. Bornes de la potencia (alimentación trifásica).....	48
Figura 29. Ubicación de las conexiones de potencia puesta a tierra y control.	48
Figura 30. Conexiones de potencia y aterramiento (alimentación trifásica).	48
Figura 31. HMI del CFW-08.	49
Figura 32. Diagrama de secuencia para la respectiva programación CFW-08.	52
Figura 33. Torque o par en un Motorreductor.	54
Figura 34. Bomba ZM 44-Maxxi.	56
Figura 35. Motor Reductor Trifásico.....	57
Figura 36. Variador de frecuencia Weq CFW08.....	57

Figura 37. Secuencia metodológica para la generación de curvas de funcionamiento.....	59
Figura 38. Diseño estructural del banco de pruebas.....	61
Figura 39. Retirada del aceite y despiece de sus partes.....	62
Figura 40. Limpieza del sistema de válvulas.....	62
Figura 41. Limpieza del sistema de válvulas.....	63
Figura 42. Sistema de bombeo (anillos de trabajo).....	63
Figura 43. Sustitución del sistema de bombeo (anillos de trabajo).	64
Figura 44. Rehabilitación externa de bomba ZM MAXXI 44.....	64
Figura 45. Bomba ZM - 44 MAXXI Rehabilitada.	64
Figura 46. Diagrama cinemático de componentes.	65
Figura 47. Diagrama para la elección.	68
Figura 48. Ampliación del diagrama para la elección.....	68
Figura 49. Rueda dentada.....	70
Figura 50. Diagrama del sistema hidráulico.	79
Figura 51. Diseño del sistema eléctrico de mando y control.	80
Figura 52. Estructura del banco.	82
Figura 53. Montaje del convertidor de frecuencia CFW-08.	83
Figura 54. Botonera de paro de emergencia.....	84
Figura 55. Pulsadores NA; NC.	84
Figura 56. Banco de pruebas energizado.	84
Figura 57. Montaje del Motorreductor T-T ASEA.	85
Figura 58. Elementos de impulsión del agua.	85
Figura 59. Mecanismo del sistema de transmisión.	86
Figura 60. Manómetro de presión.	87
Figura 61. Tacómetro digital.....	87
Figura 62: Sistema General del banco de pruebas.....	88
Figura 63. Conexión estrella- triángulo en los terminales del motor.....	88
Figura 64. Medición de corriente de línea.	89
Figura 65. Medición de voltajes de línea.	89
Figura 66. Panel de control frecuencia (Hz).	90
Figura 67. Medición de las Rpm.....	90
Figura 68. Medición de Rpm y obtención del torque mecánico.....	91
Figura 69. Medición de Caudal.	91
Figura 70. Curvas características de funcionamiento.	92
Figura 71. Creación del modelo de diseños Statgraphics.	96
Figura 72. Creación de diseños con No. de variables experimentales.....	96
Figura 73. Descripción factores experimentales de diseño.	97

Figura 74. Descripción variable de respuesta.	98
Figura 75. Opciones de diseño.	98
Figura 76. Atributos del diseño factorial.	99
Figura 77. Curva característica de funcionamiento a diferentes Rpm.	100
Figura 78. Curvas características de funcionamiento a diferentes Rpm.	100
Figura 79. Diseño de modelo experimental programa Statgraphics.	104
Figura 80. Diagrama de Pareto estandarizada para Caudal.	106
Figura 81. Efectos principales para el Caudal.	106
Figura 82. Superficie de respuesta para el Caudal.	107
Figura 83. Curvas con el modelo ajustado de regresión.	108
Figura 84. Diagrama de Pareto estandarizada para la potencia.	110
Figura 85. Gráfica de efectos principales para la potencia.	111
Figura 86. Declaración de variables y generación de código de programación.	113
Figura 87. Generación de curvas características de potencia.	114
Figura 88. Sistema de bombeo (Recorrido de los pistones).	115
Figura 89. Curvas características por ciclos de bombeo - rpm de una bomba de pistón	118
Figura 90. Curvas de rendimiento	118
Figura 91. Curvas características por ciclos de bombeo - rpm de una bomba de pistón.	118
Figura 92. Curva de rendimiento.	119
Figura 93. Curva característica de instalación-Hmi.	121
Figura 94. Diagrama de cuerpo libre (medición del torque).	123
Figura 95. Curva del torque a diferentes Rpm.	124
Figura 96. Parámetros de lectura y regulación.	154
Figura 97. Parámetros de regulación y configuración.	155
Figura 98. Parámetros del motor y funciones especiales.	156
Figura 99. Parámetros de configuración de mensaje y error.	157
Figura 100. Construcción de rines de pistón (Cueros).	158
Figura 101. Ecuación del modelo de experimentación.	164
Figura 102. Ecuación del modelo con los datos de experimentación.	164
Figura 103. Diseño del banco de pruebas General.	175
Figura 104. Diseño del Sistema Hidráulico.	176
Figura 105. Diseño del Sistema Eléctrico.	177

ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 1. Especificaciones técnicas tubería PVC.	11
Tabla 2. Velocidad de flujo recomendable.....	11
Tabla 3. Propiedades del agua. Unidades SI.	12
Tabla 4. Valores de diseño de la rugosidad de tubos.....	14
Tabla 5. Resistencia de válvulas y acoplamientos, expresada como longitud equivalente.	18
Tabla 6. Características de las bombas hidráulicas.	23
Tabla 7. Especificaciones técnicas de bomba de rueda ZM Maxxi.	39
Tabla 8. Tabla de producción bomba ZM.	40
Tabla 9. Lubricante recomendado para transmisiones por cadenas.	45
Tabla 10. Cableado y disyuntores recomendados.....	49
Tabla 11. Funciones básicas de las teclas HMI.....	50
Tabla 12. Indicaciones en el display de la HMI.....	51
Tabla 13. Especificaciones técnicas Motorreductor.....	53
Tabla 14. Cadena de rodillos simple DIN8188.	69
Tabla 15. Diámetro de las tuberías.....	74
Tabla 16. Accesorios utilizados en tramos de tubería de succión	75
Tabla 17. Accesorios utilizados en tramos de tubería de descarga.....	77
Tabla 18. Capacidad de protección en función del calibre del conductor.....	80
Tabla 19. Amperaje de los conductores	81
Tabla 20. Tabla de protecciones.	82
Tabla 21. Valores medidos de la corriente de Línea.	89
Tabla 22. Valores medidos de los voltajes de línea.....	90
Tabla 23. Valores de frecuencia y Rpm.....	90
Tabla 24. Datos de caudal variando las Rpm	92
Tabla 25. Datos experimentales obtenidos mediante los ensayos.....	95
Tabla 26. Factores de experimento para Caudal.....	102
Tabla 27. Factores de experimentación para la potencia.	103
Tabla 28. Hoja de datos modelo experimental (Sistema Multinivel).	104
Tabla 29. Análisis de varianza para el Caudal.....	105
Tabla 30. Análisis de varianza para la Potencia.	109
Tabla 31. Análisis de varianza excluidos términos no significativos.	111
Tabla 32. Sistemas de bombeo.	115
Tabla 33. Altura- Hmi.....	121
Tabla 34. Coeficiente de rozamiento estático y cinético.....	122
Tabla 35. Tabla analítica para la obtención de datos.	131
Tabla 36. Obtención de curvas características de bombeo.....	132

Tabla 37. Pérdidas en la succión.....	138
Tabla 38. Pérdidas en la descarga	138
Tabla 39. Hoja de registro de datos.....	139
Tabla 40. Obtención de datos para graficar las curvas manométricas de instalación.	140
Tabla 41. Tabla desarrollo del cálculo	140
Tabla 42. Factor de servicio fs.....	151
Tabla 43. Pérdidas de carga en piezas especiales.	152
Tabla 44. Capacidades en caballos de fuerza.....	153
Tabla 45. Coeficiente de Hazen-Williams.....	158
Tabla 46. Tabla de registro de datos.	159
Tabla 47. Registro de datos para graficar las curvas características de funcionamiento.	160
Tabla 48. Valores para graficar las curvas características Altura-Caudal y Potencia- Caudal.	162
Tabla 49. Valores para determinar el rendimiento de la bomba (ZM-44 Maxxi).	163
Tabla 50. Resultados ajustados por la ecuación experimental.....	165
Tabla 51. Resultados ajustados por la ecuación de regresión en su forma lineal.	165
Tabla 52. Resultados ajustados por la ecuación de regresión en su forma cuadrática.	165
Tabla 53. Porcentaje de error relativo para el Caudal.	166
Tabla 54. Porcentaje de error relativo para el Caudal.	166
Tabla 55. Anova para el modelo de predicción lineal.	167
Tabla 56. Datos experimentales para la comprobación.....	167
Tabla 57. Resultados ajustados por la Ecuación de proyección experimental.	168
Tabla 58. Resultados ajustados por la ecuación de regresión cuadrática(<i>Na</i>).	168
Tabla 59. Error absoluto para la potencia de accionamiento(<i>Na</i>).....	169
Tabla 60. Ecuación de regresión para la potencia de accionamiento (<i>Na</i>).....	169
Tabla 61. Tabla de registro de datos para graficar las curvas por ciclos de bombeo y Rpm.....	171
Tabla 62. Práctica # 1 cálculos realizados durante la experimentación.	172
Tabla 63. Ajuste de los cálculos realizados mediante la ecuación experimental.....	173
Tabla 64. Práctica # 2 cálculos durante la experimentación para obtener las curvas del sistema.	173

SIMBOLOGÍA Y ACRÓNIMOS.

1	i	Relación de transmisión.
2	n_1	Velocidad de salida en el eje del motor.
3	n_2	Velocidad angular en el eje de salida del motorreductor.
4	η_m	Eficiencia mecánica del motor.
5	P_1	Potencia eléctrica de entrada al motor.
6	P_2	Potencia mecánica en el eje de salida del motor
7	$\eta_{CReductora}$	Eficiencia de una caja reductora.
8	P_3	Potencia mecánica en el eje de salida del motorreductor.
9	$P_{DISEÑO}$	Potencia de diseño.
10	F_1	Factor de servicio o factor de trabajo.
11	ω	Velocidad angular a la salida del motorreductor.
12	$\eta_{Tcadena}$	Rendimiento transmisión por cadena.
13	P_4	Potencia de accionamiento eje de la bomba.
14	V_{lineal}	Velocidad lineal en la cadena.
15	$D_{piñón}$	Diámetro paso del piñón.
16	L_{cadena}	Longitud en la cadena.
17	$Q_{máx_produc}$	Caudal máximo de producción.
18	V_{desp}	Volumen desplazado.
19	$A_{sección_C}$	Área de una sección cuadrada.
20	l_{recp}	Lados del recipiente.
21	$V_{recipiente_descarga}$	Volumen del recipiente de descarga.
22	$V_{T\ GRANDE}$	Volumen tanque de almacenamiento grande.
23	$V_{máx}$	Velocidad máxima en la tubería de succión.
24	$D_{tubería}$	Diámetro de la tubería.
25	$V_{tubería}$	Velocidad en la tubería.
26	$h_{P_SUCCIÓN}$	Pérdidas de carga primarias en la succión.
27	$h_{m_succión}$	Pérdidas menores en la línea de succión.
28	$h_{P_DESCARGA}$	Pérdidas de carga primaria en la descarga.
29	$h_{m_Desacarga}$	Pérdidas menores en la línea de descarga.
30	$h_{LTotál}$	Pérdidas de carga total.
31	$P_{reductor}$	Potencia mecánica en el eje del reductor.
32	η_{Global_b}	Rendimiento global de la bomba.
33	$P_{eléctrica_motor}$	Potencia eléctrica del motor.
34	P_{gend_torque}	Potencia generada en el eje del motorreductor mediante el torque

1 TÍTULO.

**IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICAS PARA ANALIZAR EL
FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA DE PISTÓN Y EVALUAR SU RENDIMIENTO A
DIFERENTES REVOLUCIONES.**

2 RESUMEN.

El presente proyecto constituye la implementación de un banco de pruebas hidráulicas para analizar el funcionamiento de la bomba de pistón modelo ZM- 44 Maxxi con el fin de obtener una herramienta de aprendizaje y desarrollar prácticas que permitan fortalecer los conocimientos teóricos en los estudiantes de Ingeniería Electromecánica.

El banco de pruebas consta de: una bomba de pistón ZM Maxxi, un Motorreductor y un variador de frecuencia, estos equipos se encontraron a disposición en la FEIRNNR, el banco de pruebas también posee dos depósitos para el almacenamiento del agua y está implementado en una estructura de tipo metálica. A continuación, se desarrolló el diseño de acuerdo a cálculos matemáticos, basado en sugerencias de profesionales en este campo. A partir del diseño se realizó la construcción, montaje y pruebas de funcionamiento del banco, adicionalmente se elaboró esquemas y dibujos que permitan una fácil interpretación del mismo.

Se implementó instrumentos de medición y control los cuales facilitan la lectura de medidas hidráulicas, mecánicas y eléctricas; de esta manera se proporciona los elementos necesarios para la correcta operación del mecanismo. Se propuso una metodología para la caracterización de curvas de funcionamiento para la bomba ZM- 44Maxxi, mediante software se planteó los respectivos modelos matemáticos y generación de curvas de funcionamiento. Finalmente, se elaboró guías didácticas para el correcto uso del banco de pruebas y al desarrollo de prácticas académicas y se desarrolló la discusión, conclusiones y recomendaciones para el presente trabajo de titulación.

ABSTRACT.

The present project constitutes the implementation of a hydraulic test bench to analyze the operation of the piston pump model ZM- 44 Maxxi in order to obtain a learning tool and to develop practices that allow to strengthen the theoretical knowledge in the students of Electromechanical Engineering.

The test bench consists of: a ZM Maxxi piston pump, a geared motor and a frequency converter, these equipments were available at the FEIRNNR, the test bench also has two tanks for water storage and is implemented in a metal type structure. The design was then developed according to mathematical calculations, based on suggestions from professionals in this field. Based on the design, the construction, assembly and operation tests of the bench were carried out. In addition, diagrams and drawings were prepared to allow an easy interpretation of the bench.

Measurement and control instruments were implemented which facilitate the reading of hydraulic, mechanical and electrical measurements; in this way, the necessary elements for the correct operation of the mechanism are provided. It was proposed a methodology for the characterization of operation curves for the ZM- 44Maxxi pump, by means of software the respective mathematical models and generation of operation curves were raised. Finally, it was elaborated didactic guides for the correct use of the test bench and the development of academic practices and it was developed the discussion, conclusions and recommendations for the present work of certification.

3 INTRODUCCIÓN.

Las máquinas hidráulicas son mecanismos desarrollados para: absorber energía desde un fluido como es el caso de una turbina hidráulica o para proveer energía a un fluido como son las bombas hidráulicas.

Las bombas hidráulicas se emplean para realizar trabajos de desplazamiento de fluidos mediante el principio de creación de una diferencia de presión entre el punto de ingreso (entrada) y la salida del fluido.

Existen varios tipos de bombas, una de ellos son las bombas hidráulicas de pistón, estos mecanismos son empleados para impulsar fluidos a pequeños caudales a grandes alturas, pudiendo trabajar en un régimen de baja frecuencia de giro (rpm), se pueden considerar como bombas ideales para lugares en los que no se dispone de un suministro de energía convencional, es decir, no necesariamente requieren de algún motor eléctrico o de combustión para funcionar ya que pueden ser impulsadas (operadas) mediante una rueda hidráulica, un molino de viento o aeromotor, permitiendo aprovechar este tipo de energías alternativas y su relativo bajo costo de instalación hace muy aptos para resolver problemas de abastecimiento de agua en zonas rurales con el menor costo de inversión en el mercado, bajo mantenimiento, no generan emisiones de CO₂ de manera que reduce al mínimo el impacto ambiental.

La carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja cuenta con un laboratorio de Energía y Fluidos el cual no dispone de un banco para pruebas en bombas de pistón, por ello se propone implementar un mecanismo que permita realizar prácticas académicas en el área de mecánica de fluidos y máquinas de fluidos empleando una bomba de pistón. El desarrollo de este trabajo se describe a continuación:

La sección (4) está integrada por la compilación bibliográfica referente a la mecánica de fluidos y bombas de pistón, basado en autores como: (Cengel & Boles), (Mataix_Claudio, 1986), (Mott.Robert) (Ramos, 1994), y los manuales: (Cadena de rodillos Link-BelT, 2019), (Manual de bombas ZM, s.f.), (Manual del convertidor de frecuencia serie CFW-08, 2019).

La sección (5) detalla los componentes y equipos usados en la construcción del banco de pruebas, también se describe el proceso sugerido para el desarrollo basada en el principio de funcionamiento de las bombas de pistón descrita en el (Manual de bombas ZM, s.f.) y aplicando las metodologías de cálculos hidráulicos propuestas por Darcy-Weisbach, Hazen-William, y

Bernoulli, los cálculos de diseño mecánico se realizan con la metodología de catálogo descrita en (Cadena de rodillos Link-Belt, 2019). El análisis estadístico de las variables operacionales para el diseño experimental se realiza empleando el software estadístico Statgraphics®; asimismo, para la generación y caracterización de curvas de funcionamiento se realiza mediante el software MATLAB®.

El apartado (6) resume los resultados obtenidos, siendo estos: el banco de pruebas, los ensayos realizados, la metodología planteada y las guías prácticas. La práctica 1 consiste en generar las curvas: (ciclos de bombeo-R.P.M) para determinar el rendimiento volumétrico y las curvas características funcionamiento. La práctica 2 es la generación de la curva manométrica de instalación, donde se determina las pérdidas de la red hidráulica y rendimiento de la bomba.

En las secciones (7, 8 y 9) se detalla la discusión, conclusiones y recomendaciones planteadas para el presente trabajo.

Por tanto, los objetivos propuestos para el presente desarrollo del trabajo de titulación son:

Objetivo General.

- Implementar un banco de instalación hidráulica con el objeto de analizar el funcionamiento y rendimiento de bombas de pistón, para el laboratorio de Energía y Fluidos de la Universidad Nacional de Loja.

Objetivos Específicos.

- Diseñar y construir el sistema hidráulico del banco de pruebas.
- Proponer una metodología que permita la caracterización de las curvas de funcionamiento de una bomba de pistón del banco de pruebas implementado.
- Diseñar un manual de guías prácticas, para el correcto uso del banco de pruebas de bomba a pistón.

4 REVISIÓN LITERARIA.

4.1 INTRODUCCIÓN A LA MECÁNICA DE FLUIDOS

4.1.1 Fluido.

Es aquella sustancia que, debido a su poca cohesión intermolecular carece de forma propia y adopta la forma del recipiente que lo contiene. La solución de cualquier problema de flujo de fluidos requiere un conocimiento previo de las propiedades físicas del fluido en cuestión, entre las más importantes:

4.1.1.1 Densidad, volumen y peso específico.

La densidad de una sustancia es su masa por unidad de volumen se determina mediante:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde:

ρ = Densidad[kg/m³].

m = Masa[kg].

v = Volumen[m³].

4.1.1.2 Presión.

Se define como la fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área, se habla de presión solo cuando se trata de gas o de líquido mientras que la contraparte de la presión en los sólidos es el esfuerzo normal.

$$P = \frac{F}{A} \quad [\text{N/m}^2] \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde:

P = Presión[N/m²].

F = Fuerza normal que ejerce un fluido [N].

A = Área de la sección trasversal [m²].

Presión atmosférica.

Es la fuerza por unidad de superficie que ejerce el aire que forma la atmósfera sobre la superficie terrestre, la presión atmosférica varía con la temperatura y la altitud, la presión media normal a 0°C y al nivel del mar es de Presión 760 Torr = 1,01396 bar.

Presión absoluta, relativa, manométrica y de vacío.

La presión real en una determinada posición se llama presión absoluta y se mide respecto al vacío absoluto es decir presión cero absolutas, sin embargo, la mayor parte de los dispositivos para medir la presión se calibran a cero en la atmósfera por lo que indican la diferencia de entre la presión absoluta y el atmosférico local; esta diferencia es la presión manométrica. Las presiones por debajo de la atmosférica se conocen como presiones de vacío y se mide mediante medidores de vacío que indican la diferencia entre las presiones atmosféricas y absoluta, tal como describe la Figura 1. (CENGEL & BOLES). Las presiones absolutas, manométricas y de vacío son todas positivas y se relacionan entre sí mediante:

$$P_{\text{manométrica}} = P_{\text{abs}} - P_{\text{atm}}$$

Ecuación 3

$$P_{\text{vacío}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{abs}}$$

Ecuación 4

Donde:

$P_{\text{manométrica}}$ = Presión manométrica, [Pa]SI.

P_{atm} = Presión atmosférica, presión ambiente, presión barométrica [Pa]SI o [PSI].

P_{abs} = Presión absoluta, [Pa].

$P_{\text{vacío}}$ = Presión de vacío no tiene presión es cero.

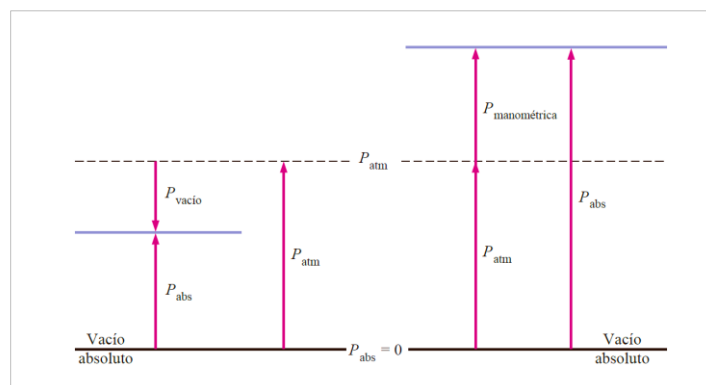


Figura 1. Medidas de presiones absolutas, manométricas y de vacío
Fuente: (CENGEL & BOLES).

4.1.1.3 Ecuación fundamental de la hidrodinámica.

4.1.1.3.1 Caudal.

Caudal (Q) es el volumen de fluido por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal a la corriente. Así, por ejemplo, en una tubería de agua los metros cúbicos por segundo que circulan a través de un plano transversal a la tubería.

$$Q = A \cdot v = \frac{V}{t}$$

Ecuación 5

Donde:

Q = Caudal [m^3/s].

A = Área [m^2].

v = Velocidad [m/s].

V = Volumen desplazado [m^3].

t = Tiempo [s].

4.1.1.4 Ecuación general de la energía.

Esta es la extensión de la ecuación general de la energía lo que posibilita resolver problemas en los que hay pérdidas y ganancias de energía.

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g}$$

Ecuación 6

Donde:

$\frac{P_1}{\gamma}; \frac{P_2}{\gamma}$ = Altura de presiones [m].

$Z_1; Z_2$ = Altura geodésicas [m].

$\frac{V_1^2}{2g}; \frac{V_2^2}{2g}$ = Altura de velocidades [m].

h_A = Energía añadida a la bomba [W].

h_R = Energía que se remueve del fluido.

h_L = Suma de todas las pérdidas en la tubería.

4.1.1.5 Potencia que requieren las bombas.

Robert (2006), manifiesta que la potencia se define como la rapidez a que realiza un trabajo. En mecánica de fluidos se modifica dicho enunciado y se considera que la potencia es la rapidez con que se trasfiere energía.

Entonces la potencia que una bomba agrega a un fluido se denota por la siguiente ecuación:

$$P_A = \gamma * h_A * Q$$

Ecuación 7

Donde:

γ = Peso específico del fluido que circula a través de la bomba.

h_A = Energía que se agrega al fluido.

Q = Flujo volumétrico del fluido.

Eficiencia mecánica de las bombas.

Según (Mott R. L., 2006), manifiesta al término eficiencia como la relación de la potencia transmitida por la bomba al fluido a la potencia que se suministra a la bomba, debido a las pérdidas de energía por fricción mecánica en los componentes de la bomba, fricción del fluido y turbulencia excesiva en esta, no toda la potencia de entrada se trasmite al fluido.

Entonces la eficiencia mecánica de una bomba viene dada por:

$$e_m = \frac{\text{Potencia transmitida al fluido}}{\text{Potencia de entrada a la bomba}} = \frac{P_B}{P_{EA}} = \frac{P_S}{P_E} \quad \text{Ecuación 8}$$

El valor de la eficiencia mecánica de las bombas no solo depende del diseño de estas, sino también de las condiciones en que operan, en particular de la carga total y del flujo volumétrico. Para las bombas centrífugas, utilizadas sobre todo para transferir o hacer circular líquidos, la eficiencia va de 50 a 85%, mientras tanto los valores de la eficiencia para bombas de potencia de desplazamiento positivo, se reportan de manera diferente que los valores de las bombas centrífugas. (Mott R. L., 2006, pág. 208).

4.1.1.6 Ecuación de Bernoulli generalizada.

Claudio Mataix (1982) Afirma, si la corriente atraviesa una o varias máquinas que suministran energía (bombas) experimentan un incremento de energía que, expresada en forma de altura se denomina $\sum H_A$. Asimismo si la corriente atraviesa una o varias máquinas a las que cede energía (turbinas) experimenta un decremento de energía que expresada en forma de altura se denomina $-\sum H_R$ (pág. 202).

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - \sum h_{L1-2} + \sum h_A - \sum h_R = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde:

$P_1/\rho g, P_2/\rho g$ = Altura de presión.

z_1, z_2 = Alturas geodésicas .

$v_1^2/2g, v_2^2/2g$ = Alturas de velocidad.

$\sum h_{L1-2}$ = Suma de todas las pérdidas hidráulicas entre 1y 2.

$\sum h_A$ = Suma de los incrementos de altura proporcionados por las bombas instaladas entre 1 y 2.

$\sum h_R$ = Suma de los incrementos de altura absorbida por los motores (turbinas) entre 1 y 2.

4.1.1.7 Altura piezométrica (Hp).

Esta altura conocida también como líneas de cotas piezométrica o líneas de carga piezométrica, es igual a la suma de la altura geodésica (Z) más la altura de presión (P/γ).

$$H_p = Z + \frac{P}{\gamma} \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde:

P = Presión.

Z = Altura geodésica.

γ = Peso específico.

4.1.1.8 Altura de bombeo.

Es la suma total que corresponde a la altura física geodésica, más las pérdidas hidráulicas entre 1 y 2 del sistema de bombeo.

$$H_t = Z + \sum h_{L\ 1-2} \quad \text{Ecuación 11}$$

4.1.1.9 Tuberías.

Es un ducto que cumple la función de transportar fluidos de un lugar a otro. Se suele elaborar con diversos materiales, en una variedad amplia de aplicaciones donde tienen ventajas por su peso ligero, facilidad de instalación, resistencia a la corrosión y a los productos químicos y características de flujo muy buenas. Para el diseño pueden ser utilizadas en distribución de agua y gas, drenaje, aguas residuales, irrigación, y minería. Pueden ser compuestos por polietileno (PE), polietileno trenzado (PEX), poliamida (PA), cloruro de polivinilo (PVC) (Mott R. L., 2006, pág. 159).

Régimen de presión en tuberías y accesorios PVC.

La fabricación y control de calidad de la línea de tuberías y accesorios PVC, plastigama, para presión se basa en la norma técnica Ecuatoriana INEN1373, mientras que la fabricación y control

de calidad de la tubería PVC de baja presión se basa en la norma técnica Ecuatoriana INEN 1369 (Tuberías y Accesorios de PVC Y PE BD., 2019).

Por tanto, según la Norma INEN 2497, las tuberías PVC, se utilizan de acuerdo a un régimen de presión. Véase la Tabla 1 (Presión PVC roscable plastigama, s.f.).

Tabla 1. Especificaciones técnicas tubería PVC.

Diámetro	CÓDIGO	Diámetro exterior	Espesor	Diámetro Interior	Presión de trabajo		
Pulg		mm	mm	mm	PSI	MPa	Kg/cm2
1/2	926092	21.34	3.73	13.88	420	2.90	29.5
3/4	926094	26.67	3.91	18.85	340	2.34	23.9
1	926091	33.40	4.55	24.30	320	2.21	22.5
1 1/4	926090	42.16	4.85	32.46	260	1.79	18.3
1 1/2	926089	48.26	5.08	38.10	240	1.65	16.9
2	926093	60.32	5.54	49.24	200	1.38	14.1

Fuente: (Presión PVC roscable plastigama, s.f.).

4.1.1.10 Velocidad de Flujo recomendable en tuberías y ductos.

Son muchos los factores que influyen para lograr una velocidad de flujo satisfactoria en los sistemas de fluido. Entre los más importantes; son el tipo de fluido, la longitud del sistema de flujo, el tipo de tubería o tubo, la caída de presión que pueden tolerarse, los dispositivos (Bombas, válvulas, y otros más) que han de conectarse a la tubería o tubo, temperatura, presión y ruido (Mott R. L., 2006, pág. 162).

Por tanto, la velocidad de flujo recomendable para sistemas de fluidos de potencia se denota en la presente Tabla 2.

Tabla 2. Velocidad de flujo recomendable.

Tipo de servicio	Rango recomendado de velocidad	
	pie/s	m/s
Línea de succión	2-4	0.6-1.2
Línea de retorno	4-13	1.5-4
Línea de descarga	7-18	2-5.5

Fuente: (Mott R. L., 2006).

4.1.1.11 Número de Reynolds, flujo laminar, flujo turbulento y pérdidas de energía.

4.1.1.11.1 Número de Reynolds.

Para el cálculo del número de Reynolds se utiliza la siguiente ecuación.

$$N_R = \frac{V * \rho * D}{\eta} = \frac{V * D}{\nu} \quad \text{Ecuación 12}$$

Donde:

V = Velocidad promedio de flujo [m].

ρ = Densidad del fluido [kg/m^3].

D = Diámetro de la tubería[m].

n = Viscosidad dinámica.

Según (Mott R. L., 2006), el número de Reynolds es un valor adimensional, el cual determina si el fluido es laminar o turbulento en la tubería, por lo cual se debe considerar lo siguiente:

Si N_R para el flujo es < 2000 , el flujo es laminar.

Si N_R para el flujo es > 4000 , el flujo es turbulento.

Si $< 2000 N_R < 4000$, el flujo está en región crítica.

En la presente Tabla 3 muestran los valores de las propiedades del agua en unidades SI.

Tabla 3. Propiedades del agua. Unidades SI.

Temperatura (°C)	Peso específico γ kN/m^3	Densidad ρ Kg/m^3	Viscosidad dinámica n $\text{Pa} \cdot \text{s}$	Viscosidad Cinemática ν m^2/s
0	9.81	1000	1.75×10^{-3}	1.75×10^{-6}
5	9.81	1000	1.52×10^{-3}	1.52×10^{-6}
10	9.81	1000	1.30×10^{-3}	1.30×10^{-6}
15	9.81	1000	1.15×10^{-3}	1.15×10^{-6}
20	9.79	998	1.02×10^{-3}	1.02×10^{-6}
25	9.78	997	8.91×10^{-3}	8.94×10^{-7}
30	9.77	996	8.00×10^{-3}	8.03×10^{-7}

Fuente: (Mott R. L., 2006).

4.1.1.12 Ecuación de Darcy.

Según la Ecuación 6 al término h_L se le definió como la pérdida de energía en el sistema. Una componente de la pérdida de energía es la fricción en el fluido que circula. Para el caso del flujo en tuberías y tubos, la fricción es proporcional a la carga de velocidad del flujo y a la relación de la longitud al diámetro de la corriente, esto se expresa en forma matemática en la siguiente ecuación.

$$h_L = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ecuación 13}$$

Donde:

h_L = Pérdidas de energía debido a la fricción [m].

f = Factor de fricción [adimensional].

L = Longitud de la corriente del flujo [m].

D = Diámetro de la tubería [m].

V = Velocidad promedio del flujo [m/s].

Según (Mott R. L., 2006), esta ecuación se utiliza para calcular la pérdida de energía debido a la fricción en secciones rectilíneas y largas de tubos redondos, tanto para flujo laminar como turbulento. La diferencia entre los dos flujos está en la evaluación del factor de fricción adimensional f como se explica a continuación (pág. 233).

Factor de fricción para flujo laminar.

Para el cálculo, en las pérdidas de energía debido a la fricción en el flujo laminar se utiliza la siguiente ecuación de Hagen Poiseville o mediante la ecuación de Darcy.

$$f = \frac{64}{N_R} \quad \text{Ecuación 14}$$

Factor de fricción para flujo turbulento.

Para el cálculo del coeficiente de fricción en flujo turbulento se utiliza la siguiente ecuación según los autores Prabhata K. Swamee & Akalank K. Jain.

$$f = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2} \quad \text{Ecuación 15}$$

También se puede encontrar con el diagrama de MOODY, en donde se determina el valor de la rugosidad relativa D/ϵ y el N_R con estos valores se busca la intersección en el diagrama para encontrar el factor de fricción.

Rugosidad relativa.

Es la relación del diámetro de la tubería D a la rugosidad promedio de su pared ϵ (épsilon). En la presente Figura 2 se ilustra en forma exagerada este fenómeno de la pared de un tubo y se determina por la siguiente fórmula.

$$D/\epsilon \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde:

D = Diámetro de la tubería [m].

ϵ = Rugosidad del material [m].

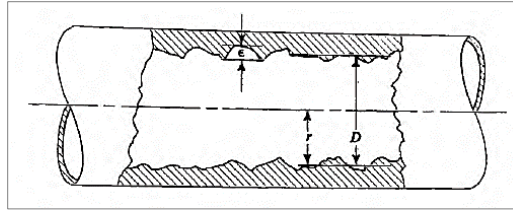


Figura 2. Rugosidad de la pared de un tubo.
Fuente: (Mott R. L., 2006).

En la siguiente Tabla 4 se tiene el valor de la rugosidad promedio de la pared para tuberías nuevas y limpias y tubos existentes comercialmente.

Tabla 4. Valores de diseño de la rugosidad de tubos.

Material	Rugosidad ϵ (m)	Rugosidad ϵ (pie)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	3.0×10^{-7}	1.0×10^{-6}
PVC Y PE	7.0×10^{-6}	2.3×10^{-5}
Tubos extruido; cobre, latón.	1.5×10^{-6}	5.0×10^{-6}
Acero comercial o soldado	4.6×10^{-5}	1.5×10^{-4}
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}	5.0×10^{-4}
Hierro dúctil recubierto	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Hierro dúctil no recubierto	2.4×10^{-4}	8.0×10^{-4}
Concreto bien fabricado	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Acero remachado	1.8×10^{-3}	6.0×10^{-3}

Fuente: (MOTT, Mecánica de fluidos, 2006) & (Almandoz Berrondo).

4.1.1.12.1 Cálculo para pérdidas primarias.

Son las pérdidas de superficie en el contacto del fluido con la tubería (capa límite), rozamiento de unas capas de fluidos con otras (régimen laminar) o de las partículas de fluido entre sí (régimen turbulento). Otro factor de pérdida de energía es la fricción del fluido que circula, para el caso del flujo es proporcional a la carga de velocidad, longitud y del diámetro de la tubería. Esto se expresa con la Ecuación 13 de Darcy, (Mataix, 1982, pág. 206).

4.1.1.12.2 Cálculo para pérdidas secundarias.

Según (Mataix, 1982), manifiesta que estas pérdidas de energía tienen lugar en las transiciones codos, válvulas y en toda clase de accesorios de tubería, además por lo general es pequeña en comparación con las pérdidas en las tuberías.

$$h_L = K \left(\frac{V^2}{2g} \right)$$

Ecuación 17

Donde:

K = Coeficiente de resistencia que se encuentra en tablas [adimensional].

V = Velocidad promedio del flujo en la tubería [m/s].

g = Gravedad [m/s^2].

4.1.1.13 Instalaciones de bombeo.

Se denomina así al conjunto formado por la bomba, por las conducciones y depósitos situados aguas abajo y aguas arriba, La Figura 3 muestra las partes que componen un sistema de bombeo.

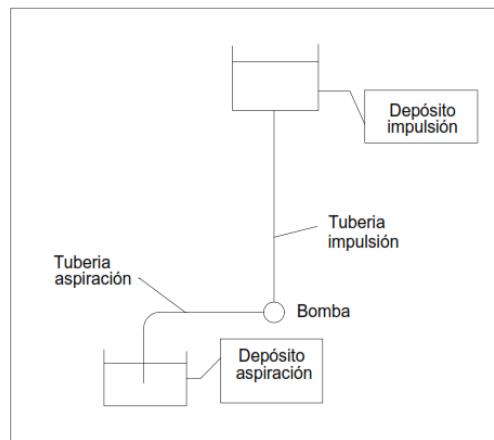


Figura 3. Sistema de bombeo.

Fuente: (Mataix, 1982)& (Almandoz Berrondo).

Se entiende por tuberías de impulsión las que conducen agua desde un punto de cota dada a otro de mayor cota, mediante la fuerza ejercida por una bomba. En el recorrido del agua cabe distinguir dos tramos:

- Tramo de aspiración, que va desde la extracción hasta la bomba.
- Tramo de impulsión, que va desde la bomba a la alimentación.

Según (Pajón, 2000), afirma que para la resolución de problemas de elevación de agua se debe considerar las siguientes datos:

- ❖ Volumen de agua o caudal que se desea elevar.
- ❖ Altura de aspiración, desde el nivel más bajo del agua hasta el eje de la bomba.
- ❖ Altura de impulsión, desde el eje de la bomba hasta el punto más alto de la conducción.
- ❖ Longitud total de aspiración.
- ❖ Longitud total de impulsión.
- ❖ Número de codos, válvulas de retención y demás piezas especiales que supongan una pérdida de carga suplementaria.

4.1.1.14 Altura manométrica de instalación.

La expresión analítica que define la altura manométrica de la instalación es:

$$H_{mi} = \left[Z_2 + \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} \right] - \left[Z_1 + \frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} \right] + hf_{1-2} \quad \text{Ecuación 18}$$

Esta ecuación se basa en la segunda expresión de la altura manométrica (ecuación de Bernoulli).

4.1.1.15 Punto de funcionamiento.

El punto de trabajo de una bomba depende de la característica motriz que presenta y de la característica resistente a vencer. Por tanto, la curva de la bomba H_m y la curva resistente (tubería) H_r tienen la siguiente forma.

$$H_m = f(Q)$$

$$\diamond H_m = AQ^2 + BQ + C$$

$$H_r = f(Q)$$

$$\diamond H_r = Z + hf_{1-2}$$

Donde:

Z = Altura geodésica.

hf_{1-2} = Suma de todas las pérdidas hidráulicas entre 1 – 2.

El punto de operación, de trabajo o funcionamiento de la instalación corresponderá a aquel caudal que iguale la altura motriz a la resistente como se indica en la Figura 4.

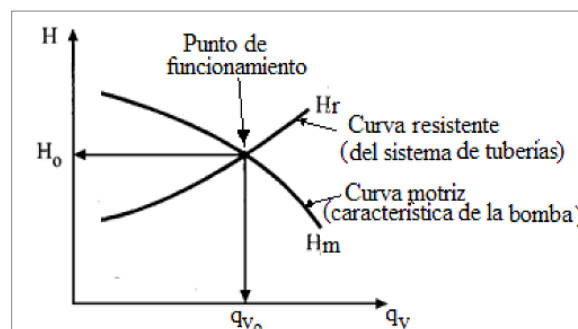


Figura 4. Punto de funcionamiento.
Fuente: (Mataix, 1982).

4.1.1.16 Coeficientes de resistencia para válvulas y acoplamientos.

Accesorios.

Se considera: codos, llaves, té, medidores, y otros elementos de control que intervienen en la conexión para el funcionamiento de todo el sistema de bombeo, son pequeñas en comparación con la pérdida de tuberías. Por esta razón, aquellas reciben el nombre de pérdidas menores.

Válvulas.

Se disponen de muchas clases de válvulas y acoplamientos de distintos fabricantes, para cumplir las especificaciones de las instalaciones de sistemas de circulación de fluidos.

Las válvulas se emplean para controlar la cantidad de fluido que ingresa; pueden ser de globo, ángulo, compuerta, mariposa, cualquier tipo de válvula de verificación como se ilustra en la presente Figura 5.

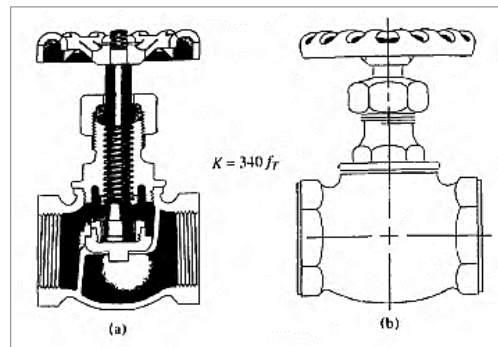


Figura 5. Pérdidas en los accesorios.

Fuente: (Mott R. L., 2006).

Acoplamientos.

Estos dirigen la trayectoria del flujo o hacen que cambie su tamaño, incluye codos de varios diseños, té, reductores, boquillas y orificios que se indican en la presente Figura 6.

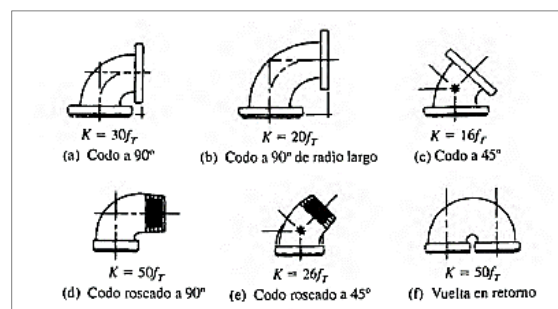


Figura 6. Codos de tuberías.

Fuente: (Mott R. L., 2006).

4.1.1.17 Cálculo del coeficiente K.

Según Robert Mott (2006), las pérdidas de energía que tienen lugar cuando el fluido circula por una válvula o acoplamiento se calcula mediante la Ecuación 17, sin embargo el método para determinar el coeficiente de resistencia K para cada accesorio se hace uso de la siguiente ecuación.

$$K = \left(\frac{L_e}{D} \right) f_t \quad \text{Ecuación 19}$$

Donde:

L_e = Longitud equivalente.

D = Diámetro interior de la tubería [m].

f_t = Factor de fricción en la tubería.

Los valores para f_t varían según el tamaño de la tubería y la válvula, lo que hace que el valor del coeficiente de resistencia K también varíe. A continuación, en la siguiente Tabla 5, presenta una lista de los valores de $\left(\frac{L_e}{D} \right)$, llamado relación de longitud equivalente para cada accesorio.

Tabla 5. Resistencia de válvulas y acoplamientos, expresada como longitud equivalente.

Tipo	Longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D
Válvula de globo abierta por completo	340
Válvula de ángulo abierta por completo	150
Válvula de compuerta abierta por completo	8
3/4 abierta	35
½ abierta	160
¼ abierta	900
Válvula de verificación tipo giratorio	100
Válvula de verificación tipo bola	150
Válvula de mariposa abierta 2 a 8 pulgada	45
10 a 14 pulg	35
16 a 24 pulg	25
Válvula de pie- tipo disco de vástago	420
Válvula de pie- tipo disco de bisagra	75
Codo estándar a 90°	30
Codo a 90° de radio largo	20
Codo roscado a 90°	50
Codo estándar a 45°	16
Codo roscado a 45°	26
Vuelta cerrada en retorno	50
Té estándar con flujo directo	20
con flujo en el ramal	60

Fuente: (Mott R. L., 2006).

4.2 GENERALIDADES DE LAS BOMBAS HIDRÁULICAS.

4.2.1 Introducción.

Una bomba hidráulica o bomba de agua es una máquina generadora capaz de transformar la energía con la que es accionada (generalmente energía mecánica o eléctrica) en energía del fluido incompresible que intenta mover. Dicho de otra manera, suministra al fluido el caudal y la presión necesaria para cumplir determinada función. El fluido incompresible puede ser líquido o una mezcla de líquidos y sólidos como puede ser el hormigón antes de fraguar o la pasta de papel. Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su presión, su velocidad o su altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli. En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión o altitud a otra de mayor presión o altitud.

En el sentido más amplio del término, una bomba hidráulica es una máquina que absorbe energía mecánica y entrega al líquido que la atraviesa energía hidráulica, las bombas se emplean para impulsar toda clase de líquidos. (Mataix, 1982, pág. 355)

4.2.2 Definición y clasificación de las bombas hidráulicas.

Una bomba es una máquina destinada al transporte y elevación de líquidos, para lo cual absorbe fluido dentro de sí misma a través de un orificio de entrada y lo impulsa hacia fuera a través de una lumbrera de salida. Para accionarlas precisan de la energía proporcionada por un motor, que suele ser en la mayoría de los casos eléctricos, y en otros de combustión.

En la industria y en la agricultura se presentan con mucha frecuencia problemas de transporte de líquidos a través de sistemas de tuberías, debiendo vencer presiones y desniveles, que hacen necesario el empleo de unas máquinas hidráulicas denominadas bombas (YEPEZ, 2008).

4.2.2.1 Según el principio de funcionamiento.

Su principal clasificación de las bombas hidráulicas según el funcionamiento en que se base tenemos:

Bombas volumétricas o de desplazamiento positivo.

Toda bomba de pistón o de émbolo, tiene como elemento principal de trabajo un pistón que se mueve dentro de un cilindro, la succión del pistón aspira el agua y el empuje del mismo lo envía

con más o menos presión por la tubería. Para ello necesita válvulas que por el mismo empuje de agua cierra o abren las salidas. Hoy en día son utilizadas normalmente para el bombeo de pequeños caudales a grandes alturas.

Estas bombas pueden ser de simple o doble efecto como se ilustra en la Figura 7, además este tipo de bombas pueden subdividirse en:

❖ Bombas de émbolo alternativo.

En las que existe uno o varios compartimientos fijos, pero de volumen variable por la acción de un émbolo o de una membrana. En estas máquinas, el movimiento del fluido es discontinuo y los procesos de carga y descarga se realizan por válvulas que abren y cierran alternativamente, algunos ejemplos de este tipo de bombas son las bombas alternativas de pistón, bomba rotativa de pistones.

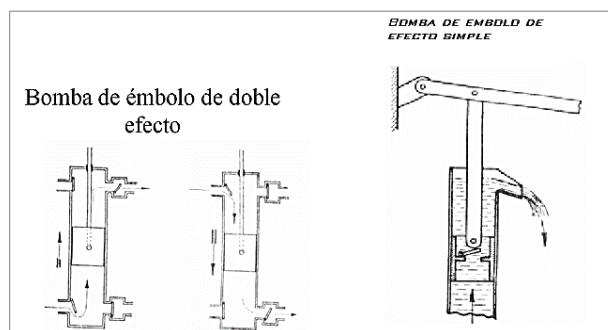


Figura 7. Bomba de simple y doble efecto.
Fuente: (Bombas Hidráulicas, 2019).

Bombas volumétricas rotativas o rotoestáticas.

En las que una masa fluida es confinada en uno o varios compartimientos que se desplazan desde la zona de entrada de baja presión, hasta la zona de salida de alta presión, como ejemplos tenemos; bombas de paletas, bomba de lóbulos, bomba de engranajes y bomba de tornillo.

❖ Bombas rotodinámica.

Su principio de funcionamiento se basa en el intercambio de cantidad de movimiento entre la máquina y el fluido. Aplicando la hidrodinámica. En este tipo de bombas hay uno o varios rodets con alabes que giran, generando presiones en el fluido. En este tipo de máquinas el flujo del fluido es continuo, además se subdividen en:

✓ **Bombas radiales o centrífugas.**

Son las que han adquirido mayor relevancia por sus grandes posibilidades y vasto campo de aplicación, habiendo remplazado casi por entero a las de desplazamiento positivo. Su funcionamiento se basa cuando el movimiento del fluido sigue una trayectoria perpendicular al eje del rodete impulsor.

✓ **Bombas axiales o centrífugas.**

Cuando el fluido pasa por los canales de los álabes siguiendo una trayectoria contenida en un cilindro.

✓ **Bombas diagonales o eólico centrífugas.**

Cuando la trayectoria del fluido se realiza en otra dirección entre las anteriores, es decir, en un cono coaxial con el eje del rodete.

Su gran velocidad de funcionamiento, permite su accionamiento directo por motores eléctricos. (Datos Técnicos de Hidráulica Bombas, 2018).

Las bombas atendiendo a su forma de trabajo se pueden clasificar en diversos criterios:

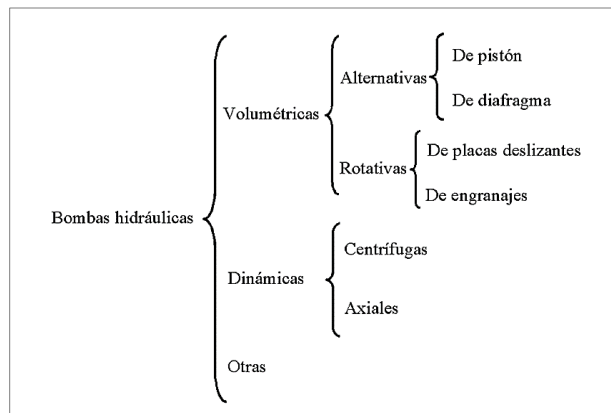


Figura 8. Clasificación de las bombas hidráulicas.
Fuente: (YEPEZ, 2008).

4.2.2.2 Según su régimen de funcionamiento.

Bombas de caudal constante.

En este tipo de bombas el caudal de salida es proporcional al régimen de giro de la bomba, es decir, que el caudal de líquido desplazado por cada revolución es el mismo volumen de fluido en unidad de tiempo.

Bombas de caudal variable.

En estas el caudal a la salida es independiente de la velocidad de la bomba, por lo que el caudal de líquido desplazado por cada revolución es variable en cada unidad de tiempo. En este caso el caudal desplazado es el que necesita el sistema.

4.2.3 Consideraciones técnicas de las bombas hidráulicas.

Las bombas hidráulicas tienen la capacidad de trabajar de manera manual o con un motor eléctrico generalmente trifásico, aunque también en zonas más alejadas de la corriente eléctrica puede gestionarse el trabajo de la bomba a través de un motor de combustión fósil.

Para poder elegir con precisión una bomba hidráulica necesaria para las distintas funciones se debe tener en cuenta ciertos valores técnicos y otros aspectos que serán determinantes.

- ❖ **Cilindrada.**- Es el volumen de fluido desplazado según la rotación completa del eje de la bomba [cm^3/r], donde r son las revoluciones.
- ❖ **Rendimiento Volumétrico.** - Nunca es del 100%, por dos causas, el rendimiento total y por la presión, este rendimiento se mide por la relación existente entre el caudal efectivo de la bomba y el teórico.
- ❖ **Caudal.** - Es el que se calcula gracias a la multiplicación de la cilindrada, por la velocidad de giro, por el rendimiento volumétrico sobre 1000. Con ese resultado se sabrá cuál es el caudal que se requiere de la bomba.
- ❖ **Cavitación.** - Es un fenómeno físico que se produce cuando el fluido tiene dificultad de ser aspirado por la bomba, por lo cual, se pierde presión, dando lugar a burbujas en el propio fluido. Las burbujas están constituidas por los vapores del propio fluido. (SAAVEDRA, 2019).

4.2.4 Características y campos de aplicación de las bombas hidráulicas.

En la Tabla 6 se adjunta las características más importantes de las bombas hidráulicas de pistón frente a las dinámicas (Centrífugas y Axiales).

Tabla 6. Características de las bombas hidráulicas.

PARÁMETRO	BOMBAS VOLUMÉTRICAS	BOMBAS DINÁMICAS
Altura de elevación	Media y alta	Baja y media
Capacidad (Gasto)	Poco	Medio y grande
Auto succión	Buena	Falta (con excepción de bombas especiales de auto succión).
Velocidad (Giros)	Baja	Media y alta
Peso de máquina por capacidad.	Grande	Pequeño
Capacidad para transportar líquidos con partículas sólidas.	Limitada	Buena
Costo de mantenimiento	Altos	Bajos
Ruido producido	Mayor	Menor
Costo de máquina por unidad de potencia	Alto	Bajo
Tiempo de trabajo sin mantenimiento	Corto	Largo

Fuente: (YEPEZ, 2008).

En cuanto al campo de aplicación estas bombas se convierten como una excelente alternativa para el uso racional de energía en la industria.

Entre sus principales aplicaciones se destacan:

- ❖ Pueden ser utilizadas para suministro residencial, pequeños riegos, de granjas ganadera, avícolas, porcinas.
 - ❖ Sistemas de abastecimiento de agua para bebederos en el campo de la ganadería.
 - ❖ Manejo y elevación de agua para riego en la agricultura.
 - ❖ Elevación de agua de pozos para el abastecimiento de poblaciones.
- (VENEQUIRCA,Venezolana de equipos y repuestos, 2019).

4.2.5 Máquinas hidráulicas de desplazamiento positivo bombas de émbolo.

4.2.5.1 Introducción.

Las máquinas de desplazamiento positivo, motores y bombas constituyen el objeto importante de las máquinas hidráulicas, estas máquinas en cuya teoría es mucho más sencilla que del turbo máquinas puesto que comprende el grupo compuesto por los cilindros hidráulicos y neumáticos y las bombas y motores rotativos.

Los equipos volumétricos, también llamados de desplazamiento positivo, producen el movimiento del fluido mediante la variación del volumen de la cámara donde se aloja este en el interior del equipo, forzándolo a desplazarse hacia el conducto de salida. La característica más común de este tipo de equipos, es que se logren grandes presiones de trabajo, aunque manipulando caudales relativamente pequeños en comparación con las máquinas centrífugas y axiales. (Ramos, 1994)

4.2.5.2 Bombas de pistón.

Las bombas de pistones han sido empleadas para el trasiego de agua desde tiempos tan remotos como los siglos V y VI antes de nuestra era, por esta razón, pueden considerarse las precursoras de las bombas actuales, ya que, hasta la aparición de las bombas centrífugas, en la segunda mitad del siglo XIX, las bombas de pistones acapararon el bombeo de los más diversos tipos de fluidos.

Actualmente, las bombas de pistones, se emplean en aquellas aplicaciones donde se requiere trabajar con altos valores de carga (50-100) MPa y gastos relativamente pequeños. Algunas de las aplicaciones más comunes de estas bombas es su empleo para la inyección de agentes químicos en los domos de las calderas de las centrales termoeléctricas, bombeo de agua a grandes alturas, bombeo de aceite para sistemas de accionamiento hidráulico etc. (Ramos, 1994)

4.2.5.3 Principio de funcionamiento.

Funcionamiento General.

Una bomba de pistón es una bomba hidráulica que genera el movimiento en el mismo mediante el movimiento de un pistón. Las bombas de pistones son del tipo bombas volumétricas, y se emplean para el movimiento de fluidos a alta presión o fluidos de elevadas viscosidades o densidades.

Cada movimiento del pistón desaloja, en cada movimiento un mismo volumen de fluido, que equivale al volumen ocupado por el pistón por cada carrera del mismo.

La elevación de la presión del líquido se produce al ser desalojado de las cámaras de trabajo por el movimiento alternativo de un impulsor en forma de pistón dentro de un cilindro, generalmente este sistema es accionado por un mecanismo de biela–manivela, aunque también se puede utilizar otros mecanismos como levas excéntricas, o yugo escocés.

Este tipo de bombas suelen tener válvulas de aspiración e impulsión que regulan el movimiento del líquido en el cilindro, de forma que mientras se está llenando, la válvula de aspiración permanece abierta y la de impulsión cerrada y al revés, mientras se está vaciando.

Estas válvulas se abren por la acción del gradiente de presiones y se cierran por su propio peso o mediante algún mecanismo con muelle. Según el número de cámaras de trabajo se dividen en bombas de simple efecto ($z = 1$) y de doble efecto ($z = 2$).

En la bomba de simple efecto (Figura 9), el líquido es impulsado únicamente durante media vuelta de la manivela y es aspirado durante la segunda media vuelta. Por ello el caudal suministrado es muy irregular. (SÁNCHEZ, 2012).

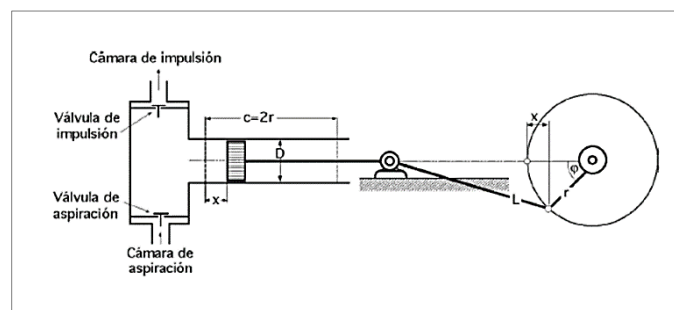


Figura 9. Bombas de émbolo de simple efecto.
Fuente: (SÁNCHEZ, 2012).

En la carrera descendente.

Cuando el pistón inicia la carrera descendente hacia el PMB (punto muerto bajo o punto muerto inferior) crea en el interior del cilindro una depresión que implica, que, en su interior, la presión sea inferior a la existente en la parte superior de la válvula, es decir, en el conducto de aspiración la válvula se abre (“baja”) y el fluido entra en el cilindro (Figura 10).

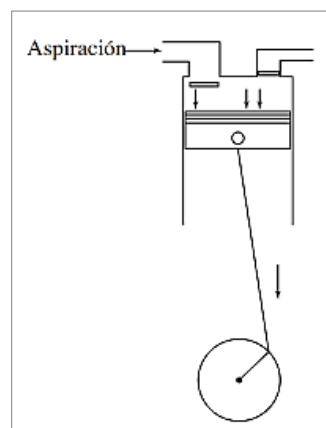


Figura 10. Carrera descendente, aspiración del fluido.
Fuente: (SÁNCHEZ, 2012).

El fluido entra en el cilindro hasta que se igualen las dos presiones, y en teoría debería ser en cantidad igual a la correspondiente al volumen del cilindro, pero realmente hay unos factores que impiden que entre esa cantidad.

La válvula de descarga permanece cerrada, por la alta presión existente en el conducto de descarga mientras el pistón se va acercando al PMB y la válvula de aspiración continúa abierta. Así, cuando el pistón llega al PMB, la válvula de aspiración está abierta y la de descarga cerrada.

En la carrera ascendente.

Cuando el pistón rebasa el PMB se inicia la carrera ascendente, y la válvula de aspiración se cierra, porque la presión en el interior del cilindro es superior a la existente en el conducto de aspiración. Con las dos válvulas cerradas se inicia la compresión del fluido (Figura 11A), y se produce:

- ❖ Una disminución del volumen.
- ❖ Un aumento de presión y temperatura, hasta que la primera alcanza un valor tal que hace que se abra (levante) la válvula de descarga.

En la (Figura 11 B), se puede apreciar que poco antes de que el pistón llegue al PMA (punto muerto alto o punto muerto superior), la válvula de descarga abre ("hacia fuera"), porque la presión en el interior del cilindro, en la carrera ascendente, es superior a la del conducto de descarga y "levanta" la válvula. Una vez rebasado el PMA, y con la válvula de descarga cerrada, se reinicia el ciclo.

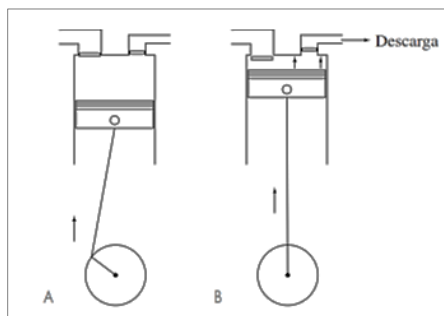


Figura 11. Carrera del pistón ascendente A y Compresión descarga B.
Fuente: (FERNÁNDEZ, s.f.).

Este proceso de variación de la presión en el cilindro se puede representar en un diagrama P contra S, donde; S, representa el desplazamiento del pistón en el cilindro.

El diagrama de la Figura 12, muestra un proceso ideal, ya que no se representa en él, las resistencias hidráulicas, es decir que no existe rozamiento de las válvulas de admisión y descarga, y además se considera que la abertura y cierre de las mismas ocurre instantáneamente al llegar el pistón a los puntos extremos de su recorrido. A la distancia entre estos dos extremos se le denomina carrera del pistón y se le designa por la letra S.

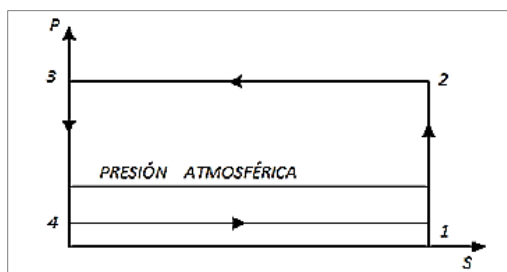


Figura 12. Variación de la presión durante el movimiento del pistón en el cilindro.
Fuente: (Ramos, 1994).

El proceso real se muestra en la Figura 13, donde se puede apreciar que el proceso de abertura y cierre de las válvulas no es instantáneo, lo que se demuestra por la inclinación de las líneas 1-2 y 3-4. También se puede apreciar que es necesario que la presión en el cilindro sea mayor que la presión de descarga para que se abra la válvula venciendo la inercia de esta y que además se produce una cierta inestabilidad hasta que finalmente ocurre un proceso a presión constante.

En la válvula de admisión ocurre algo similar, siendo necesario que la presión en el cilindro sea ligeramente inferior a la de admisión para que se abra la válvula.

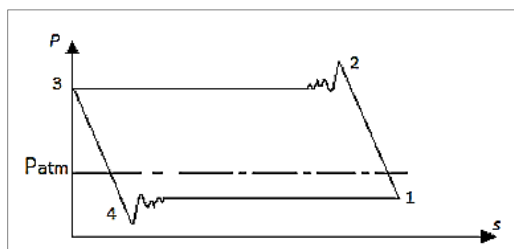


Figura 13. Variación real de la presión en el interior del cilindro.
Fuente: (Ramos, 1994).

Este diagrama puede construirse prácticamente con la ayuda de un registrador de presión acoplado al movimiento del pistón, denominándose diagrama del indicador. La construcción del diagrama indicador permite conocer el estado técnico de la bomba como se mostrará posteriormente. En dependencia de que el pistón trabaje por una o por dos caras, la bomba será de simple efecto como la mostrada en la Figura 9, o de doble efecto mostrada en la presente Figura 14. Para la bomba de doble efecto, tiene la ventaja que produce la descarga del líquido

cuando se desplaza en cualquiera de los dos sentidos de su carrera lo que implica que aumente al doble la capacidad de la bomba.

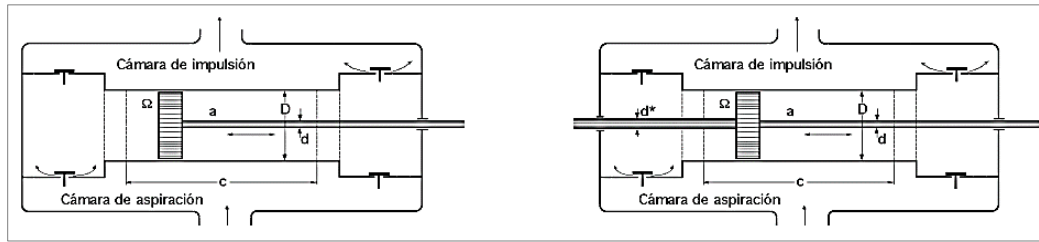


Figura 14. Esquema de cuerpo de bomba de émbolo de doble efecto.

Fuente: (SÁNCHEZ, 2012) (FERNÁNDEZ, s.f.).

4.2.5.4 Principio del desplazamiento positivo.

En el interior del cilindro de la presente Figura 15, que se mueve un émbolo con movimiento uniforme y velocidad v hay un fluido a la presión p , se supone que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos o indeformables y que el fluido es incompresible.

El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada F , el émbolo al moverse desplaza al fluido a través del orificio, si el émbolo recorre un espacio l hacia la izquierda el volumen ocupado por el líquido se reducirá en un valor igual a Al donde A es el área transversal del émbolo, como el fluido es incompresible el volumen del fluido que sale por el orificio será también Al (MATAIX_Claudio, 1986).

El tiempo t empleado en recorrer la distancia l es:

$$t = \frac{l}{v}$$

Ecuación 20

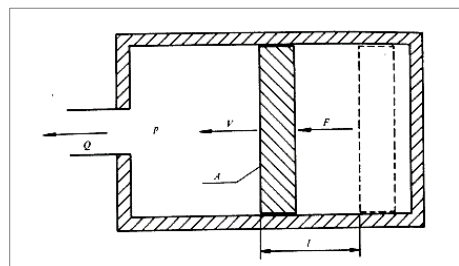


Figura 15. Principio de desplazamiento positivo.

Fuente: (MATAIX C. , Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas).

El caudal Q o volumen desplazado en la unidad de tiempo será:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{A \cdot l}{t} = A \cdot v$$

Ecuación 21

Si no hay rozamiento la potencia comunicada al fluido es:

$$P = F \cdot v$$

Ecuación 22

Donde:

$$F = \rho \cdot A \cdot v$$

$$F = \text{Fuerza [N]}.$$

$$v = \text{Velocidad [m/s]}.$$

$$P = F \cdot v = \rho \cdot A \cdot v^2 = Q \cdot \rho \cdot v$$

Ecuación 23

Donde:

$$F \cdot v = \text{Potencia mecánica [W]}.$$

$$Q \cdot \rho \cdot v = \text{Potencia hidráulica [W]}.$$

(MATAIX_Claudio, 1986), afirma que, el esquema de la Figura 15 pueda funcionar como bomba (absorbe potencia mecánica= $F \cdot v$), o como motor (entrega potencia hidráulica = $Q \cdot \rho \cdot v$).

4.2.5.5 Funcionamiento de los componentes.

Conjunto mecanismo yugo escocés.

Este mecanismo realiza básicamente la misma función a los movimientos de una manivela simple, con la única diferencia de que el yugo escocés se emplean menos elementos para su transmisión; es empleado en aplicaciones en donde se requiere transformar un movimiento de rotación en otro movimiento recto o viceversa un movimiento rectilíneo alternativo (de una guía) en un movimiento de rotación (de una manivela y su árbol). (Mecanismos de transformación de movimiento, 2019)

Comparándolo con un mecanismo de biela-manivela el mecanismo yugo escocés tiene las siguientes ventajas:

- ❖ Menos piezas móviles.
- ❖ Funcionamiento más suave (en el sentido de aceleraciones más pequeñas).
- ❖ Velocidad menor en los extremos (PMS punto muerto superior y PMI punto muerto inferior y por tanto tiempo de recorrido más largo cerca de los puntos indicados).

Entre sus desventajas se detallan:

- ❖ Posible desgaste en el ojal colis de la guía y el cojinete correspondiente, por culpa del movimiento alternativo y las altas presiones que complican la lubricación.
- ❖ Pérdidas de calor en el P.M.S.

La siguiente Figura 16 (a), muestra la forma y las partes de este mecanismo; la Figura 16 (b), muestra la forma como se genera el movimiento armónico simple. El radio r gira a una velocidad angular constante ωr , y la proyección del punto P sobre el eje de las x se mueve con movimiento armónico simple. (Wiley, 2007).

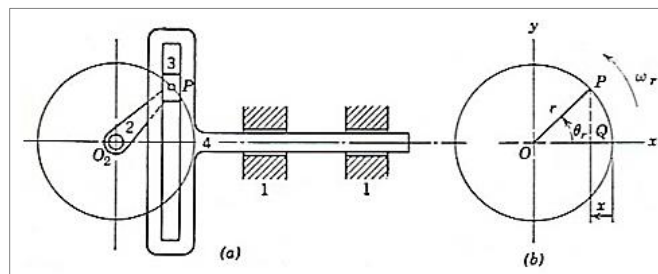


Figura 16. Mecanismo Yugo escocés.
Fuente: (Wiley, 2007).

Las piezas que componen el mecanismo son:

- ❖ **Pieza 0.**-Eslabón fija o tierra.
- ❖ **Pieza 2.**-Eslabon dos o barra de entrada.
- ❖ **Pieza3.**- Pasador vertical.
- ❖ **Pieza 4.**- Seguidor.

Conjunto pistón / sistema de bombeo.

El conjunto pistón/ sistema de bombeo se monta contra un disco metálico denominado mecanismo (biela-rodillo, vástago). Este montaje que contiene el sistema hidráulico de las bombas de pistón, está formado por una cápsula de aire, un cilindro, el conjunto del pistón, válvulas de admisión y retención, estas últimas ubicadas en la parte superior de la cabeza de bombeo sirven para impulsar el líquido hacia la tubería de descarga.

Según (Manual de bombas ZM, s.f.), manifiesta que el caudal desplazado puede aumentar o disminuir modificando el cambio de recorrido de los pistones como se indica en la Figura 17.

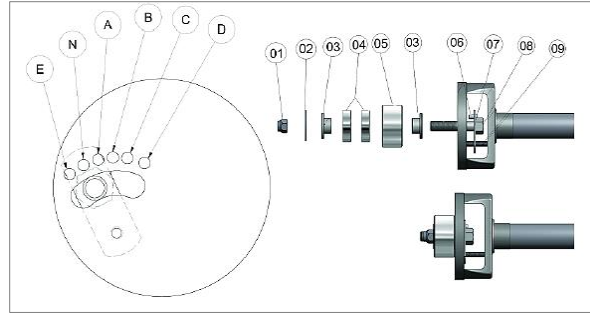


Figura 17. Conjunto cabeza de bombeo.
Fuente: (ZM BOMBAS manual de uso, 2019).

Conjunto relación transmisión.

Las bombas hidráulicas de pistón ZM Maxxi basan su funcionamiento gracias a una rueda hidráulica, y mediante laboratorio se acciona por medio de un motor eléctrico de inducción trifásico (asíncrono jaula de ardilla), el motor acciona un juego de engranajes helicoidales que trasforma la velocidad de rotación en movimiento angular. Este sistema de reducción de velocidad, a su vez, mueve el bloque de eje excéntrico que convierte la rotación en movimiento alternativo.

Conjunto válvulas.

Las válvulas de admisión y descarga de las bombas de pistón desempeñan un papel importante en la eficiencia del trabajo de bombeo, la velocidad con que las válvulas se abren y cierran, y la hermeticidad que garantizan durante los procesos de succión y descarga, determinan la cantidad de las mismas y la eficiencia del proceso de bombeo.

Aunque existen distintos diseños, las válvulas más empleadas para este tipo de bombas de pistón son las esféricas compuestas por un elemento esférico (bola), una guía y un asiento, el flujo de materia en la dirección de paso levanta la bola de su asiento, permitiendo el paso de líquido a través de los canales de la guía. El flujo en la dirección opuesta, fuerza la bola hacia abajo, encajándola contra el asiento. La guía permite la rotación de la bola, pero limita los movimientos verticales y laterales, minimizando su deslizamiento y el flujo de líquido en dirección contraria a la de paso. Para funcionar correctamente, la válvula debe instalarse en posición vertical, puesto que la bola retorna a su posición inicial (asiento) por acción de la gravedad. Véase la Figura 18 (Ramos, 1994)

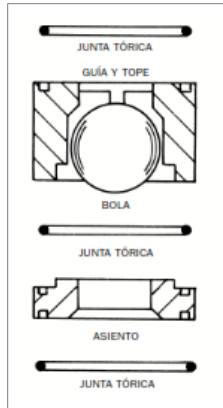


Figura 18. Conjunto Válvulas.

Fuente: (PULSA Series, Bombas dosificadoras de membrana., s.f.).

Elementos de junta de pistón.

Según (Ramos, 1994), manifiesta que en las bombas se emplean fundamentalmente dos tipos de pistones, los de tipo disco y los llamados émbolos buzo. Los de disco son los de construcción más sencilla y en dependencia de las presiones de trabajo estos pueden emplear zapatillas de cuero, o anillos metálicos.

El sistema más común utiliza copas de cuero de pistón y se emplean en la mayoría de estas bombas. La vida útil de estos elementos de estanquidad depende de diversos factores, tales como; la velocidad de carrera, la temperatura o la presión, y la calidad del líquido al ser bombeado es decir que no lleve ningún tipo de sedimentos. La sustitución de los mismos debe ser efectuada cuando el rendimiento hidráulico (volumen de agua bombeada) no sea satisfactorio.

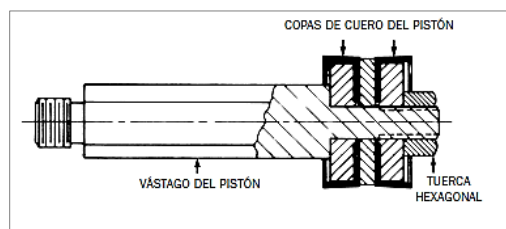


Figura 19. Elementos de junta copas de cuero de pistón

Fuente: (PULSA Series, Bombas dosificadoras de membrana., s.f.).

4.2.5.6 Campanas de aire.

Según (Ramos, 1994), manifiesta que estos componentes son recipientes herméticos que se conectan en las tuberías de succión y de descarga de las bombas de pistones, y mantienen encerrados ciertos volúmenes de aire, en las bombas de pistones y estos se emplean con el fin

de disminuir esta resistencia creada por las fuerzas de inercia, incrementar la capacidad de succión de las bombas y disminuir las pulsaciones de gasto.

4.2.5.7 Caudal de las bombas de émbolo.

En resumen, las bombas de émbolo se adaptan a grandes presiones y pequeños caudales y las bombas rotodinámica (centrífugas y axiales), a pequeñas presiones y grandes caudales. Para aumentar el caudal en ellas hay que aumentar el tamaño de la máquina, en general el caudal de una de bomba de émbolo se determina por las dimensiones del cilindro de trabajo, el número de carreras del émbolo o la frecuencia de rotación del árbol de la bomba y la cantidad de cilindros, la Figura 20, indica el campo de aplicación de los diferentes tipos de bombas. (Mataix, 1982).

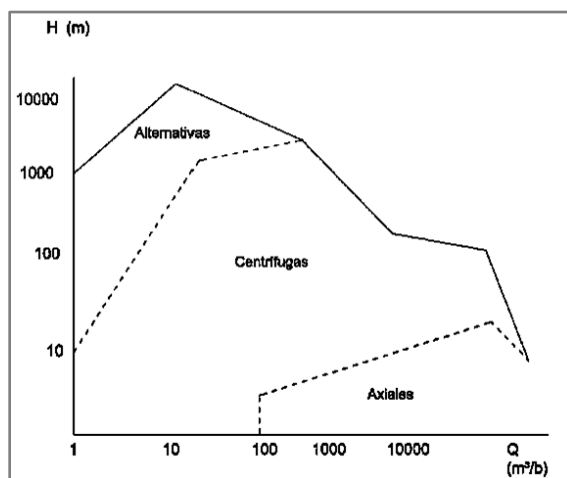


Figura 20. Campo de aplicación de las bombas hidráulicas.
Fuente: (MATAIX_Claudio, 1986, pág. 558).

4.2.5.8 Caudal teórico, caudal real.

$$Q_t = \frac{A \cdot n \cdot s}{60} [\text{m}^3/\text{s}]$$

Ecuación 24

Donde:

A = Área transversal del émbolo [m²].

s = Carrera del pistón [m].

n = Frecuencia de giro el cigüeñal [R. P. M.].

A. s = D desplazamiento o volumen desplazado en una revolución [m³].

El caudal real es menor que el teórico, a causa de las fugas debido al retraso de cierre en las válvulas. Además, por el aire mezclado con el líquido impulsado que se desprende a causa del vacío creado por la bomba y que penetra por el tubo de aspiración.

La disminución del caudal útil también se debe al caudal de retroceso que circula por estas bombas por el juego entre el émbolo y el cilindro dilatado sobre todo en las grandes presiones. Estas pérdidas se tienen en cuenta en el rendimiento volumétrico (Mataix, 1982, pág. 560).

$$n_v = \frac{Q_{\text{Real}}}{Q_{\text{Teórico}}} = \frac{4(60)Q_{\text{Real}}}{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot n} \quad \text{Ecuación 25}$$

Según (Ramos, 1994), manifiesta que el rendimiento volumétrico que evalúa el sellaje entre el pistón y el cilindro, y el sellaje de las válvulas, así como su rapidez al cerrarse, además evalúa la relación entre el volumen real y el teórico que debería entregar la bomba y generalmente, se encuentra en el entorno de 0,7 a 0,97.

Por tanto, el gasto que entrega una bomba de pistón se puede determinar por la siguiente ecuación.

$$Q_R = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot n \cdot s}{4(60)} n_v \text{ [m}^3\text{/s]} \quad \text{Ecuación 26}$$

4.2.5.9 Potencia y rendimientos.

Para determinar la potencia indicada o interior de una bomba de pistones se emplea el diagrama del indicador Figura 12.

El trabajo del émbolo durante las carreras de aspiración y descarga se puede calcular como:

$$T_{\text{asp}} = P_m \cdot A_p \cdot S \quad \text{Ecuación 27}$$

Donde:

P_m = Potencia media indicada ($P_m = P_1 + P_2$).

A_p = Área del pistón.

S = Carrera del pistón.

La potencia indicada o potencia interna de una bomba de émbolo será:

$$P_i = \frac{P_m \cdot A_p \cdot S \cdot n}{60 \cdot 1000} \text{ [Kw]} \quad \text{Ecuación 28}$$

Y el rendimiento interno se expresa como:

$$n_i = \frac{P_b}{P_i} \quad \text{Ecuación 29}$$

Donde:

P_b = Potencia Útil de una bomba de émbolo[W].

$$P_b = \rho * g * H * Q \text{ [W].} \quad \text{Ecuación 30}$$

La potencia medida en Vatios, el rendimiento total (n_T) en las bombas de émbolo oscila de 0,70 a 0,92 según el tamaño, tipo y calidad de construcción.

Rendimiento de una bomba.

Este valor se expresa como una relación adimensional la cual varía con la velocidad y el caudal.

$$n_b = \frac{P_b}{P_a} \quad \text{Ecuación 31}$$

Donde:

P_b = Potencia útil de la bomba [W].

P_a = Potencia de accionamiento [W].

Rendimiento total.

Tiene en cuenta todas las pérdidas en la bomba, así como también resulta del producto del rendimiento volumétrico y rendimiento mecánico.

$$n_b = n_h * n_m \quad \text{Ecuación 32}$$

Donde:

n_h = Rendimiento hidráulico.

n_m = Rendimiento mecánico.

$$n_T = \frac{P_H}{P_a} \quad \text{Ecuación 33}$$

$$n_T = n_v * n_m * n_h \quad \text{Ecuación 34}$$

Potencia de accionamiento P_a .

Es la potencia en el eje de la bomba o potencia mecánica que la bomba absorbe, esta potencia según la mecánica tiene la siguiente expresión:

$$P_a = M\omega = \frac{2\pi}{60}nM \text{ [W]}$$

Ecuación 35

Donde:

M = Par motor [N.m].

ω = Velocidad angular [rad/s].

4.2.5.10 Trabajo conjunto de la bomba y el sistema de tubería.

Según (Ramos, 1994), manifiesta que la característica teórica de H contra Q de una bomba de pistones es una línea recta de gasto constante y la característica real comenzara a separarse de la teórica a partir de H=0 hacia la zona de gastos menores. Véase la Figura 21.

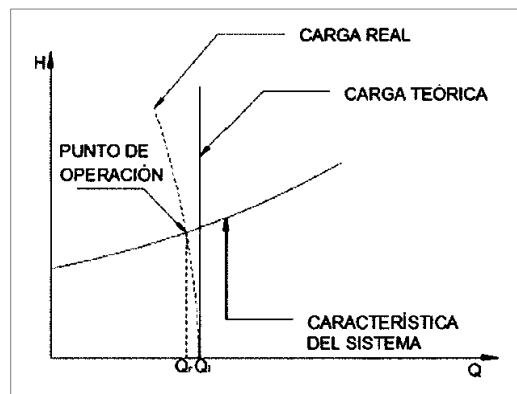


Figura 21. Características de carga contra gasto de una bomba de pistones.
Fuente: (Ramos, 1994).

La relación entre el gasto real y el teórico viene dada por el rendimiento volumétrico de la bomba, como se señaló en la Ecuación 25. Este rendimiento disminuye a medida que aumenta la presión de trabajo de la bomba, ya que correspondientemente aumenta las fugas internas de la bomba (entre la cara de alta y baja presión del pistón). El punto de operación de la bomba vendrá dado por la intersección de las características de la bomba y la del sistema.

4.2.5.11 Regulación de las bombas de émbolo.

Para analizar los posibles métodos de regulación se puede recurrir a la ecuación de caudal.

$$Q = \frac{\pi D^2 S n}{4(60)} n_v [\text{m}^3/\text{s}]$$

Como se puede apreciar la regulación podrá realizarse actuando sobre tres parámetros (S, n, n_v) los cuales se analizan a continuación.

Variación del rendimiento volumétrico. Para lograr esto es necesario actuar sobre la válvula de admisión o de descarga, de tal forma que se pueda variar su recorrido produciendo una disminución en su hermeticidad que provoque una disminución en el volumen manejado por la bomba. Este método rara vez se utiliza por la disminución que produce en el rendimiento total de la bomba.

Variación de las revoluciones por minuto. La variación de las revoluciones por minuto, por cualquiera de los métodos conocidos ya sean mecánicos, hidráulicos o eléctricos, produce un desplazamiento de la característica Q-H de la bomba debido a la proporcionalidad directa entre las revoluciones por minuto y el gasto. Este efecto se puede apreciar en la presente Figura 22.

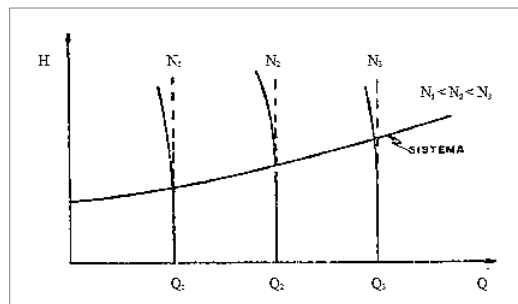


Figura 22. Regulación de una bomba de pistón mediante rpm.
Fuente: (Ramos, 1994).

Variación de la carrera. La variación de la longitud de carrera del pistón se emplea en bombas movidas por el mecanismo de biela manivela. Esto se puede lograr variando el radio respecto al centro de giro del cigüeñal como indica en la Figura 23.

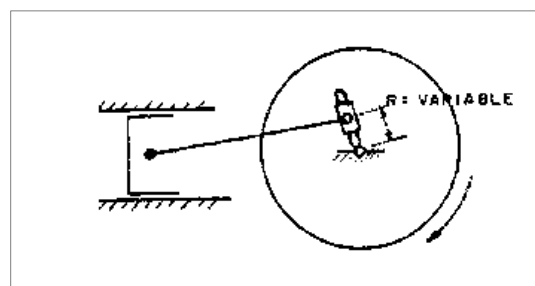


Figura 23. Esquema de una bomba con carrera variable.
Fuente: (Ramos, 1994).

4.2.6 Modelo de bomba a pistón ZM - 44 Maxxi a base de rueda hidráulica.

Definición.

Es una máquina que aprovecha la energía hidráulica producida por el peso del agua en los cajones de una rueda metálica, este peso del agua hace que la rueda gire y mediante el uso de un punto excéntrico (3) en un disco metálico (1), se produce el movimiento de dos pistones (4) que en términos prácticos funcionan como jeringas succionando e impulsando el agua a través de las válvulas de Retención (7 y 8) las que permiten el paso a la cápsula de aire o caballete y de este a la tuberías de bombeo, como se indica en la Figura 24. Para el accionamiento de este tipo de bombas es necesario que la fuente tenga el caudal de agua necesario para el accionamiento de la rueda. (VENEQUIRCA, Venezolana de equipos y repuestos, 2019).

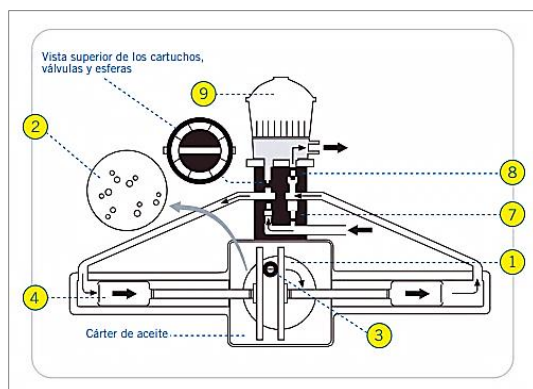


Figura 24. Bomba a base de rueda hidráulica.
Fuente: (GODOY AYESTAS, s.f.).

Entre sus características principales se detallan:

- ❖ Construcción robusta hecha con materiales seleccionados de gran durabilidad.
- ❖ Sistema mecánico lubricado en baño de aceite.
- ❖ Fácil sustitución de los cueros, no necesitan ajuste.
- ❖ Rueda de agua con rayos especiales, más firmes y evitando la oscilación.
- ❖ De manera opcional pueden ser accionadas por motor a combustión o eléctrico.
- ❖ Bajo mantenimiento (VENEQUIRCA, Venezolana de equipos y repuestos, 2019).

4.2.6.1 Tipos de bombas de Ruedas Hidráulicas.

El tipo de bomba a ser usada y el número de bombas a utilizar depende de tres factores que deben tenerse en cuenta:

- ❖ Cantidad de agua suministrada para el accionamiento de la rueda.

- ❖ Carga dinámica total a vencer durante el bombeo.
- ❖ Caudal deseado (caudal a ser abastecido).

La variedad de estas bombas está limitada a tres categorías

1. La bomba más pequeña requiere menor cantidad de agua para su accionamiento, los caudales suministrados oscilan entre los 1200 y 5400 litros diarios.
2. Bomba de tamaño intermedio, el rango de caudal de accionamiento varía de 1 Lts/seg, puede vencer alturas de entre 10 a 140 metros, el caudal suministrado por esta bomba varía de 2400 a 21600Lts/día.
3. La bomba más potente, el rango de caudal para su accionamiento varía de 3 a 50 Lts/seg, puede vencer alturas de hasta 210 metros, y puede impulsar entre 9600 a 46800Lts/día.

La mejor selección, distribución y número del equipo a usar depende del criterio del instalador ya que las posibilidades de uso de este equipo es muy versátil y fácil de cálculo, dependiendo del caudal para el accionamiento de rueda y de la topografía, este sistema puede usarse en paralelo o en serie. (VENEQUIRCA aleados del productor venezolano, 2019).

4.2.6.2 Especificaciones técnicas.

Las bombas hidráulicas accionadas por rueda de agua ZM MAXXI, pueden bombear agua de un extremo a otro de su propiedad tomando agua de forma gratuita con la fuerza del agua misma, esta bomba considerada como la más innovadora por sus características técnicas, se convierte como una excelente alternativa para el uso racional de energías en la industria, en el campo de la ganadería, resolviendo problemas de abastecimiento de agua en zonas rurales con el menor costo de inversión en el mercado, bajo mantenimiento, no generan emisiones de CO₂ de manera que reduce al mínimo el impacto ambiental (Centro de los compresores, s.f.).

En la Tabla 7 se plantea diferentes modelos de bombas a base de ruedas hidráulicas marca ZM tipo MAXXI.

Tabla 7. Especificaciones técnicas de bomba de rueda ZM Maxxi.

BOMBAS DE RUEDA ZM MAXXI			
Modelo	ZM 44 Maxxi	ZM 51 Maxxi	ZM 63 Maxxi
Altura manométrica(m)	150 m	190 m	150 m
Capacidad	2600 Lts/día	2800 Lts/día	2300 Lts/día
Temperatura	0-60°C	0-60°C	0-60°C

Fuente: (Universidad Politécnica Salesiana, 2018).

4.2.6.2.1 Características constructivas.

- ❖ **Tipo:** Bombas hidráulicas a pistón - ZM MAXXI.
- ❖ **Marca:** ZM Bombas.
- ❖ **Curso:** Normal.
- ❖ **Modelo/serie:** ZM-44 MAXXI.
- ❖ **Código:** 04339.

La producción diaria (24 HORAS DÍA) de cada modelo de bomba depende de la rotación, del recorrido y de la altura total de bombeo (MCA), todos los modelos disponen de un curso extra que es el indicado para situaciones donde tenga terreno con poco desnivel y mayor cantidad de agua, posibilitando mayor rendimiento hidráulico. (Manual bombas ZM, 2019)

A continuación, en la siguiente Tabla 8, indicada la producción diaria para diferentes cursos en el modelo seleccionado de bomba (ZM-44 MAXXI).

Tabla 8. Tabla de producción bomba ZM.

MODELO – ZM 44 MAXXI					
PRODUCCIÓN CONFORME AL CURSO Y RPM DE LA BOMBA					
Curso	20 RPM	30 RPM	40 RPM	50 RPM	Altura
Extra	5200	7840	10400	13000	130
Normal	4300	6400	8600	10800	150
A	3400	5100	6900	8600	170
B	2600	3900	5200	6400	190
Altura máxima de recalque = 190 MCA					

Fuente: (Manual bombas ZM, 2019).

4.2.6.3 Curva característica de instalación bombas hidráulicas a pistón ZM MAXXI.

Introducción.

Todas las bombas suministran una presión, un caudal, consumen una potencia y giran a una determinada velocidad. Pero cada modelo de bomba mantiene unas relaciones diferentes entre estos parámetros, mientras que unas son capaces de suministrar 240 Lts/m a 2000 rpm, otras necesitan 3800 rpm. Lo mismo ocurre con la potencia consumida, una bomba será capaz de suministrar 240 Lts/m a 2000rpm consumiendo 1000 W, mientras que otra para esos iguales rpm y caudal consume 1500 W. Así que cada modelo de bomba, por sus características constructivas, mantiene unas relaciones propias entre estas magnitudes.

La representación gráfica de estas magnitudes: presión, potencia consumida y rendimiento de la bomba en función del caudal, se denominan curvas características de la bomba.

Estas curvas constituyen la información básica necesaria para predecir las magnitudes de operación de la bomba en un circuito dado, y por lo tanto suelen ser aportadas por los fabricantes en sus catálogos y demás documentación técnica. (Curva Característica, 2019).

Los fabricantes proporcionan 3 tipos de curvas características entre las cuales se detallan:

❖ **Curva altura-caudal (presión-caudal).**

Relación entre las presiones y el caudal que da la bomba.

❖ **Curva potencia-caudal.**

Relación entre la potencia consumida por la bomba y el caudal que aporta.

❖ **Curva de rendimiento en función del caudal (potencia-presión).**

Relación entre la potencia y presión.

Para la selección del modelo de bomba, se recurrirá a las llamadas curvas características de la bomba, aportadas por el fabricante ZM bombas, como se muestra en la Figura 25.

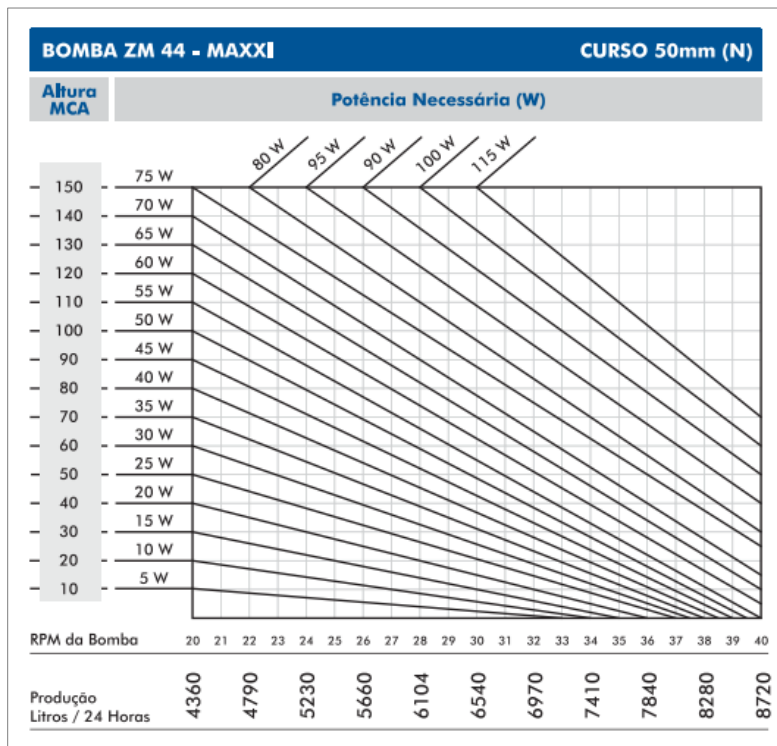


Figura 25. Curvas características.

Fuente: (Bombas ZM Curvas Características., s.f.).

4.3 ELEMENTOS DEL BANCO DE PRUEBAS.

4.3.1 Diseño de una transmisión por cadenas.

Para elegir la cadena más adecuada a una transmisión se hace uso de las tablas previstas en el catálogo (Cadena de rodillos LINK-BELT, 2019), según la norma DIN EN ISO 9000.

El proceso de cálculo parte de la potencia a transmitir en (KW) y de la velocidad del piñón conductor en R.P.M, estos datos nos ayudarán a encontrar la cadena mínima necesaria para la aplicación proyectada.

Según (Joresa, s.f.), manifiesta que para la elección de la cadena será preferible siempre tomar la de paso más corto, aunque ello aumente el número de filas de la misma, en especial si la velocidad es elevada, con el fin de reducir el efecto poligonal y los fenómenos de choque de los piñones.

4.3.1.1 Factor de trabajo o (factor de Servicio).

Según (Robet, 2006), manifiesta que la selección de una cadena adecuada a las condiciones de trabajo depende de que se dé la debida consideración al factor de servicio, cuyo coeficiente depende de la carga es decir del tipo de máquina o instalación que debe accionar, y de la maquina motora o impulsora que se utiliza para simular las condiciones de trabajo del accionamiento en la actividad de diseño.

En catálogos se define como $fs \geq 1$ y en algunos libros se conceptualiza como un factor de régimen de carga. En la Tabla 42 del Anexo 1, se muestra el factor de servicio para cada tipo de carga.

4.3.1.2 Cálculo de una transmisión por cadena.

Según (Joresa, s.f.), manifiesta que para seleccionar la cadena adecuada a una transmisión se debe considerar los siguientes factores:

- ❖ Potencia a transmitir en KW.
- ❖ Fuente de potencia.
- ❖ Mecanismo a accionar.
- ❖ Número de r.p.m de los ejes.
- ❖ Distancia entre centros.

Asimismo (Robet, 2006), recomienda que para diseñar transmisiones por cadenas, la cantidad mínima de dientes en una catarina debe ser 17, la distancia entre centros entre los ejes de catarinas debe ser de 30 a 50 veces el paso de la cadena, la longitud de la cadena debe ser un múltiplo entero del paso, la distancia entre centros debe ser ajustable para adaptarse a la longitud de la cadena y para adaptarse a las tolerancias y al desgaste, así mismo recomienda en caso crítico de que presenten transmisiones elevadas, el número de dientes de la Catarina mayor no debe exceder en general valores que den lugar a ruedas conducidas de más de 120 dientes.

4.3.1.3 Relación de transmisión y distancia entre centros.

Según (Joresa, s.f.), manifiesta que tanto la relación de transmisión como la distancia entre centros influyen en el rendimiento de la transmisión, donde los valores reducidos de la relación de la transmisión aconsejan el empleo de ruedas con número de dientes elevados; por el contrario, valores elevados de esta conllevan a distancia entre centros muy grandes.

El empleo de cadenas múltiples, efectivamente si bien no admiten potencias dobles ni triples, permiten transmitir por fila un 85% de la potencia admisible para la cadena simple de igual paso.

La relación entre la velocidad de la rueda pequeña y de la grande viene dada por la relación de transmisión, i teniendo.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \text{Ecuación 36}$$

Donde:

n_1 = Velocidad de la rueda pequeña[rpm].

n_2 = Velocidad de la rueda grande[rpm].

Z_2 = Número de dientes de la rueda motriz.

Z_1 = Número de dientes de la rueda conducida.

Elección del número de dientes del piñón Z_1 .

Según (Joresa, s.f.), manifiesta, que el valor de este no vendrá fijado en las condiciones de transmisión y por lo tanto deberá elegirse, se empleara piñones de número impar de dientes, con esto se conseguirá que no entren en contacto siempre los mismos dientes con los eslabones, de esta manera el desgaste de los dientes de las ruedas y de la cadena será más regular.

Fórmulas para el cálculo de una transmisión por cadenas.

Velocidad de la cadena:

$$V = \frac{p * Z_1 * n_1}{1000} \quad \text{Ecuación 37}$$

Fuerza de la cadena:

$$F_c = \frac{P_{\text{diseño}}}{\omega * \frac{D_c}{2}} \quad \text{Ecuación 38}$$

Diámetro de paso del piñón conductor:

$$D_{\text{piñón}} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)} \quad \text{Ecuación 39}$$

Longitud de la cadena:

$$\frac{L}{p} = \frac{2 * C}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4 * \pi^2 * C/p} \quad \text{Ecuación 40}$$

Distancia entre centros:

$$C = p \frac{\left(\frac{L}{p} - \frac{Z_1 + Z_2}{2}\right) + \sqrt{\left(\frac{L}{p} - \frac{Z_1 + Z_2}{2}\right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{6,28}\right)^2}}{4} \quad \text{Ecuación 41}$$

Factor de seguridad de la cadena

$$n = \frac{F}{F_c} \quad \text{Ecuación 42}$$

Donde:

V = Velocidad de la cadena en [m/min].

p = Paso de la cadena [mm].

Z₁ = Número de dientes de la rueda motriz.

Z₂ = Número de dientes de la rueda conducida.

n₁ = Velocidad de la rueda motriz [rpm].

n₂ = Velocidad de la rueda conducida [rpm].

F_c = Fuerza tangencial de la cadena[N].

P_{diseño} = Potencia de diseño[W].

ω = velocidad angular del motor[rad/seg].

D_{piñón} = Diámetro de paso del piñón.

$\frac{L}{p}$ = Longitud de la cadena en función del paso.
 C = Distancia entre centros[mm].
 F = Límite de fuerza de ruptura de la cadena[N].
 n = Factor de seguridad de la cadena.

Método para la lubricación.

Según (Robet, 2006), afirma que la Asociación Estadounidense de cadenas (American Chain Association), recomienda tres tipos distintos de lubricación que dependen de la velocidad de funcionamiento y de la potencia que se trasmite. Además sugiere que el diseñador debe definir las propiedades del lubricante y el método de lubricación, la Tabla 9, presenta una lista de lubricantes recomendados a diferentes temperaturas.

Tabla 9. Lubricante recomendado para transmisiones por cadenas.

Temperatura ambiente		Lubricante recomendado
°F	°C	
20-40	-7- 5	SAE 20
40-100	5 - 38	SAE 30
100-120	38 - 49	SAE 40
120-140	49 - 60	SAE 50

Autor: (Mott R. , 2006).

Según (Cadena de rodillos LINK-BELT, 2019), el engrase correcto para transmisiones por cadenas, este debe ser por baño de aceite, engrase manual y por goteo.

4.3.2 Variador de frecuencia.

Es un dispositivo electrónico capaz de controlar completamente motores eléctricos de inducción variando la frecuencia de la tensión de alimentación, el dispositivo se puede conectar a una red de corriente trifásica con una tensión comprendida entre 220V y 380V con una frecuencia de 50 a 60 Hz, también reducen la potencia de salida de una aplicación como una bomba o un ventilador, mediante el control de la velocidad del motor, garantizando que no funcione a una velocidad superior a la necesaria. (Automatización Convertidores de frecuencia, 2019)

4.3.2.1 Controlador de un variador de frecuencia.

Generalmente primero se convierte la energía de entrada de corriente alterna en corriente continua usando un puente rectificador, y esta es convertida en una señal quasi-senoidal de CA

usando un circuito inversor conmutado, este puede ser controlado por microcontroladores o por circuitos analógicos, el objetivo será variar la frecuencia de alimentación que le llega a la carga.

Los componentes básicos de un variador de frecuencia son:

- ❖ El conversor de corriente.
- ❖ El inversor de corriente.
- ❖ El regulador.
- ❖ Sección de referencia.

El conversor de corriente convierte la CA de la línea en CC, el inversor de corriente invierte la CC a CA de voltaje y frecuencia variables. El regulador controla las funciones y respuestas del conversor y el inversor, y la sección de referencia es un potenciómetro e interruptor que envía al variador señales para encender y apagar y para indicar cuál es la velocidad requerida. (1908)

4.3.2.2 Principio de funcionamiento.

Estos dispositivos operan bajo el principio de que la velocidad síncrona de un motor de corriente alterna CA está determinada por la frecuencia AC suministrada y el número de polos en el estator de acuerdo con la siguiente ecuación.

Ecuación 43

$$n = \frac{120 \cdot f}{p}$$

Donde:

n = Velocidad mecánica rpm .

f = Frecuencia de suministro CA [Hz].

p = Número de polos.

4.3.3 Convertidor de frecuencia CFW-08.

Los convertidores de frecuencia WEG son equipos destinados al control de velocidad de motores eléctricos de inducción trifásicos. Estos equipos permiten una excelente interactividad con el usuario a través de la HMI (Interfaz Hombre Máquina). De fácil uso y destinados para la utilización en control de procesos y máquina industriales (Automatización Convertidores de frecuencia, 2019).



Figura 26. Convertidores de frecuencia WEG.
Fuente: (Automatización Convertidores de frecuencia, 2019).

4.3.3.1 Informaciones generales.

En siguiente Figura 27, muestra la etiqueta de identificación para un próximo seleccionamiento, mantenimiento y funcionamiento adecuado del convertidor de frecuencia.

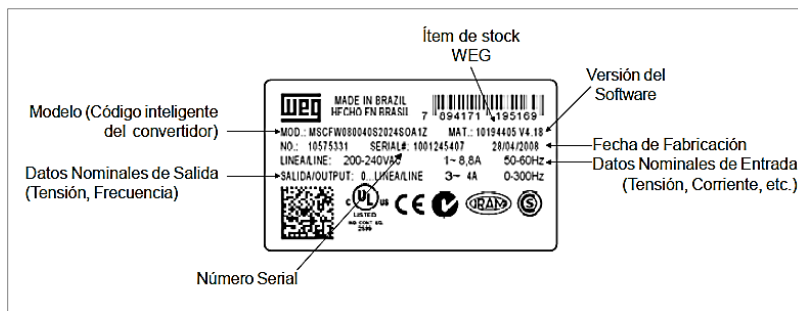


Figura 27. Etiqueta de identificación del CFW-08
Fuente: (Manual del convertidor de frecuencia serie CFW-08, 2019).

4.3.3.2 Instalación y conexión.

Este apartado describe los procedimientos de instalación eléctrica del CFW-08 al ser consideradas para un correcto funcionamiento del convertidor de frecuencia.

Instalación eléctrica.

Siga las normas de instalaciones eléctricas aplicable.

Los bornes de potencia pueden ser de diferentes dimensiones y configuraciones, dependiendo del modelo del convertidor conforme lo indica en la Figura 28.

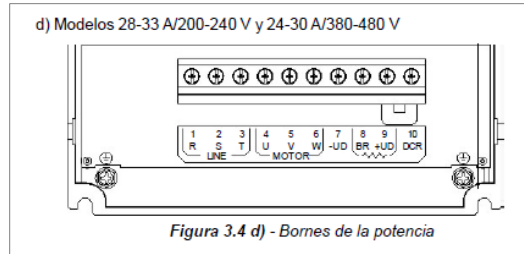


Figura 28. Bornes de la potencia (alimentación trifásica).
Fuente: (Manual del convertidor de frecuencia serie CFW-08, 2019).

Las conexiones de potencia, puesta a tierra y control se muestran en la Figura 29.

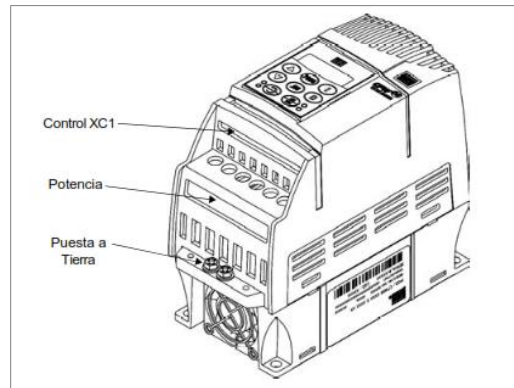


Figura 29. Ubicación de las conexiones de potencia puesta a tierra y control.
Fuente: (Manual del convertidor de frecuencia serie CFW-08, 2019).

Como se explicó anteriormente el VDF controla la velocidad de un motor trifásico mediante la variación de la frecuencia de alimentación principalmente, para la conexión del circuito principal del variador seguir el esquema de la presente Figura 30.

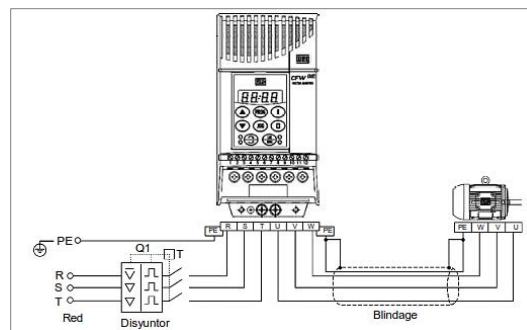


Figura 30. Conexiones de potencia y aterramiento (alimentación trifásica).
Fuente: (Manual del convertidor de frecuencia serie CFW-08, 2019).

Cableado de potencia, puesta a tierra y disyuntores.

La Tabla 10, es una orientación de los cables y disyuntores recomendados por el manual del usuario, para una correcta dimensión del cableado a tomar en cuenta las condiciones de instalación y la máxima tensión de trabajo permitida.

Tabla 10. Cableado y disyuntores recomendados.

Corriente nominal del convertidor [A]	Cable de Potencia [mm2]	Cable de Puesta a tierra [mm2]	Máximo Cable de Potencia [mm2]	Máximo Cable de Puesta a tierra [mm2]	Disyuntor	
					Corriente	Modelo WEG
Monofásico (modelos 200-240 V)						
1.6	1.5	2.5	4.0	4.0	5.5	MPW25-6.3
2.6	1.5	2.5	4.0	4.0	9.0	MPW25-10
4.0	1.5	2.5	4.0	4.0	13.5	MPW25-16
7.3	4.0	4.0	4.0	4.0	25.0	MPW25-25
10.0	4.0	4.0	4.0	4.0	32.0	MPW25-32
Trifásico (modelos 200-240 a 380-480V)						
1.0	1.5	2.5	2.5	4.0	1.6	MPW25-1.6
1.6	1.5	2.5	2.5	4.0	2.5	MPW25-2.5
2.6	1.5	2.5	2.5	4.0	4.0	MPW25-4.0
2.7	1.5	2.5	4.0	4.0	4.0	MPW25-4.0
4.0	1.5	2.5	2.5	4.0	6.3	MPW25-6.3
4.3	1.5	2.5	4.0	4.0	6.3	MPW25-6.3
6.5	2.5	4.0	4.0	4.0	6.3	MPW25-10
7.0	2.5	4.0	4.0	4.0	12.0	MPW25-10
7.3	4.0	4.0	4.0	4.0	12.0	MPW25-16
10.0	4.0	4.0	4.0	4.0	16.0	MPW25-16
13.0	4.0	4.0	4.0	4.0	20.0	MPW25-20
16.0	4.0	4.0	4.0	4.0	25.0	MPW25-25
22.0	4.0	4.0	4.0	4.0	40.0	DW125H-40
24.0	4.0	4.0	10.0	4.0	40.0	DW125H-40
28.0	6.0	6.0	10.0	6.0	50.0	DW125H-50
30.0	6.0	6.0	10.0	6.0	50.0	DW125H-50
33.0	6.0	6.0	10.0	6.0	63.0	DW125H-63

Fuente: (Manual del convertidor de frecuencia serie CFW-08, 2019).

Uso de la HMI.

Para configurar las características de funcionamiento del convertidor de frecuencia es necesario ingresar los datos a través de un teclado externo o panel de operaciones (HMI).

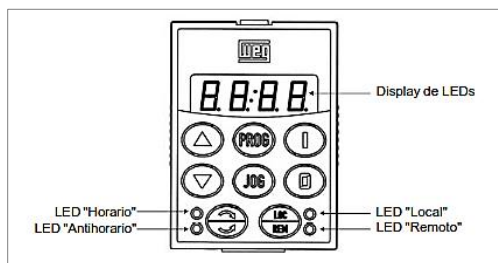










Figura 31. HMI del CFW-08.

Fuente: (Manual del convertidor de frecuencia serie CFW-08, 2019).

En la pantalla de teclado Figura 31, se puede visualizar mensajes de error y estado, así como también el número del parámetro o su contenido, el display más a la derecha indica la unidad de algunas variables. (U= Voltios; A= Amperios; °C grados centígrados). Además, los LEDs pueden indicar los diferentes estados de alarma o fallo, estos estados se describen por el parpadeo de los LEDs. Las funciones básicas de las teclas del panel frontal se presentan en la Tabla 11.

Tabla 11. Funciones básicas de las teclas HMI.

FUNCIONES BÁSICAS DEL CONVERTIDOR CFW-08	
	Habilita el convertidor vía rampa de aceleración (arranque).
	Deshabilita el convertidor vía rampa de desaceleración (parada). Resetea al convertidor luego de la ocurrencia de errores.
	Selecciona conmuta display entre número del parámetro y su valor (posición – contenido)
	Aumenta la velocidad, número del parámetro.
	Disminuye la velocidad, número del parámetro.
	Invierte el sentido de rotación del motor.
	Selecciona el origen de los comandos / referencia entre local y remota.
	Cuando presiona realiza la función JOG, si las entradas digitales programadas para girar parar si estuvieran abiertas y las entradas digitales programadas para habilitar general si estuvieran cerradas.

Fuente: (Manual del convertidor de frecuencia serie CFW-08, 2019).

El uso del HMI es una interface simple que permite la operación y la programación del convertidor. Ella presenta las siguientes funciones:

- ❖ Indicación del estado de operación del convertidor, así como de las variables principales.
- ❖ Indicación de la falla.
- ❖ Visualización y alteración de los parámetros ajustables.
- ❖ Operación del convertidor y variación de la referencia de la velocidad.

Todas las funciones relacionadas a la operación del convertidor (Girar / Parar motor, Reversión, JOG, Incrementa/ Decrementa, Referencia de velocidad, conmutación entre situación LOCAL/ REMOTO), son ejecutadas por la HMI.









Para la programación estándar de fábrica del convertidor, todas las teclas de la HMI, están habilitadas cuando el modo local esta seleccionado.

Las teclas de comando  ,  ,  solamente estarán habilitadas si:

- ❖ P229=0 para funcionamiento en modo local.
- ❖ P230=0 para funcionamiento en modo remoto.


Señalización e indicaciones en el display de la HMI.

Tabla 12. Indicaciones en el display de la HMI.

ESTADOS DEL CONVERTIDOR	
	Convertidor listo para accionar el motor.
	Convertidor con tensión de red insuficiente para la operación.
	Convertidor en la situación de error, el código de error parece parpadeando.
	Convertidor está aplicando corriente Continua en el motor (frenado CC) de acuerdo con valores programados en P300, P301 y P302.
	Convertidor está ejecutando rutina de autoajuste para identificación automática de parámetro del motor.
	Copia de la programación del convertidor de frecuencia para la HMI
	Copia de la programación de la HMI para el convertidor de frecuencia
	Convertidor de frecuencia en el modo Sleep rdy.

Fuente: (Manual del convertidor de frecuencia serie CFW-08, 2019).

Visualización, alteración de parámetros.

Todos los ajustes en el variador de frecuencia son hechos a través de parámetros, estos mismos son indicados en el display de la tarjeta HMI designado por la letra P seguida de un número como se muestra:  101 = N° del Parámetro

Cada parámetro mantiene un valor numérico que corresponde a la opción seleccionada entre las disponibles, el valor representado define sin duda la programación del convertidor o valor de una variable, para alterar el valor de este es necesario ajustar antes P000=5, caso contario solamente será posible visualizarlos más no modificarlos.

En caso que el último valor ajustado en el parámetro lo torne funcionalmente incompatible con otro ya ajustado, ocurre la indicación de Error24=Error de programación, en este caso es necesario continuar la parametrización, si al final el error sigue presentando, consulte la Figura 99 del Anexo 4.

El funcionamiento y todos los ajustes en el variador de frecuencia son hechos a través de parámetros que tienen diferentes valores de configuración, estos valores están explicados en su totalidad en el manual de especificaciones del variador de frecuencia CFW-08 (2019). Véase la Figura 96, Figura 97 y Figura 98 del Anexo 4. Para el respectivo funcionamiento y configuración del convertidor de frecuencia usar la secuencia de teclas. Véase la Figura 32

La configuración para el variador de frecuencia es la siguiente:

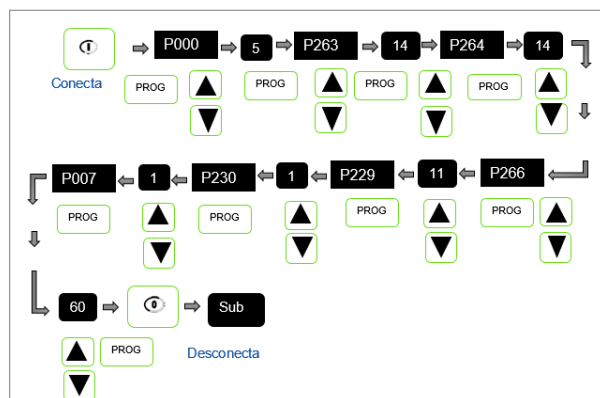


Figura 32. Diagrama de secuencia para la respectiva programación CFW-08.
Fuente: (Autor).

4.3.4 Motorreductor.

Los reductores o motorreductores son apropiados para el accionamiento de toda clase de máquinas y aparatos que necesitan reducir su velocidad en una manera segura y eficiente. Las transmisiones de fuerza por correas, cadenas o trenes de engranajes que aún se usan para la reducción de velocidad presentan una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida, mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.

Al emplear reductores se obtiene una serie de beneficios estos son:

- ❖ Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.
- ❖ Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
- ❖ Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.
- ❖ Los motores se suministran normalmente acoplando a la unidad reductora un motor eléctrico normalizado asíncrono tipo jaula de ardilla, totalmente cerrado y refrigerado por ventilador para conectar a redes trifásicas de 220/440 voltios a 60 Hz.

4.3.4.1 Especificaciones técnicas del Motorreductor.

Antes de iniciar a trabajar con este equipo es necesario conocer sus especificaciones técnicas, datos que se indican en la placa característica que posee todo motor, véase la Tabla 13.

Tabla 13. Especificaciones técnicas Motorreductor.

DETALLE- PLACA DE MOTORREDUCTOR			
Motor 3~ 60 Hz T-T ASEA MK 110 055-A			
Pot: 0.18 KW			
1660 rpm			
440 VY	0,7 A	220 VΔ	1,1 A
ASEA V-832			
HM 4100 ₄₁ – L			
UAA 240	Ratio 25.04		

Fuente: (Autor).

4.3.4.2 Concepto de relación de reducción y par torque en un Motorreductor.

Para la correcta selección de un Motorreductor es necesario disponer de algunos datos fundamentales como es la velocidad angular de entrada y salida del reductor, con estos valores es posible el cálculo correspondiente de la relación de transmisión i del reductor.

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Ecuación 44}$$

Par torque en un Motorreductor.

Es una fuerza de giro de salida del Motorreductor, como también la fuerza de giro en la flecha de un motor, se mide en Newton- metro.

$$\tau = F.R \quad \text{Ecuación 45}$$

Donde:

F = Fuerza tangencial [N].

R = Distancia al centro de giro [m].

El torque o par mezclado con un tiempo de realización aplicación o ejecución es entonces una potencia. La combinación de potencia, par y velocidad en un motor o Motorreductor estará regida por la siguiente fórmula.

$$\tau = \frac{P}{\omega} \quad \text{Ecuación 46}$$

Donde:

P = Potencia [W].

τ = Torque o par [N. m].

ω = Velocidad angular [rad/seg].

Como podrá verse en la fórmula, para una potencia dada, cuanto más baja sea la velocidad final de giro de la flecha de Motorreductor, más alto será el par aunque la potencia siga siendo la misma, e inversamente cuando más alta sea la velocidad final del reductor, tanto más bajo será el par aun cuando la potencia sea la misma, Figura 33 (Potencia Electromecánica, 2019).

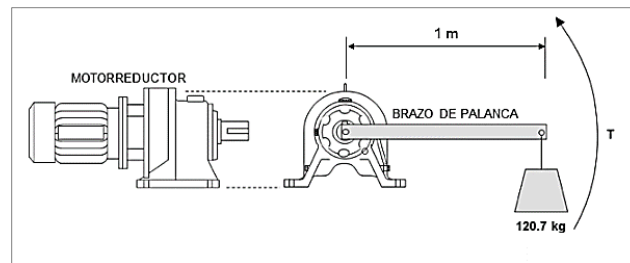


Figura 33. Torque o par en un Motorreductor.
Fuente: (Potencia Electromecánica, 2019).

5 MATERIALES Y MÉTODOS.

5.1 Materiales.

Para desarrollar el presente trabajo se propone diferentes materiales, accesorios e instrumentos, así como también, diferentes softwares de ingeniería, entre otros. Con la finalidad de describir de forma clara cada uno de los elementos a utilizarse, se interpreta al banco de pruebas como un sistema general, el cual se divide en subsistemas, teniendo así, un conjunto de materiales para cada subsistema determinado.

ESTRUTURA DEL BANCO		
ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
1	3	Tubo estructural negro de 6000 mm x 40 mm x 2 mm (1 ½)".
2	1	Plancha de acero inoxidable de 4x8 201 de 1220x2440mm y espesor 0.90mm.
3	1	Platina de acero negro y galvanizado de 2mm de espesor, 6m de largo Calidad ASTM A-36-SAE J 403-1008.
4	1	Ángulo perfil estructural de acero de 20mmx3mm (3/4x1/8)" 6m de largo.
5	1	Caja x100 de tornillo auto perforantes de 1" de largo cabezal hexagonal punta broca.
6	2	Lb. de Electrodo 6011.
7	2.5	Plywodd 1.22 x 2.44 x15mm arboriente.

SISTEMA HIDRAÚLICO		
ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
8	1	Tubería PVC plastigama ¾" de diámetro x 6 mts de largo.
9	1	Válvula de pie anti retorno con rejilla ¾".
10	2	Válvula de compuerta ¾".
11	2	Unión Universal.
12	8	Codos de 90° estandarizado de radio corto de ¾" PVC plastigama.
13	2	Neplos y uniones simples ¾" PVC plastigama.
14	1	Manómetro de presión (0-240 Psi).
15	1	Rollo de teflón.
16	1	Bomba ZM Pistón Código04339/serial ZM -44 categoría B/150mca/40rpm 8720l/día/Marca ZM bombas.

SISTEMA MECÁNICO		
ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
17	1	Motor reductor ASEA Motor 3~ 50/60Hz TT ASEA MK 110 0,55-A /0.18Kw 1660rpm.
18	2	Piñón conductor 19 dientes .
19	1	Chaveta.
20	1	Cadena ANSI 40 -13T.
21	1	Lubricante 1 litro de aceite SAE 90.
22	1	Lubricante 1 litro de aceite 20W50.
23	1	Tubo piezométricos de 5/8".
24	1	Pie de cuero 4mm de espesor.

SISTEMA ELÉCTRICO		
ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
25	1	Variador de Frecuencia Marca Weq CFW-08 200-240V.
26	1	Break trifásico 50 Amperes.
27	1	Contactor
28	2	Pulsadores 220V NA; NC.
29	2	Botoneras de encendido y apagado.
30	1	Botonera de Emergencia 220V.
31	5	Metros de conductor número 8 THW AWG
32	4	Metros de conductor número 14 THW AWG.
33	1	Tablero Eléctrico Marca Beaucoup de 60x40x20.
34	1	Rieldin 705334.

Así mismo se utilizó diferentes softwares de diseño y programación entre estos se detallan:

- ❖ Software CAD 3D.
- ❖ AutoCAD, (Versión Estudiantil).
- ❖ Software de análisis estadístico.
- ❖ CAdE SIMU®.
- ❖ MATLAB, (Versión de prueba).

A continuación, se muestra una breve descripción de los principales equipos a utilizar.

- ❖ **Bomba ZM - 44 Maxxi**, las bombas accionadas por ruedas de agua ZM Maxxi utilizan para su funcionamiento energía alternativa, son equipos robustos contruidos en materiales de alta resistencia por lo que presenta un sistema con gran durabilidad y bajo mantenimiento, pueden motorizarse con un máximo de 60 rpm, código 04339, Modelo/serial: ZM-44, Producción normal de la bomba – Altura 150mts, como se indica en la Figura 34.



Figura 34. Bomba ZM 44-Maxxi.
Fuente: (MAYECA (Maquinaria y Equipos de Centroamérica), 2019).

- ❖ **Motorreductor TT ASEA MK 110**, Es un dispositivo mecánico que reduce la velocidad multiplicando el torque a la salida; estos equipos están formados por varios engranajes, en su interior presenta un eje de entrada que recibe un movimiento, normalmente de un motor a una velocidad elevada, el movimiento se trasmite a través de los engranajes internos (caja reductora), que finalmente es trasferido a un eje de salida a la velocidad correcta, está formado generalmente de hierro fundido de tipo jaula de ardilla totalmente cerrados y autoventilados como se muestra en la siguiente Figura 35.

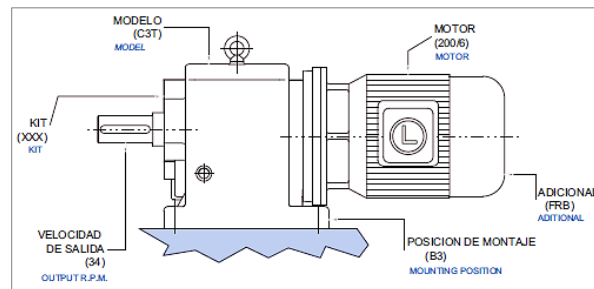


Figura 35. Motor Reductor Trifásico.
Fuente: (Catálogo motores, 2019).

- ❖ **Variador de frecuencia Weq CFW08**, Incorporan la más avanzada tecnología disponible para la variación de velocidad en motores de inducción trifásicos, potencia disponible de 0,25 hasta 20hp, destinados al control y variación de velocidad a motores eléctricos de inducción trifásicos (Convertidor de frecuencia CFW08, s.f.).



Figura 36. Variador de frecuencia Weq CFW08
Fuente: (Convertidor de frecuencia CFW08, s.f.).

5.2 Métodos.

5.2.1 Descripción general del procedimiento.

El diseño y construcción del banco de pruebas de una bomba de pistón modelo ZM - 44 Maxxi y la propuesta metodológica para la obtención de modelos matemáticos y generación de curvas de funcionamiento, requiere desarrollar los siguientes pasos:

Seleccionar la información relacionada con el tema: diseños hidráulicos, diseños mecánicos y circuitos eléctricos, y, diseñar el modelo estructural del banco.

Posteriormente inspeccionar la bomba de pistón para verificar el funcionamiento e identificar las características de operación, es necesario abordar el principio de funcionamiento de cada uno de los demás componentes que integran el banco de pruebas, tomar en cuenta normas y recomendaciones de los fabricantes.

Para la construcción del banco de pruebas considerar dimensiones que se ajusten a la ergonomía del usuario según la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 2583:2011. Las principales partes son: mesa de trabajo, tanques de almacenamiento, tuberías (sistema hidráulico), variador de frecuencia (gabinete eléctrico), motorreductor, transmisión por cadenas (Sistema mecánico) y bomba de pistón.

Para la transmisión mecánica de potencia seleccionar la cadena empleando la metodología propuesta en el catálogo (Link – Belt), para el cálculo del sistema hidráulico emplear la ecuación general de Bernoulli y la metodología planteada según los autores Darcy Weisbach y Hazen Williams, seleccionar accesorios, tuberías, dispositivos de medición y control que permitan el funcionamiento adecuado del banco de pruebas.

Luego de haber construido el banco de pruebas verificar el correcto funcionamiento del mismo, realizar pruebas periódicas para garantizar que no presente ninguna anomalía alguna y que opere en condiciones normales.

Proponer una metodología que permita la caracterización de las curvas de funcionamiento de la bomba de pistón ZM Maxxi. El procedimiento requerido para la generación de los modelos matemáticos y obtención de curvas características de la bomba de pistón se detalla en el siguiente flujograma. Véase la Figura 37.

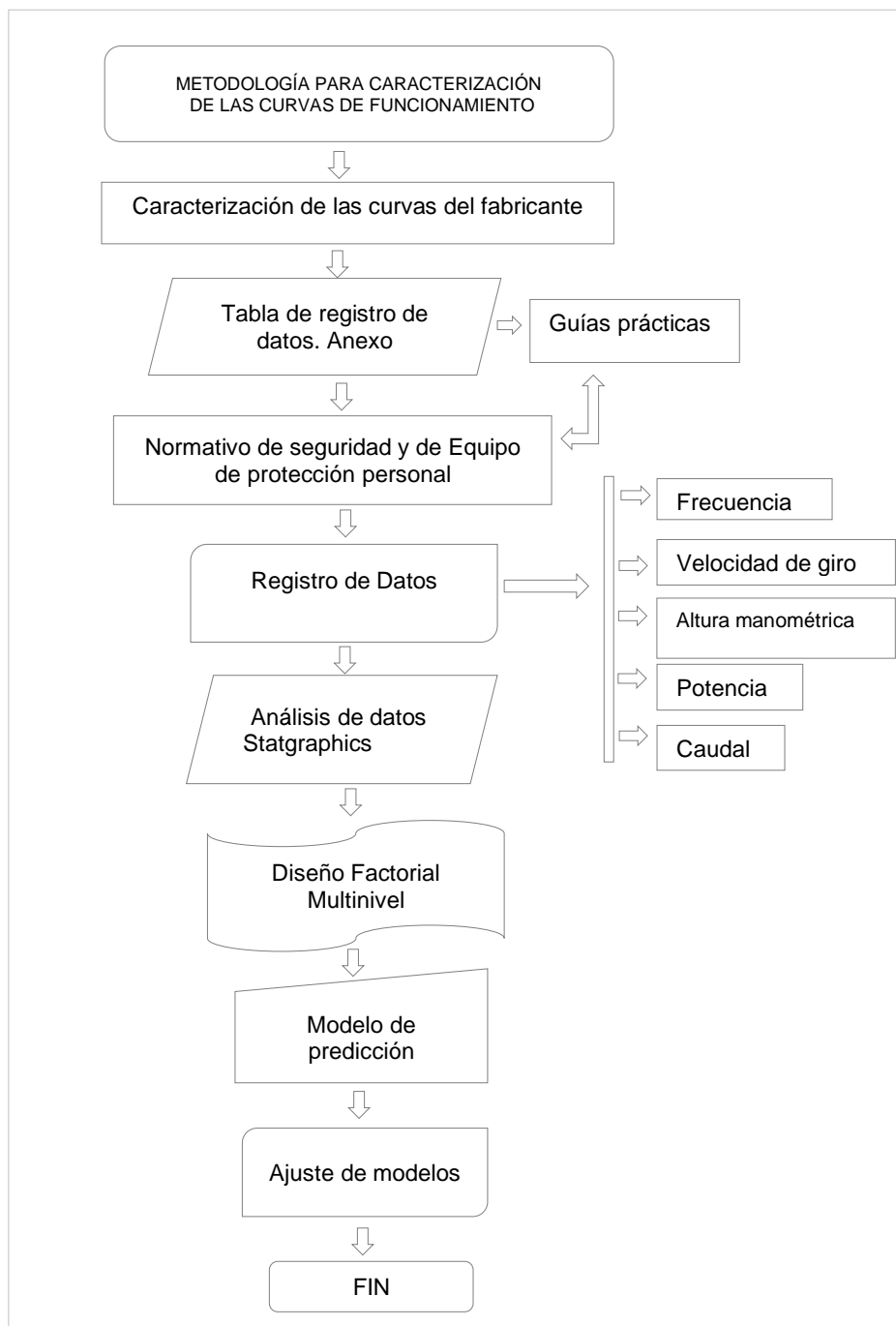


Figura 37. Secuencia metodológica para la generación de curvas de funcionamiento.
Fuente: (Autor).

Interpretar las curvas características de funcionamiento de la bomba de pistón modelo ZM – 44 MAXXI representadas en el catálogo del fabricante.

Elaborar una tabla de registro de datos empleando el formato institucional de la Universidad (Norma ISO 9906:1999_BOMBAS CENTRÍFUGAS) para designar factores controlables y variables de respuesta para el desarrollo del diseño experimental.

Posterior a ello, realizar pruebas de funcionamiento en el banco de pruebas, estos ensayos corresponden a las pruebas eléctricas, mecánicas e hidráulicas, para ello utilizar los equipos de protección personal necesario.

Con los datos tabulados generar las ecuaciones de proyección para diferentes frecuencias de giro y obtener datos adicionales para desarrollar el análisis estadístico. De acuerdo a la teoría de diseños aplicar el diseño factorial multinivel.

Descripción de factores:

De los valores generados mediante la ecuación de proyección identificar que variables controlables y que variables de respuesta permiten obtener el modelo de predicción.

Para ajustar los modelos es necesario considerar el grado de precisión mediante el error relativo el cual debe ser inferior al 0.1

Finalmente generar las curvas características de funcionamiento de la bomba mediante los modelos matemáticos obtenidos, para ello emplear software de ingeniería.

Propuesta del manual de guías prácticas.

Una vez diseñado, construido y validado el banco de pruebas con la metodología planteada, se propone elaborar un manual de guías prácticas de acuerdo al formato establecido en el laboratorio de Energía y Fluidos de la carrera de Ingeniería Electromecánica.

El manual consta de dos guías prácticas: La práctica uno, consiste en generar las curvas por (ciclos de bombeo y R.P.M) para determinar con ello el rendimiento volumétrico. La práctica dos consiste en la generación de las curvas manométricas de instalación donde se determina las pérdidas de la red hidráulica y el rendimiento de la bomba.

Finalmente describir la discusión, las conclusiones y recomendaciones para el presente trabajo.

6 RESULTADOS.

6.1 Diseño del banco de pruebas mediante software de ingeniería.

6.1.2 Modelación estructural 3D del banco.

El esquema del banco se realiza mediante software CAD, SOLIDWORKS® que se utilizó en su (versión de prueba), para determinar su tamaño se considera la reducida disponibilidad de espacio existente en el laboratorio, así como también, dimensiones estandarizadas que se ajuste a la ergonomía del usuario según la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 2583:2011. La Figura 38, ilustra el diseño elaborado. El diseño completamente acotado se indica en la Figura 103 del Anexo 12.

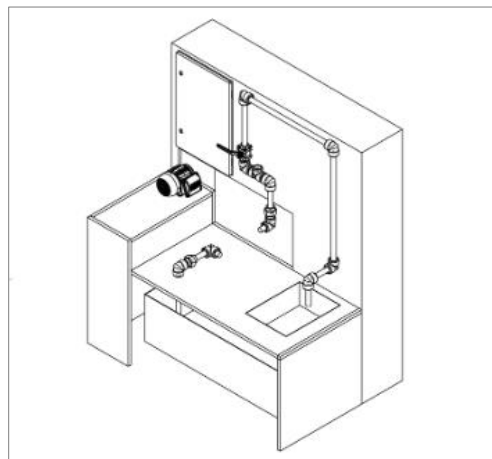


Figura 38. Diseño estructural del banco de pruebas.

Fuente: (Autor).

6.1.3 Componentes del sistema hidráulico.

Los principales elementos que conforman el banco de pruebas son: la bomba de pistón ZM-44 MAXXI, Motorreductor TT ASEA MK 110, Variador de frecuencia Weq CFW08, accesorios y dispositivos de medición y control, se considera las recomendaciones planteadas por el fabricante y se realiza la verificación de funcionamiento de los componentes.

Para el caso de la bomba se realiza limpieza de partes y pruebas de funcionamiento, estas tareas se desarrollan de acuerdo a lo sugerido en el catálogo ZM BOMBAS, las actividades son:

Se retira el lubricante del cárter de la bomba y se almacena en un recipiente adecuado, luego se efectúa una inspección general del mecanismo (biela, rodillo, y vástago) que este se encuentre en perfectas condiciones. Se realiza el despiece dedicando atención especial a los anillos de

trabajo (cueros), la sustitución de estos anillos se realiza en caso de que el rendimiento hidráulico (volumen de agua bombeada) no sea satisfactorio y se verifica que las camisas del sistema de bombeo se encuentren en buen estado (sin rayaduras y desgaste). La Figura 39, ilustra parte del desarrollo de esta actividad.



Figura 39. Retirada del aceite y despiece de sus partes.
Fuente: (Autor).

Asimismo, se realiza la limpieza de las válvulas y que estas se encuentren en buen estado caso contrario hay que remplazarlas, al efectuar la limpieza de las válvulas verifique la respectiva colocación de los anillos y si las mismas están sellando perfectamente. En esta actividad se encontró problemas debido a que presenta desgaste en el asiento de una de sus válvulas por lo cual se cambió. La Figura 40 y Figura 41 indica el desarrollo de la actividad.

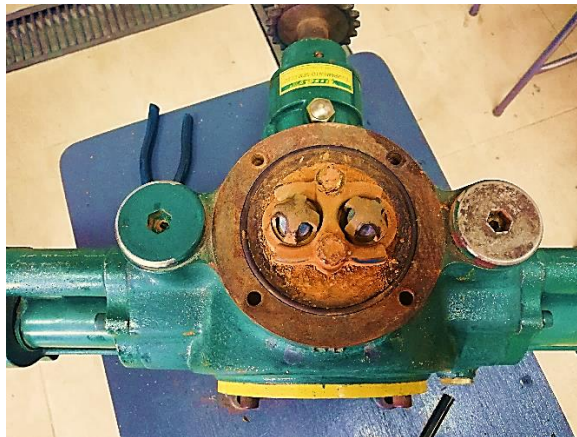


Figura 40. Limpieza del sistema de válvulas.
Fuente: (Autor).

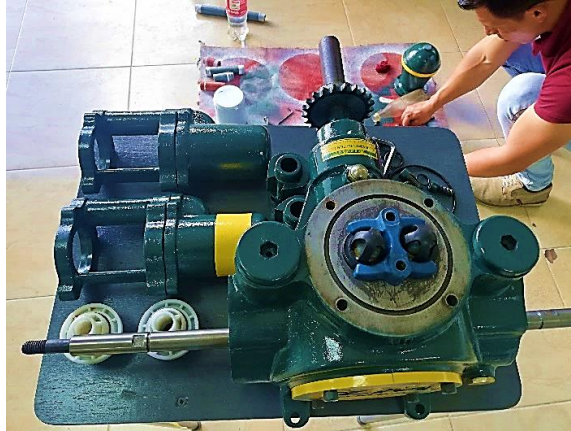


Figura 41. Limpieza del sistema de válvulas.
Fuente: (Autor).

Luego se verifica el estado en el que se encuentra el sistema de bombeo, en esta actividad los cueros han cumplido su vida útil es decir que estos presentan deformaciones y desgaste alguno, por lo que al encontrar este problema en los pistones se advierte que es posible que al momento de obtener las curvas de funcionamiento estas se vean afectadas en una disminución de caudal y potencia.

Según (Manual de bombas ZM, s.f.), la durabilidad de los mismos está comprendida entre 6 a 12 meses, y en vista que estos no existen en el mercado local se realizó un diseño que se ajuste al fabricante, la Figura 42 y Figura 43, presenta el desarrollo de esta actividad, la Figura 100 del Anexo 5, indica parte de la construcción de los rines del pistón o anillos de trabajo (Cueros).

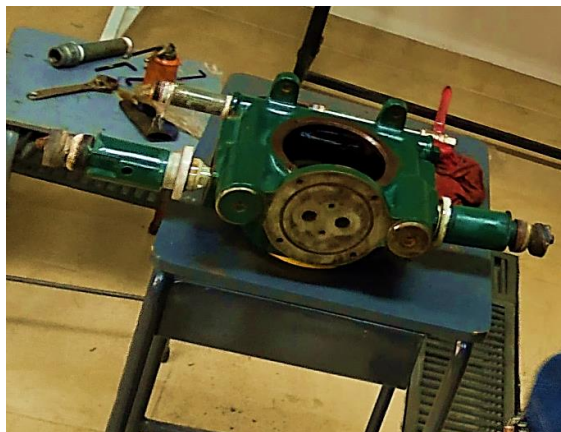


Figura 42. Sistema de bombeo (anillos de trabajo).
Fuente: (Autor).



Figura 43. Sustitución del sistema de bombeo (anillos de trabajo).
Fuente: (Autor).

Luego se realiza la limpieza de cada una de las partes, los componentes externos se pulen y se pintan usando los colores establecidos como se muestra en la presente Figura 44.



Figura 44. Rehabilitación externa de bomba ZM MAXXI 44.
Fuente: (Autor).

Finalmente se procede al ensamblado y a las pruebas de funcionamiento, la Figura 45 muestra la bomba completamente rehabilitada.



Figura 45. Bomba ZM - 44 MAXXI Rehabilitada.
Fuente: (Autor).

6.1.4 Diseño del sistema mecánico.

En la Figura 46, muestra el diagrama cinemático de la transmisión de potencia para el banco de pruebas cuyo diseño fue realizado en AutoCAD® (versión estudiantil), para esta transmisión se emplea una cadena de rodillos puesto que se requiere transmitir alto torque y baja frecuencia de giro.

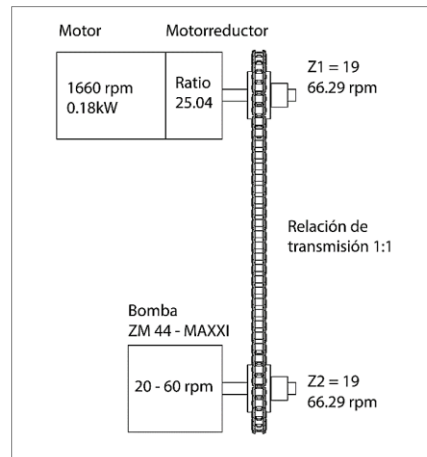


Figura 46. Diagrama cinemático de componentes.
Fuente: (Autor).

6.1.4.1 Velocidad angular de la salida del motorreductor.

De la Ecuación 36 se calcula la frecuencia de giro en el eje de salida del Motorreductor (R.P.M.).

$$n_2 = \frac{n_1}{i}$$

Donde se emplea un valor de 25.04 para la relación de transmisión (i), este valor fue tomado de la placa de especificación técnica. Véase la Tabla 13.

$$n_2 = \frac{1660}{25.04} = 66 \text{ RPM En el eje de salida del motorreductor.}$$

El valor calculado de las R.P.M a la salida del motorreductor se verifica mediante un tacómetro digital. Véase la Figura 61

6.1.4.2 Potencia eléctrica y potencia motriz [KW].

Empleando los datos de diseño por placa del motorreductor representados en la Tabla 13, y según lo recomendado por (Código Eléctrico Ecuatoriano , 1973), donde manifiesta que la

eficiencia de un motor eléctrico trifásico fluctúa en un 85% encontrando con ello la potencia eléctrica de entrada al motor.

$$n_m = \frac{P_1}{P_2}$$

Donde:

P_1 = Potencia eléctrica de entrada al motor[W].

P_2 = Potencia mecánica en el eje de salida del motor [W].

$$P_1 = \frac{180 \text{ [W]}}{0.85}$$

$$P_1 = 211.76 \text{ [W]} = 0.28 \text{ [Hp]}.$$

La potencia de salida en el Motorreductor o potencia motriz de la máquina impulsora se obtiene a partir de la Ecuación 8, y según (LENTAX, s.f.), en su descripción manifiesta que el rendimiento de cajas reductora, comprende un 98,5% teniendo así:

$$n_{\text{CReductora}} = \frac{P_3}{P_2}$$

Donde:

P_3 = Potencia mecánica en el eje de salida del motorreductor (potencia motriz)[W].

$$P_3 = 180 * 0.985 \text{ [W]}.$$

$$P_3 = 177.3 \text{ [W]}.$$

6.1.4.3 Cálculo de la potencia de diseño.

Esta potencia se calcula mediante el producto de la potencia motriz y el factor de servicio el cual depende de: tipo de motor instalado (eléctrico), tipo de carga (con impactos o golpes), y máquina accionada (bomba de pistones), el factor de servicio para este mecanismo es de 1.5 tomado de la Tabla 42 Anexo 1.

$$P_{\text{DISEÑO}} = P_3 * F_1$$

Donde:

F_1 = Factor de servicio o de trabajo.

$$P_{\text{DISEÑO}} = 177.3 \text{ W} * 1.5$$

$$P_{\text{DISEÑO}} = 265.95 \text{ [W]}.$$

$$P_{\text{DISEÑO}} = 0.2659 \text{ [Kw]}.$$

6.1.4.4 Torque a la salida del Motorreductor.

El torque disponible en el eje del Motorreductor se determina mediante la Ecuación 46.

$$\omega = \frac{66\text{REV}}{\text{min}} * \frac{1\text{min}}{60\text{seg}} * \frac{2\pi\text{rad}}{1\text{REV}} = 6.91[\text{rad/seg}].$$

$$\tau = \frac{177.3[\text{W}]}{6.91[\text{rad/seg}]} = 25.658[\text{N. m}].$$

6.1.4.5 Transmisión motorreductor - bomba mediante cadena de rodillos.

Tipo de cadena.

Con la potencia de diseño y la frecuencia de giro en el eje de salida del Motorreductor (R.P.M.) se establece el tipo de cadena a utilizarse aplicando la metodología propuesta en el (Catálogo Link-belt) según la norma DIN EN ISO 9000.

Esta transmisión por cadena de rodillos cumple la función de ser un medio de transferencia de potencia entre el motorreductor y la bomba, cuya relación de transmisión es 1, es decir con igual número de dientes entre sus piñones y las mismas velocidades de giro (R.P.M.).

De acuerdo al manual de la bomba, ésta trabaja a velocidades comprendidas entre 20 y 50 R.P.M, se considera 20 R.M.P para el desarrollo de cálculos donde presenta mayor par motor, es decir a velocidades bajas; torques elevados, considerando la misma potencia. Véase la Figura 47 y Figura 48

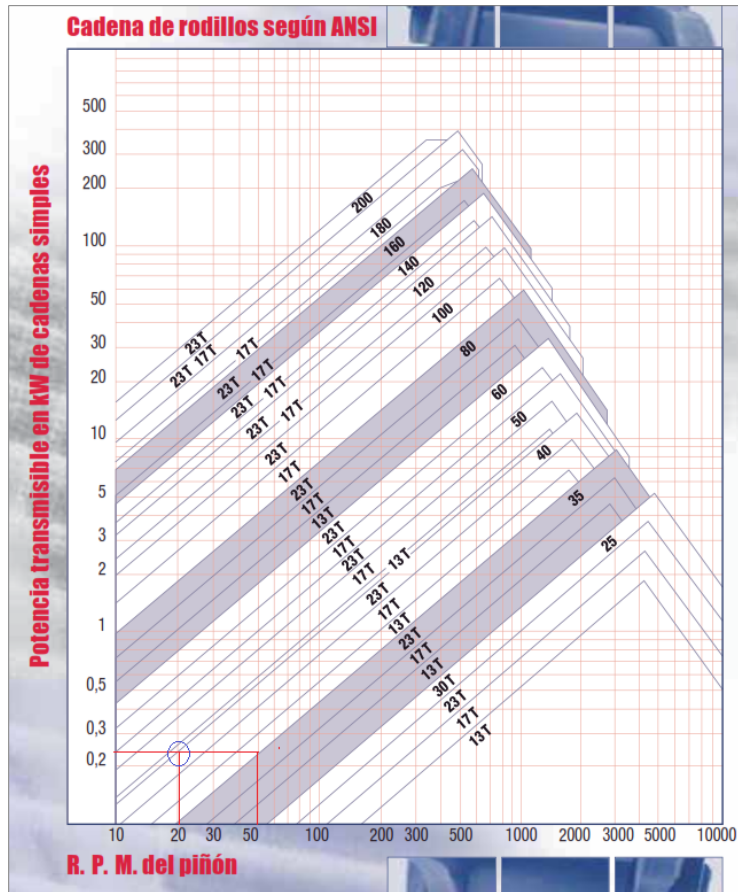


Figura 47. Diagrama para la elección.
Fuente: (Cadena de rodillos LINK-BELT, 2019).

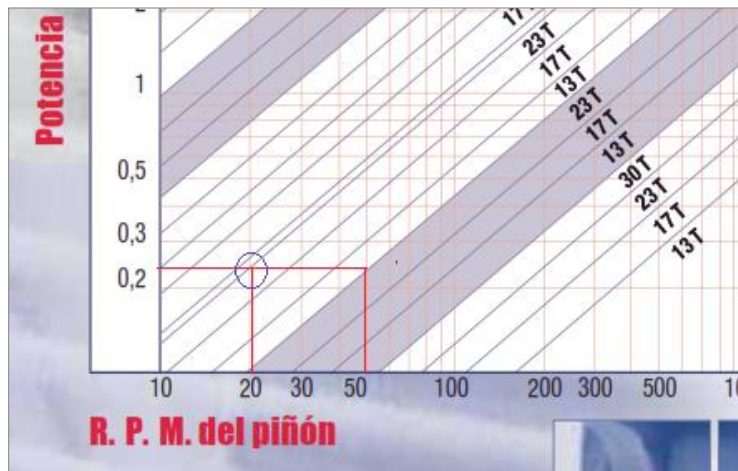


Figura 48. Ampliación del diagrama para la elección.
Fuente: (Catálogo Técnico motoreductores, 2019).

Para el mecanismo corresponde a una cadena de rodillos simple cuya denominación según la norma Americana corresponde (ANSI 40,1 - 13T), con un paso diametral de 0,50 pulgadas y una carga de ruptura mínima de 14100N como se muestra en la siguiente Tabla 14.

Tabla 14. Cadena de rodillos simple DIN8188.

Cadena de rodillos simple ANSI																	
No. cadena	Paso		Dimensiones en mm										Carga de rotura mín. N	Peso q kg/m	VF	VS	GG
	Ansi	inch	p mm	B	B ₁ max.	B ₂ max.	C max.	D max.	E mín.	F	G	K					
25-1		0,250	6,350	3,91	4,71	4,80	2,32	3,30	3,18	5,01	5,81	–	3470	0,130	*	*	*
35-1		0,375	9,525	5,89	6,79	7,46	3,59	5,08	4,78	7,80	9,04	–	7825	0,320	*	*	*
40-1		0,500	12,700	8,22	10,32	11,17	3,98	7,92	7,92	10,41	12,06	–	14100	0,620	*	*	*
50-1		0,625	15,875	10,15	12,40	13,84	5,09	10,16	9,52	13,01	15,08	–	22200	1,010	*	*	*
60-1		0,750	19,050	12,72	15,27	17,75	5,96	11,91	12,70	15,64	18,09	–	31800	1,450	*	*	*
80-1		1,000	25,400	16,50	19,85	22,60	7,94	15,87	15,88	20,82	24,13	–	56700	2,550	*	*	*
100-1		1,250	31,750	20,19	23,19	27,45	9,54	19,05	19,05	26,03	30,16	–	88500	3,950	*	*	*
120-1		1,500	38,100	25,53	29,83	35,45	11,11	22,22	25,40	31,24	36,19	–	127000	5,640	*	*	*
140-1		1,750	44,450	27,27	32,17	37,18	12,71	25,40	25,40	36,44	42,22	–	172400	7,380	*	*	*
160-1		2,000	50,800	32,76	37,06	45,21	14,29	28,57	31,75	41,65	48,26	–	226800	9,400	*	*	*
200-1		2,500	63,500	40,15	46,35	54,88	19,85	39,67	38,10	52,07	60,32	–	353800	15,900	*	*	*
240-1		3,000	76,200	48,95	55,35	67,81	23,81	47,63	47,63	62,48	72,39	–	510300	24,400	*	*	*

Fuente: (Catálogo Técnico motoredutores, 2019).

Adicionalmente para determinar la potencia que acciona la bomba requiere considerar el rendimiento de la transmisión por cadena de rodillos, según (Robet, 2006) & (Joresa, s.f.) , afirman que efectivamente, las cadenas múltiples si bien no admiten potencias dobles ni triples pero sin embargo permiten transmitir por fila un 85% de la potencia admisible para cadenas simple de igual paso.

$$n_{Tcadena} = \frac{P_4}{P_3}$$

Donde:

P_4 = Potencia de accionamiento eje bomba [W].

$$P_4 = 177.3 * 0.85[W].$$

$$P_4 = 150.7[W].$$

Seleccionamiento del piñón conductor.

Según (Joresa, s.f.) & (Mott R. , 2006), manifiesta que se debe emplear piñones de número impar de dientes, asegurando con ello que no entren en contacto siempre los mismos dientes con los eslabones de un tipo, interiores o exteriores, además para obtener o con ello un desgaste regular entre los dientes de la rueda y la cadena.

Por tanto, para el presente sistema de mecanismo de transmisión de acuerdo a la norma americana (ANSI 40 y paso ½”), y según la Tabla 44 del Anexo 3, los parámetros necesarios para el seleccionamiento del mismo son la velocidad mínima de giro de la catarina, (20-60 rpm) y la potencia de diseño, logrando determinar con ello un piñón de 19 dientes. Véase la Figura 49

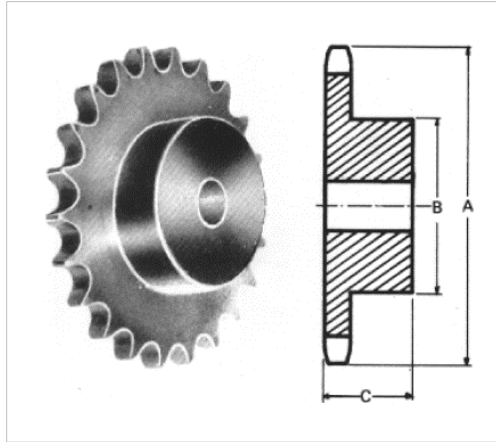


Figura 49. Rueda dentada.
Fuente: Adaptación del autor.

Una vez seleccionada la cadena y elegido el número de dientes del piñón Z_1 , se determina el cálculo de la velocidad en la cadena, la fuerza tangencial, longitud de la cadena, diámetro del paso del piñón conductor, distancia entre centros y la tensión a la cual estará sometida en régimen más crítico:

Empleando la Ecuación 37, se determina la velocidad lineal y con ello la fuerza en la cadena;

$$V_{\text{lineal}} = \frac{12.7\text{mm} * 19 \text{ dientes} * 66 \text{ RPM}}{1000}$$

$$V_{\text{lineal}} = 15.92 \text{ [m/min]}.$$

$$V_{\text{lineal}} = 0.265 \text{ [m/s]}.$$

Usando la Ecuación 38 se obtiene la fuerza en la cadena:

$$F_{\text{cadena}} = \frac{265.95 \text{ W}}{0.265 \text{ m/s}} = 1003.58[\text{N}].$$

El diámetro de paso del piñón se calcula a partir de la Ecuación 39:

$$D_{\text{piñón.}} = \frac{0,5\text{pulg}}{\sin(\frac{180}{19})} = 3.03[\text{pulg}].$$

Distancia entre centros y longitud de la cadena.

Según (Chains, s.f.), en su descripción manifiesta que la distancia entre centros para mecanismos que emplean cadenas de rodillos entre los ejes de las catarinas debe ser de 30-50 pasos de la cadena. Además, el tamaño, la geometría de los elementos, y el propósito académico con el que se diseña el banco de pruebas exige disponer los equipos de manera que sea fácil la observación durante el desarrollo de las prácticas, por tanto, para la presente transmisión se considera un intervalo medio (40 pasos), la distancia entre centros entre sus componentes.

Longitud de la cadena.

Se calcula mediante la Ecuación 40.

$$L_{\text{cadena}} = \left(\frac{2 * 20}{0.5} + \frac{19 + 19}{2} + \frac{(19 - 19)^2}{4 * \pi^2 * 20 / 0.5} \right)$$

$$L_{\text{cadena}} = 49.5 \text{ Plgs} = 126\text{cm} = 99 \text{ pasos.}$$

Lubricación de la transmisión.

Una vez encontrada la velocidad en la cadena de 0,26 m/s, y según el catálogo de cadena (Catalogo Link-belt), la lubricación para nuestra transmisión corresponde a un engrase manual. Así mismo para dichas condiciones de velocidad , potencia y número de dientes, corresponde a una lubricación Tipo A. Véase la Tabla 44 del Anexo 3

6.1.5 Diseño del sistema hidráulico.

6.1.5.1 Cálculo y diseño del tanque de almacenamiento de succión y descarga.

La bomba ZM-44 MAXXI trabaja 20 a 50 rpm con una producción diaria a curso normal (N), de 4300 a 10800 L/día según especificaciones técnicas del fabricante.

Se realiza el cálculo para 50 rpm a 10800 L/ día por ser este el mayor caudal de producción de la bomba.

$$Q_{\text{máx_produc}} = 10800 \text{ [L/día].}$$

$$Q_{\text{máx_produc}} = 7.5 \text{ [L/min]} = 0.125 \text{ [L/seg].}$$

Se considera que las pruebas se realizan por el lapso de 1 minuto teniendo así un volumen desplazado de:

$$V_{\text{desp}} = 1.25 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} * 60 \text{ seg}$$

$$V_{\text{desp}} = 7.5 \times 10^{-3} [\text{m}^3].$$

Para hallar el volumen total que se tiene se debe calcular el área de una sección cuadrada que para el caso es:

$$A_{\text{sección}_C} = \frac{V_{\text{desp}}}{h_{\text{recp}}} [\text{m}^2].$$

Donde:

A = Área de la sección cuadrada.

V_{desp} = Volumen desplazado.

h_{recp} = Altura del recipiente de descarga limitado a 0.15 m por espacio en el banco.

$$A_{\text{sección}_C} = \frac{7.5 \times 10^{-3}}{0.15} = 0,05 [\text{m}^2].$$

Donde largo = ancho en el recipiente se tiene:

$$A_{\text{sección}_C} = l_{\text{recp}}^2$$

Donde:

l_{recp} = Lados del recipiente.

$$l_{\text{recp}} = \sqrt{0,05} = 0.22 [\text{m}].$$

Por el espacio disponible a lo largo y ancho del banco de pruebas se propone dimensiones 0.30 m de largo, 0,30 m de ancho y 0,15 m de alto teniendo un recipiente de descarga con un volumen de:

$$V_{\text{recipiente_descarga}} = 0.30\text{m} * 0.30\text{m} * 0.15\text{m}$$

$$V_{\text{recipiente_descarga}} = 0.0135 [\text{m}^3].$$

Para el diseño del tanque de almacenamiento se propone que sea 8 veces más grande de tal manera que si el agua no se reingresa al tanque de almacenamiento la bomba pueda funcionar normalmente con un mínimo de 8 minutos.

$$V_{T \text{ GRANDE}} = 8V_{\text{recipiente_descarga}}$$

Donde:

$V_{T \text{ GRANDE}}$ = Volumen tanque de almacenamiento grande.

$$V_{T \text{ GRANDE}} = 8(0.0135)m^3$$

$$V_{T \text{ GRANDE}} = 0.108 [m^3] = 108 [L].$$

De acuerdo al espacio disponible en el banco las dimensiones del tanque de almacenamiento son (1,00 x 0,50 x 0,35) metros, que permite almacenar 108 Litros.

6.1.5.2 Capacidad de succión de la bomba.

Según (ZM BOMBAS manual de uso, 2019), la bomba ZM-44 MAXXI succiona agua a una profundidad de 7 metros, altura vertical en regiones que no superen los 305 metros de altitud respecto a nivel del mar, por encima de esta altitud la capacidad de succión de la bomba será menor tanto cuando sea más elevada la altitud.

La profundidad de succión para este caso es de 0.70 metros.

6.1.5.3 Selección del diámetro de la tubería de descarga.

Los parámetros para el cálculo del diámetro de tubería son el caudal y la velocidad máxima en la tubería de succión, según lo mencionado por (Mott R. L., 2006) la velocidad de la tubería de descargar debe ser tres veces menor a la velocidad máxima de la tubería de succión, para este proyecto se emplea un valor de 1m/s para la tubería de descarga.

$$Q_{\text{máx_produc}} = 10800 [L/día] = 1.25 \times 10^{-4} m^3/s$$

$$V_{\text{máx}} = 1 m/s.$$

Despejando de la Ecuación 21 se calcula el diámetro de la tubería.

$$D_{\text{tubería}} = \sqrt{\frac{4(1.25 \times 10^{-4} m^3/s)}{\pi * (1 m/s)}}$$

$$D_{\text{tubería}} = 0.0126 [m] = 12.6 [mm].$$

La tubería que se emplea es de 18,78 mm la más aproximada en diámetro comercial, en material de plástico (PVC). La Tabla 15, muestra el diámetro a instalar para cada tipo de modelo seleccionado de bomba ya que dispone según catálogo del fabricante.

La presión de trabajo la tubería seleccionada cumple con las condiciones necesarias para realizar los ensayos en el banco propuesto manteniendo la seguridad de operación, esta tubería soporta 340 PSI. Véase la Tabla 1.

Tabla 15. Diámetro de las tuberías

DIÁMETRO DE LA TUBERÍA DE SUCCIÓN Y DESCARGA							
Modelo de la bomba	IP 38	ZM 44	ZM 38	ZM 51	ZM 63	ZM 76	ZM 95
Diámetro de la tubería (pulg)	3/4 "	3/4"	1"	1"	1"	1.1/2"	1.1/2"

Fuente: (Manual bombas ZM, 2019).

6.1.5.4 Dimensionamiento de la red hidráulica.

Se determina las pérdidas de carga total en la tubería, para ello se requiere conocer el caudal y el diámetro interno en la tubería, véase la Tabla 1.

Con la Ecuación 5 y remplazando los valores se calcula el valor de la velocidad en la tubería.

$$V_{\text{tubería}} = \frac{1.25 \times 10^{-4} [\text{m}^3/\text{s}]}{\pi \frac{(D_{\text{tubería}})^2}{4}}$$

$$V_{\text{tubería}} = \frac{1.25 \times 10^{-4} [\text{m}^3/\text{s}]}{\pi \frac{(0.01885)^2}{4} [\text{m}^2]}$$

$$V_{\text{tubería}} = 0.447 [\text{m/s}].$$

6.1.5.5 Número de Reynolds.

A través de la Ecuación 12, se determina si es flujo es laminar o flujo turbulento. La Tabla 3, muestra la viscosidad dinámica del agua a 20° C, dada en $n = 1.02 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s}$.

$$N_R = \frac{(0.447 \text{ m/s})(0.01885 \text{ m})(1000 \text{ Kg/m}^3)}{(1.02 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s})}$$

$$N_R = 8260.$$

El número de Reynolds calculado es mayor a 4000 por tanto el flujo se encuentra en régimen turbulento.

6.1.5.6 Pérdidas primarias en la línea de succión.

La Ecuación 16 se emplea para encontrar el valor de la rugosidad relativa.

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0.01885}{7.0 \times 10^{-6}} = 2692.85$$

Al tratarse de un flujo turbulento se usa la Ecuación 15 para encontrar el coeficiente de fricción.

$$f = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{0.01885}{7.0 \times 10^{-6}} \right)} + \frac{5.74}{(8260)^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0.03325.$$

Finalmente con la Ecuación 13 de Darcy – Weisbach, se determina las pérdidas de carga (primarias) en la línea de succión, utilizando la longitud de recorrido $L_s = 0,56m$. Ver plano de la Figura 104 del Anexo 12.

$$h_{P_SUCCIÓN} = (0.03325) \left(\frac{0.56}{0.01885} \right) \left(\frac{(0.447)^2}{2(9.81)} \right)$$

$$h_{P_SUCCIÓN} = 0.01005 \text{ [m]}.$$

6.1.5.7 Cálculo de las pérdidas menores en la línea de succión.

Para obtener las pérdidas menores o pérdidas secundarias se calcula mediante la Ecuación 17, la Tabla 16 describe los accesorios utilizados en este tramo de tubería y los coeficientes de pérdidas para cada accesorio se obtienen de la Tabla 43 del Anexo 2.

Tabla 16. Accesorios utilizados en tramos de tubería de succión

Cantidad	Accesorio	Pérdidas de carga en los accesorios	Factor K
1	Válvula de pie con alcachofa	1.75	1,75
2	Codo 90°	0,90	1,8
1	Unión Universal	0,40	0,40
2	Neplos	0,44	0,88
$\sum K$			4,83
$L_s = 0,56m$			

Fuente: (Autor).

Asimismo, para determinar el valor del coeficiente de resistencia (k) para cada accesorio, utilizar la Ecuación 19 y multiplicar por la cantidad del mismo, en cuanto al valor de la relación de longitud equivalente $\left(\frac{L_e}{D}\right)$, esta se indica en la Tabla 5, por tanto, en la línea de succión se tienen los siguientes accesorios:

Una válvula de pie con alcachofa, de la Tabla 5 $\left(\frac{L_e}{D}\right)$ es $75f_t$ y el valor de $f_t = 0.025$ para una tubería plástica de 3/4 de pulg.

$$K = \left(\frac{L_e}{D}\right) f_t$$

$$K = 75 * 0.025 = 1.875$$

Dos codos 90° , $\left(\frac{L_e}{D}\right)$ es $30f_t$:

$$K = 30 * 0.025 = 0.75 * 2 = 1.5$$

Una unión universal, $\left(\frac{L_e}{D}\right)$ es $30f_t$:

$$K = 30 * 0.025 = 0.75$$

Dos Neplos cuyo valor según la Tabla 43 equivale a $K = 0.44 * 2 = 0.88$

Por tanto, las pérdidas menores en la línea de succión, equivalen a la sumatoria de todos los accesorios.

$$h_{m_succión} = \sum K \left(\frac{V^2}{2g}\right)$$

$$h_{m_succión} = (1.875 + 1.5 + 0.75 + 0.88) \left(\frac{(0.447)^2}{2(9.81)}\right)$$

$$h_{m_succión} = 0.0509 \text{ que es aproximadamente semejante a } 0.048 \text{ [m].}$$

6.1.5.8 Pérdidas primarias en la línea de descarga.

Estas pérdidas se obtienen mediante la Ecuación 13, utilizando la longitud de recorrido en la descarga: $L_D = 2.105m$ Ver plano de la Figura 104 del Anexo 12.

$$h_{P_DESCARGA} = (0.03325) \left(\frac{2.105}{0.01885}\right) \left(\frac{(0.447)^2}{2(9.81)}\right)$$

$$h_{P_DESCARGA} = 0.0377 \text{ [m].}$$

6.1.5.9 Cálculo de las pérdidas menores.

Las pérdidas por accesorios en la línea de descarga se obtienen mediante la Ecuación 17, la Tabla 17 describe los accesorios empleados en esta línea de descarga, los coeficientes de cada accesorio se indican en la Tabla 43 del Anexo 2.

Tabla 17. Accesorios utilizados en tramos de tubería de descarga.

Cantidad	Accesorio	Pérdidas de carga en los accesorios	Factor K
1	Válvula de compuerta	0,20	0,20
6	Codo 90°	0,90	5,4
1	Unión Universal	0,40	0,40
5	Neplos	0,44	2,2
2	Té de paso	0,80	1,6
$\sum K$			9,8
$L_D = 2,105 \text{ m}$			

Fuente: (Autor).

$$h_{m_Descarga} = (9.8) \left(\frac{(0.447 \text{ m/s})^2}{2(9.81) \text{ m/s}^2} \right)$$

$$h_{m_Descarga} = 0.0998 \text{ [m]}.$$

6.1.5.10 Pérdidas de carga total.

Son la sumatoria de las pérdidas mayores y menores tanto en la línea de succión como en la línea de descarga en metros:

$$h_{L\text{Total}} = h_{P_SUCCIÓN} + h_{m_succión} + h_{P_DESCARGA} + h_{m_Descarga}$$

$$h_{L\text{Total}} = 0.01005 + 0.050 + 0.0377 + 0.0998$$

$$h_{L\text{Total}} = 0.1975 \text{ [m]}.$$

6.1.5.11 Altura de bombeo.

Esta altura corresponde a la sumatoria de la altura física [MCA], altura máxima de impulsión del fluido a 50 R.P.M representada en la Tabla 49 del Anexo 8, más las pérdidas de carga total que existe en la tubería y accesorios como se indicó en la Ecuación 11.

$$H_B = 63.24 \text{ [MCA]} + 0.198 \text{ [m]}.$$

$$H_B = 63.438 \text{ [m]}.$$

Esta altura de bombeo servirá para encontrar la potencia útil que entrega la bomba (potencia hidráulica), para ellos se utiliza la Ecuación 30 y remplazar los valores:

$$P_b = 1000 \text{ Kg/m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 * 63.438 \text{ m} * 7.14 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_b = 44.43 \text{ [W]}.$$

Para encontrar la potencia de accionamiento, potencia mecánica que la bomba absorbe se emplea el ensayo de pruebas experimentales (torque) y se remplaza en la Ecuación 35 los valores para el cálculo a 50 R.P.M velocidad de giro en el eje de la bomba, según especificaciones técnicas del fabricante. Véase la Tabla 47 del Anexo 8

Para hallar el momento torsor o par en el eje del Motorreductor se realizaron pruebas experimentales en el sitio. Véase la Figura 68

La Tabla 47 del Anexo 8, indica el desarrollo de esta actividad, donde se elige los valores para 50 R.P.M mostrados en color verde, generando con ello un torque de 22,0136 N.m y obteniendo así una potencia en el reductor de:

$$P_{\text{reductor}} = \frac{2\pi}{60} * 38 * 22.0136$$

$$P_{\text{reductor}} = 87.60 \text{ [W]}.$$

Por tanto la potencia de accionamiento en el eje de la bomba según la Ecuación 35 será:

$$P_4 = 87.60 * 0.85 = 74.45 \text{ [W]}.$$

6.1.5.12 Rendimiento de la bomba.

Para el respectivo cálculo se utiliza la Ecuación 31 y se remplaza los valores.

$$n_{\text{Global}_b} = \frac{44.43}{74.46} = 0.596 * 100$$

El rendimiento de la bomba es del 60 %.

Con estos resultados se puede concluir que la altura de bombeo y el rendimiento hidráulico, tienen una relación directamente proporcionalidad, es decir; que la bomba entrega mayor rendimiento hidráulico cuando alcanza mayor altura de bombeo. Véase la Tabla 49 del Anexo 8

6.1.5.13 Diseñar el esquema mediante software de ingeniería.

A continuación la Figura 50, indica el esquema hidráulico del banco de pruebas, el diseño fue realizado en AutoCAD® en versión estudiantil, las especificaciones del mismo se indica en la Figura 104 del Anexo 12.

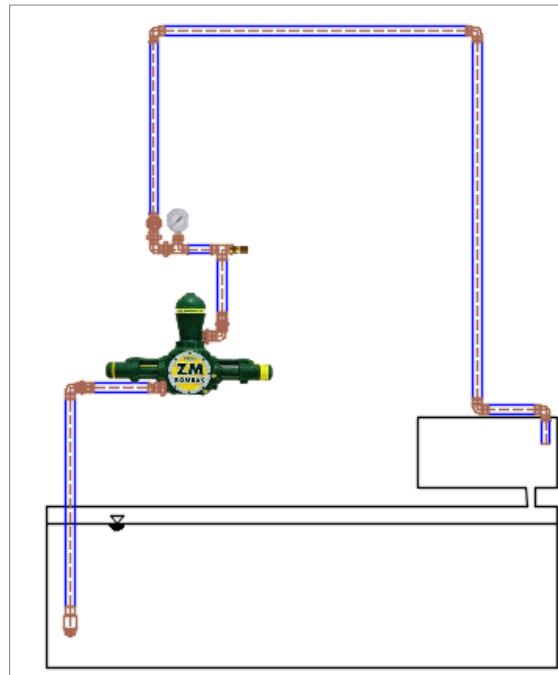


Figura 50. Diagrama del sistema hidráulico.
Fuente: (Autor).

6.1.6 Diseño del sistema eléctrico.

6.1.6.1 Generación del diagrama eléctrico del sistema.

Con el propósito de proteger al Motorreductor ante posibles fallos, se dota al conjunto hidráulico un sistema de fuerza, mando, control, protección y medición como se observa en la Figura 51, en este diagrama se esquematiza la disposición de los elementos y conexiones del circuito de fuerza y control, conformado por un Breaker, Contactor, pulsadores NA y NC, botonera de emergencia así como también un variador de frecuencia, las especificaciones del conjunto se indican en la Figura 105 del Anexo 12.

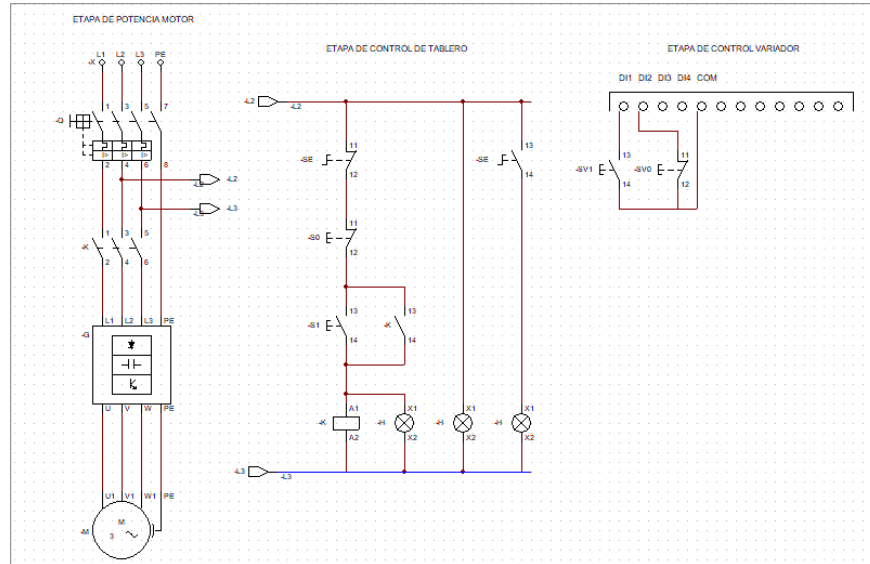


Figura 51. Diseño del sistema eléctrico de mando y control.
Fuente: (Autor).

6.1.6.2 Demanda eléctrica y dimensionamiento de conductores.

Se considera un factor de potencia $\cos\varphi = 0,8$, y un rendimiento del 0,85 de acuerdo a lo recomendado por (Código Eléctrico Ecuatoriano , 1973), con estos valores se determina la potencia eléctrica del motor así:

$$P_{\text{eléctrica_motor}} = \sqrt{3} * I_L * V_L * \cos\varphi$$

$$P_{\text{eléctrica_motor}} = \sqrt{3} * 1.1 * 220 * 0.8 = 335 \text{ [W]}.$$

Se selecciona el calibre del conductor tomando en cuenta como mínimo la capacidad de corriente nominal descrita en la placa característica del motor. Véase la Tabla 13.

Según la (Norma Ecuatoriana de la Construcción , s.f.), manifiesta que el calibre del conductor debe soportar por lo menos el 125% del valor de la corriente de la protección del circuito, de acuerdo a la siguiente Tabla 18.

Tabla 18. Capacidad de protección en función del calibre del conductor.

Calibre del conductor AWG	14	12	10	8	6
Capacidad máxima del interruptor (Amperios)	15/16	20	30/32	40	50

Fuente: (Norma Ecuatoriana de la Construcción , s.f.).

Utilizando la intensidad nominal por placa del motor se selecciona el conductor óptimo de acuerdo a la Norma AWG (Escala Americana) con recubrimiento THW, donde corresponde a un

cable calibre número 10 para el circuito de fuerza y 14 para el circuito de control, el mismo que permite una conexión sencilla y segura soportando con ello una intensidad de 15- 55A, como se indica en la presente Tabla 19.

Tabla 19. Amperaje de los conductores

Amperaje que soportan los cables de cobre					
Nivel de temperatura:	60°C	75°C	90°C	60°C	
Tipo de aislante:	TW	RHW, THW, THWN	THHN, XHHW-2, THWN-2	SPT	
Medida / calibre del cable	Amperaje soportado			Medida / calibre del cable	Amperaje soportado
14 AWG	15 A	15 A	15 A	20 AWG	2 A
12 AWG	20 A	20 A	20 A		
10 AWG	30 A	30 A	30 A	18 AWG	10 A
8 AWG	40 A	50 A	55 A		
6 AWG	55 A	65 A	75 A	16 AWG	13 A
4 AWG	70 A	85 A	95 A		
3 AWG	85 A	100 A	115 A	14 AWG	18 A
2 AWG	95 A	115 A	130 A		
1 AWG	110 A	130 A	145 A	12 AWG	25 A
1/0 AWG	125 A	150 A	170 A		
2/0 AWG	145 A	175 A	195 A		
3/0 AWG	165 A	200 A	225 A		
4/0 AWG	195 A	230 A	260 A		

Fuente: (Masvoltaje, 2019).

6.1.6.3 Dispositivos de protección.

Según (Norma Ecuatoriana de la Construcción , s.f.), manifiesta que los dispositivos de protección contra sobre corriente deben ser interruptores termomagnéticos automáticos, fabricados bajo la norma IEC60898-1, que cumplan con el reglamento técnico Ecuatoriano RTE INEN 091.

6.1.6.4 Cableado de fuerza, puesta a tierra y disyuntores.

El conductor y disyuntor empleados para alimentar el variador de frecuencia corresponde a la sección recomendada por el fabricante según se describe de la Tabla 10. De acuerdo a la demanda eléctrica y según la norma NEC (Nacional Electrical Code 2011), el elemento de protección del sistema corresponde a un Breaker de 10 amperes como se indica en la Tabla 20.

Tabla 20. Tabla de protecciones.

TABLA DE AMPERAJES DE MOTORES Y PROTECCIONES DE RAMALES																				
POTENCIA		CORRIENTE MONOFÁSICA									CORRIENTE TRIFÁSICA									
		115V			208V			230V			208V			230V			460V			
H.P.	K.W	CONSUMO	FUSIBLES	BREAKER	CONSUMO	FUSIBLES	BREAKER	CONSUMO	FUSIBLES	BREAKER	CONSUMO	FUSIBLES	BREAKER	CONSUMO	FUSIBLES	BREAKER	CONSUMO	FUSIBLES	BREAKER	
1/6	0.12	4.4	8	16	2.4	4	6	2.2	4	6										
1/4	0.19	5.8	10	16	3.2	6	8	2.9	6	10										
1/3	0.25	7.2	16	20	4	8	10	3.6	8	10										
1/2	0.37	9.8	20	25	5.4	10	16	4.9	10	16	2.4	4	6	22	4	6	1.1	2	4	
3/4	0.56	13.8	25	40	7.6	16	20	6.9	16	20	3.5	6	10	3.2	6	10	1.6	4	4	
1	0.75	16	32	40	8.8	16	25	8	16	20	4.6	8	16	4.2	8	10	2.1	4	6	
1.5	1.12	20	40	50	11	20	32	10	20	25	6.6	16	16	6	10	16	3	6	10	
2	1.49	24	50	63	13.2	25	32	12	25	32	7.5	16	20	6.8	16	20	3.4	6	10	
3	2.24	34	63	82	18.7	32	50	17	32	40	10.6	20	25	9.6	20	25	4.8	8	16	
5	3.73	56	100	150	32.8	63	82	28	50	82	16.7	32	40	15.2	32	40	7.6	16	20	
7.5	5.60	66	166	200	44	80	125	40	80	100	24.2	40	63	22	46	63	11	20	32	
10	7.46	100	200	250	55	100	150	50	100	125	30.8	50	80	28	50	80	14	25	40	
15	11.2	131	250	350	72	125	200	65.7	125	175	46.2	80	125	42	80	125	21	40	63	
20	14.9										59.4	100	150	54	100	150	27	50	82	
25	18.7										74.8	160	200	68	125	175	34	63	100	
30	22.4										88	160	225	80	160	200	40	80	100	
40	29.8										114	200	300	104	200	300	52	100	150	
50	37.3										143	250	400	130	250	300	65	125	175	
60	44.8										169	315	500	154	315	400	77	160	200	
75	56.0										211	400	630	192	400	500	96	200	250	
100	74.6										273	500	800	248	500	630	124	250	300	
125	93.3										343	600	1000	312	630	800	156	315	400	
150	112										396	800	1000	360	630	1000	180	315	500	
200	149										528	1000	1500	480	1000	1200	240	500	600	
250	187																302	630	800	
300	224																361	630	1000	
350	261																414	800	1000	
400	298																477	1000	1200	
450	336																515	1000	1600	
500	373																590	1000	1600	

Fuente: (Código Eléctrico Nacional (NEC)., s.f.)& Adaptación del autor.

6.2 Implementación de equipos en el banco de pruebas.

La Figura 52, ilustra la estructura principal del banco de pruebas.



Figura 52. Estructura del banco.

Fuente: (Autor).

Primeramente, se monta y ajusta una base sobre la cual se instalará la bomba, debiendo estar perfectamente alineada y nivelada, a continuación, se colocan los piñones, chavetas y prisioneros.

Sobre la base previamente instalada proceder con el montaje de la bomba, el lubricante que aplica a esta bomba es el aceite SAE 40 de acuerdo a lo especificado en su manual por el fabricante.

El Motorreductor se instala considerando que este quede perfectamente alineado y nivelado, es necesario verificar la correcta alineación entre el eje del Motorreductor y el eje de la bomba.

Luego se procede al montaje del sistema de transmisión mediante cadena de rodillos y a continuación se instala las tuberías y demás accesorios. Finalmente se instala el sistema eléctrico representado en el diagrama. (Ver plano Figura 105 Anexo 12)

6.2.1 Montaje del Variador de frecuencia.

Este equipo permite variar la velocidad angular (R.P.M.) del Motor mediante la variación de frecuencia de entrada a la red (Hz), a fin de obtener una velocidad específica para el accionamiento de la bomba La Figura 53, ilustra el variador de frecuencia debidamente instalado.



Figura 53. Montaje del convertidor de frecuencia CFW-08.
Fuente: (Autor).

El sistema de operación dispone de una botonera de emergencia mostrada en la Figura 54, este elemento desactiva el voltaje de alimentación del circuito permitiendo que todo el sistema se apague inmediatamente.



Figura 54. Botonera de paro de emergencia.
Fuente: (Adaptación del Autor).

Un pulsador S1 de color verde Figura 55(a) indica el encendido del sistema, y el pulsador S2 de color rojo Figura 55 (b) indica el apagado.

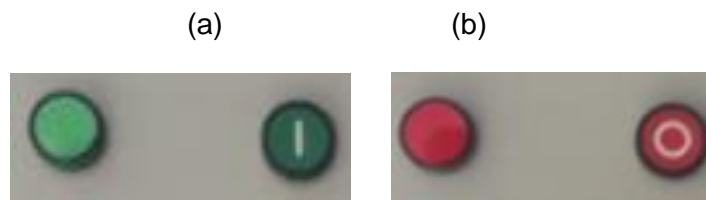


Figura 55. Pulsadores NA; NC.
Fuente: (Autor).

En la Figura 56, se observa la luz roja encendida indicando que el banco está energizado.



Figura 56. Banco de pruebas energizado.
Fuente: (Autor).

6.2.2 Montaje del Motorreductor.

El objetivo de utilizar un Motorreductor es disminuir la velocidad de salida del motor para mantener una velocidad mínima necesaria para nuestra aplicación, y un elevado par torsional para el respectivo funcionamiento de la bomba ZM-44 MAXXI ya que el rango de trabajo de esta comprende entre los 20 hasta un máximo de 60 rpm, el desarrollo del proceso se indica en la Figura 57.



Figura 57. Montaje del Motorreductor T-T ASEA.
Fuente: (Autor).

6.2.3 Montaje de la Bomba de pistón.

La bomba de pistón es el elemento de impulsión de agua, movimiento generado gracias a la acción de un Motorreductor que hace el papel de una rueda hidráulica que permite el movimiento rotacional en lineal, la bomba de pistón cuenta con un sistema de tuberías y manómetro que permiten tomar lecturas de presión y de impulsión de agua en (PSI), para luego transformarla en metros columna de agua (MCA) que es la altura real de impulsión del agua, en la presente Figura 58 describe este proceso.



Figura 58. Elementos de impulsión del agua.
Fuente: (Autor).

6.2.4 Sistema de Trasmisión.

La Figura 59, muestra la transmisión por cadena de rodillos y ruedas dentadas completamente instalado, siendo este el medio de transferencia entre el Motorreductor - Bomba.



Figura 59. Mecanismo del sistema de transmisión.
Fuente: (Autor).

6.2.5 Montaje de los instrumentos de medición.

Manómetro.

Este dispositivo permite indicar la presión con la que se impulsa el fluido, pero no el nivel del mismo. Además, es un dispositivo de mando directo de glicerina el cual, al recibir la presión del líquido, este tiende a abrirse y estirarse, y si la presión baja vuelve a su forma primitiva.

En este movimiento hace oscilar al arco dentado, que mueve, a su vez al pequeño piñón, sobre el que va montada la aguja que indica en una escala la presión de trabajo en PSI y Bares del fluido como se indica en la presente Figura 60.

Para el sistema hidráulico se utiliza un manómetro de glicerina cuyas presiones de trabajo de la bomba varían entre 0 a 213 PSI según las curvas características de funcionamiento que presenta el fabricante. Véase la Figura 25



Figura 60. Manómetro de presión.
Fuente: (Autor).

Tacómetro de mano.

Este dispositivo Figura 61, es ideal para realizar mediciones de velocidad de rotación en el eje de salida del Motorreductor, mide la frecuencia de giro en (R.P.M).



Figura 61. Tacómetro digital.
Fuente: (Autor).

Otros componentes.

Una vez ensamblado y ajustado en su posición el Motorreductor y Bomba de pistón, se arma los componentes hidráulicos tanto en la línea de succión como en la línea de descarga. Estos elementos son: uniones, Neplos, codos, válvulas de compuerta, válvula check.

A continuación, la Figura 62 presenta el sistema del banco de pruebas general ya instalado.



Figura 62: Sistema General del banco de pruebas.
Fuente: (Autor).

6.3 Verificación del funcionamiento del banco de pruebas.

6.3.1 Pruebas de funcionamiento.

Este apartado indica los pasos y las pruebas que se lleva a cabo para analizar el funcionamiento del banco de prueba, y verificar el estado de los dispositivos de accionamiento que lo conforman.

6.3.2 Pruebas Eléctricas.

Se mide los valores de corriente y voltaje nominal del Motorreductor y variador de frecuencia. Cabe indicar que los datos de placa del Motorreductor como del variador no es el mismo, por lo que debido a las exigencias en su funcionamiento, se tuvo que realizar cambios de conexión en los terminales del Motorreductor, es decir se realizó el cambio de estrella a triángulo capaz de contar con el mismo voltaje de alimentación 220V como se muestra en la siguiente Figura 63.



Figura 63. Conexión estrella- triángulo en los terminales del motor.
Fuente: (Autor).

Medición de corriente.

Se utiliza un multímetro digital de pinza para medir la corriente en los terminales del Motorreductor y en los bornes de potencia del variador. El proceso de medición se lo puede apreciar en la siguiente Figura 64.



Figura 64. Medición de corriente de línea.
Fuente: (Autor).

Los valores medidos son las corrientes de línea y se presenta en la Tabla 21, cabe indicar que estos valores fueron tomados sin carga.

Tabla 21. Valores medidos de la corriente de Línea.

	Motorreductor T-T ASEA	Variador de frecuencia CFW-08
Corriente de línea I_l [A]	0.9	0.22

Fuente: (Autor).

Medición de voltaje.

La Figura 65, detalla la medición del voltaje en los bornes de entrada alimentación del variador de frecuencia.



Figura 65. Medición de voltajes de línea.
Fuente: (Autor).

Los valores medidos son las tensiones en los bornes de potencia entre línea y línea sus resultados se presentan en la Tabla 22.

Tabla 22. Valores medidos de los voltajes de línea.

Voltaje (V)	Voltaje en bornes de Potencia (R,S,T)			Terminales de entrada al motor (U,V,W)
	L/L1	N/L2	L3	
Variador de frecuencia CFW-08	120	220	120	-
Motorreductor T-T ASEA	-	-	-	120

Fuente: (Autor).

Los valores de las Tabla 21 y Tabla 22 se encuentran dentro de los rangos admitidos

6.3.3 Pruebas mecánicas.

Para verificar la frecuencia de giro en el eje de salida del Motorreductor se usa un tacómetro digita Figura 67, conjuntamente con el sistema electrónico de mando principal (Panel de control) incorporado, Figura 66. En la Tabla 23 se presentan los valores medidos de frecuencia eléctrica (Hz) y frecuencia de giro (rpm), cabe indicar que estos valores fueron tomados sin carga.

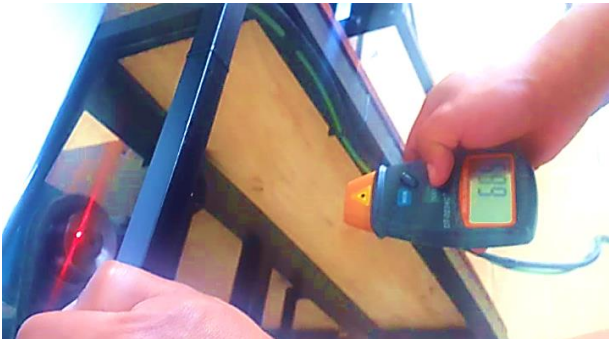


Figura 67. Medición de las Rpm.
Fuente: (Autor).



Figura 66. Panel de control frecuencia (Hz).
Fuente: (Autor).

Tabla 23. Valores de frecuencia y Rpm.

Variables de Entrada Frecuencia (Hz)	Variables de Salida Velocidad en R.P.M
18,18	20
22,72	25
27,27	30
31,81	35
36,36	40
40,9	45
45,45	50
54,54	60
60	66

Fuente: (Autor).

6.3.4 Pruebas de torque.

Las pruebas de Torque consiste en el frenado en el eje del Motorreductor mediante un freno mecánico que dispone de varias pesas, estas son: 2, 4, 5, 10 y 20 kilogramos, de tal manera que al aplicarse individualmente cada una de estas pesas se reduzca la frecuencia de giro(rpm) del eje del Motorreductor, a través de este ensayo se logra medir la potencia de entrada, potencia de accionamiento en el eje de la bomba, las pruebas se desarrollan para varios valores de frecuencia eléctrica: 20, 30, 40 y 50 Hz, la Figura 68 indica el desarrollo de estos ensayos y la información recopilada se indica en la Tabla 47 del Anexo 8.



Figura 68. Medición de Rpm y obtención del torque mecánico.
Fuente: (Autor).

6.3.5 Pruebas de bombeo.

Las mediciones de caudal se realizan llenando un recipiente de volumen conocido y constante (2 Lts) y se toma el tiempo de llenado para diferentes velocidades de rotación de la bomba (rpm). Estos valores se utilizaron para encontrar las curvas características de funcionamiento de la bomba, la Figura 69, muestra el desarrollo de la actividad.



Figura 69. Medición de Caudal.
Fuente: (Autor).

En la Tabla 61 del Anexo 11, se indican los datos obtenidos durante las pruebas de experimentación, donde se interpreta que la bomba trabaja a pleno rendimiento cuando esta gira a elevadas frecuencias de giro(rpm), es decir a medida que aumentan la frecuencia de giro, se tiene un aumento de caudal, teniendo con ello un mayor rendimiento volumétrico. La Tabla 24, resume los datos obtenidos de la Tabla 61 y Tabla 62.

Tabla 24. Datos de caudal variando las Rpm

Variables de Entrada Frecuencia (Hz)	Variables de Salida Velocidad en Rpm	Volumen medido [L]	Tiempo [seg]	Número de vueltas de cigüeñal
20	20	2	45,69	22
30	30	2	40,84	20
40	40	2	18,76	19
50	50	2	18,79	17

Fuente: (Autor).

6.4 Experimentación y registro de datos de R.P.M. y caudal en el banco de pruebas.

Para obtener las curvas de funcionamiento de una bomba de pistón modelo ZM-44 MAXXI se propone la siguiente metodología.

6.4.1 Caracterización de las curvas de funcionamiento.

A partir de las curvas de funcionamiento de una bomba de pistón modelo ZM - 44 MAXXI en su curso normal (N) según especificaciones de los fabricantes, se procede a determinar los parámetros más importantes Caudal y Potencia necesaria. Véase la Figura 70

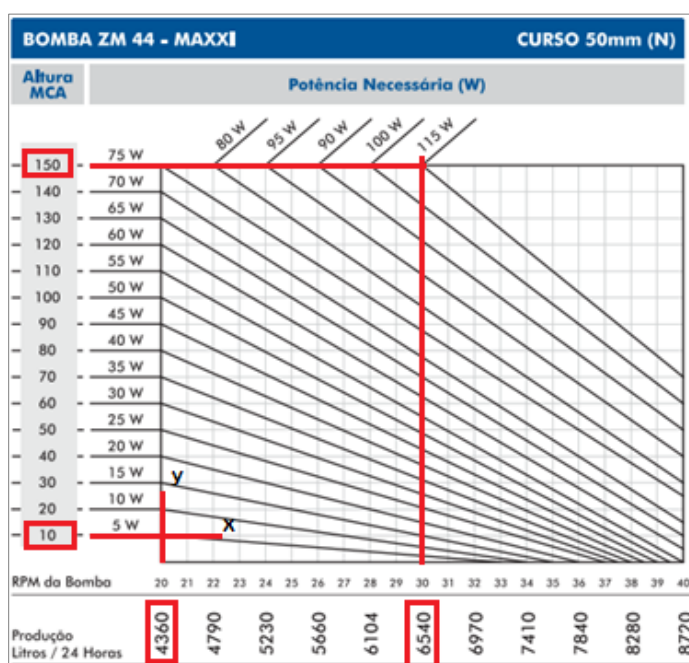


Figura 70. Curvas características de funcionamiento.

Fuente: (Manual de bombas ZM, s.f.).

La Figura 70, muestra los valores de caudal y potencia que entrega una bomba de pistón en su curso normal (N), los datos representados indican los puntos máximos y mínimos de operación de esta bomba. Para interpretar estas curvas, el lector debe asumir dos valores de entrada para dar correspondencia a los valores de salida; por ejemplo para obtener un caudal de 6540 L/día a una altura máxima correspondiente de 150 MCA, se necesita que la bomba gire a 30 R.P.M suministrando una potencia máxima en el eje de esta de 115 W, así mismo para obtener en el punto inferior de la gráfica cuyo caudal de bombeo de 4360 L/día a una altura de elevación de 10 MCA, se necesita que la bomba gire a 20 R.P.M y mantenga aproximadamente un suministro de energía mayor a 5W.

Por tanto, se puede concluir que para caracterizar un punto de funcionamiento en la gráfica los factores hidráulicos de entrada son la frecuencia de giro (R.P.M) y la altura manométrica (MCA), con estos factores se puede determinar el caudal bombeado y la potencia de accionamiento necesaria, las ecuaciones para la presente experimentación son:

$$Q = f(Rpm, H) \quad \text{Ecuación 47}$$

$$N_a = f(Rpm, H) \quad \text{Ecuación 48}$$

Las ecuaciones 47 y 48 indican las variables de respuesta para encontrar con ellos los modelos de predicción, de donde los factores controlables (R.P.M; MCA), son las variables de un proceso que se pueden fijar en un nivel de operación.

6.4.2 Ejecución de la metodología.

Los pasos que se muestran a continuación sirven como guía para el presente desarrollo de la investigación, así como para la obtención de las curvas de funcionamiento y modelos de predicción de la bomba. Para elaborar la metodología se siguen los siguientes pasos:

6.4.2.1 Elaboración de tabla de registro de datos.

Para la recopilación de los valores en la experimentación se diseñó una tabla de registro de datos con todos los parámetros principales, especificaciones técnicas de los componentes que integran el banco de pruebas, así como las variables de entrada y salida en una bomba de desplazamiento positivo adaptándose a los requerimientos del formato institucional. Véase Tabla 46 del Anexo 7

6.4.2.2 Pruebas de campo en el banco implementado.

Se realizaron las pruebas en el banco, según como se explicó en el epígrafe 6.3. La recopilación de los datos se realizó haciendo uso de la tabla de registro de datos mencionada en el literal anterior, donde se tomaron en cuenta las variables; caudal, potencia, altura, velocidad de giro, frecuencia eléctrica y torque. En la ejecución de estas pruebas se debe disponer de un normativo de seguridad y equipo de protección personal, instrucciones indicadas en su mayoría en el desarrollo del manual de guías prácticas de laboratorio. Véase el epígrafe 6.5

6.4.2.3 Análisis de datos.

Mediante ensayos realizados en el banco de pruebas se genera una base de datos experimentales, para ello se determina variables independientes (establecidas por el usuario en el banco de pruebas) como; [frecuencia de giro (R.P.M), altura manométrica (MCA)], y variables dependientes como; [caudal (Q) y potencia de accionamiento (Na)]. Se utiliza el programa Excel® para la organización y clasificación de los datos tomados en las pruebas de campo, la Tabla 25 indica los datos obtenidos en los ensayos de experimentación.

Tabla 25. Datos experimentales obtenidos mediante los ensayos.

Altura- Caudal				Potencia-Caudal			
Variables Independientes		Variables dependientes		Variables Independientes		Variables dependientes	
RPM	Altura [MCA]	Potencia eje Bomba [W]	Caudal [L/día]	RPM	Altura [MCA]	Potencia eje bomba [W]	Caudal [L/día]
20	0	3,56	3260,38	20	0	4	3260,38
	3,5	7,13	3215,48		7	7,3	3118,01
	7	7,3	3118,01		14	11,4	2979,31
	14,1	10,91	2979,31		23	14,5	2605,55
	17,6	13,55	2862,35	30	0	5,34	5165,92
	23,1	14,05	2605,55		3,5	10,62	4789,36
30	0	5,34	5165,92		7	13,14	4560,57
	3,5	10,69	4789,36		10,54	17	4454,76
	7	13,14	4560,57		28,11	33	3517,92
	10,5	17,46	4454,76	40	0	8,2	7955,80
	14,1	22,28	4119,19		7	17,59	7209,01
	21,1	23,78	3933,53		14	24,13	6744,73
	24,6	26,72	3562,15		21	33,58	6209,13
	28,1	33,00	3517,92		49	54	3658,69
	33	43,82	3249,34	50	0	8,91	10255,19
40	0	8,1	7955,8		7	22,27	10093,46
	7	17,59	7209,01		14	30,8	9616,03
	14,1	24,13	6744,73		21	39,28	9305,33
	17,6	30,62	6635,94		56	76,6	6369,33
	21,1	33,58	6209,13				
	28,1	49,16	5673,01				
	49,2	54,51	3658,69				
	56,2	53,89	3506,49				
50	0	8,91	10255,19				
	7	22,27	10093,46				
	14,1	30,80	9616,03				
	21,1	39,28	9305,33				
	28,1	42,57	9037,66				
	35,1	60,12	8575,68				
	56,2	76,60	6369,33				
	63,2	74,46	5220,54				

Fuente: (Autor).

Empleando los datos descritos anteriormente y mediante el software Statgraphics® se realiza el análisis estadístico de los factores y variables, se emplea Statgraphics® debido a que proporciona las funciones adecuadas para el análisis acompañado de una interfaz muy versátil. Entre estas funciones presenta la creación de diseños experimentales como: De cribado, Superficie de respuesta, Mezcla, Factorial multinivel, Arreglos internos/externos, Un solo factor categorial, Multi Factor categórico y Componentes de varianza como se indica en la Figura 71.

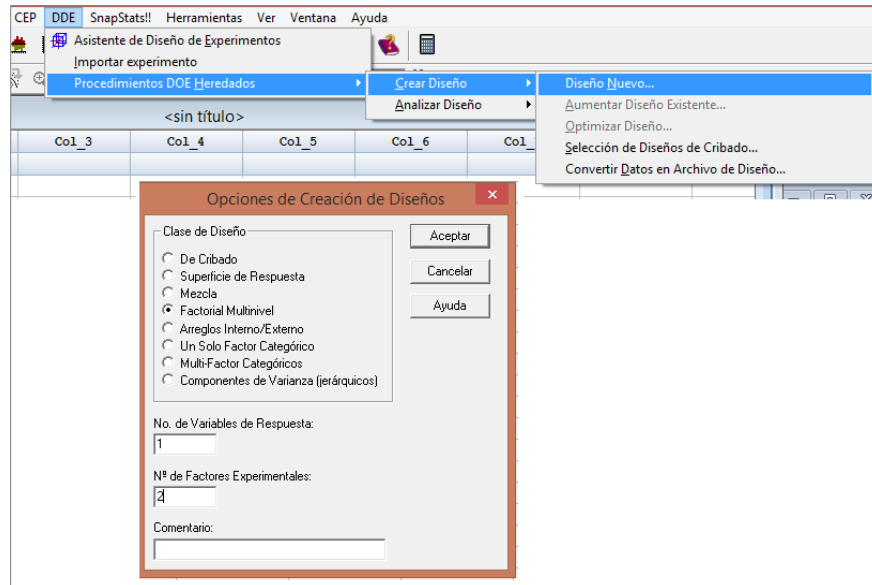


Figura 71. Creación del modelo de diseños Statgraphics.
Fuente: (Autor).

Para el presente análisis de diseño experimental, se seleccionó el diseño Factorial multinivel, en ella permite crear una base de datos estadísticos con todos sus factores y combinaciones aleatoriamente, además permite la creación de diseños con n número de variables de respuesta comprendida en un rango de 1 hasta 16, y n número de factores experimentales cuyo rango comprende 2 hasta 8 en su experimento. Véase la Figura 72

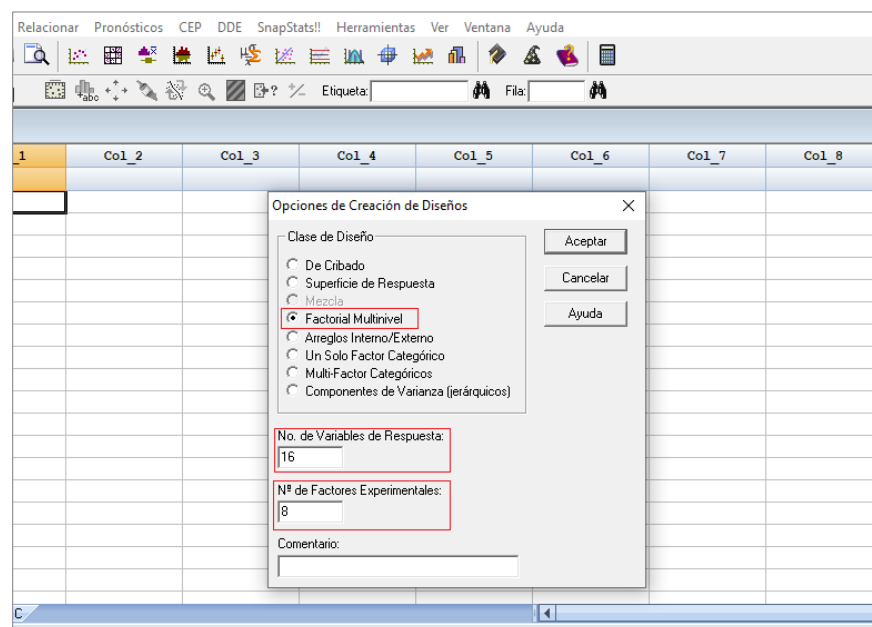


Figura 72. Creación de diseños con No. de variables experimentales.
Fuente: (Autor).

6.4.2.4 Elaboración del modelo de predicción.

En la creación del modelo de predicción se utilizó el diseño factorial multinivel; por ser una herramienta que permite que el usuario pueda especificar el rango de cobertura para cada factor, además permite estudiar efectos con q factores cuantitativos donde arroja una base de datos con todas las combinaciones de los diferentes niveles de sus factores y variables. Por ejemplo la Figura 73, muestra la información a ingresar para cada factor experimental de diseño, donde nos muestra el nombre del factor analizar, los niveles bajos y altos de las corridas que serán generadas, así como el número de niveles entre estas corridas y los niveles espaciados entre los bajos y altos.

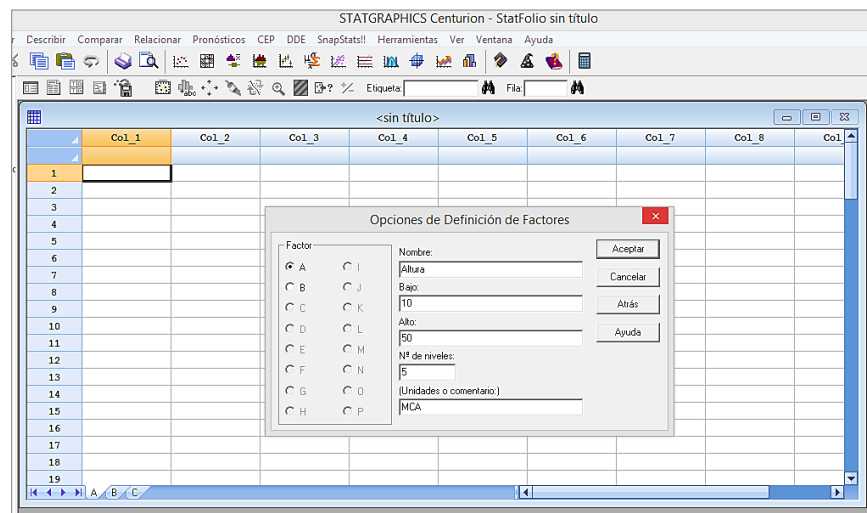


Figura 73. Descripción factores experimentales de diseño.

Fuente: (Autor).

La Figura 74, indica la información a ingresar para la variable respuesta, donde se tiene el nombre de la variable conteniendo hasta 32 caracteres, al igual una etiqueta opcional o comentario hasta 64 caracteres que se incluye sobre la hoja de trabajo experimental.

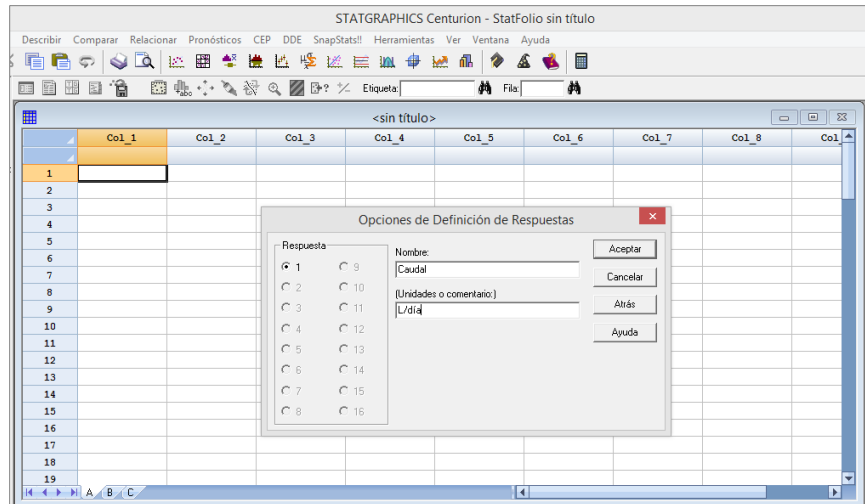


Figura 74. Descripción variable de respuesta.

Fuente: (Autor).

La Figura 75, permite especificar al usuario las opciones de diseño, con cierto número de réplicas para el análisis, así como los grados de libertad entre las corridas.

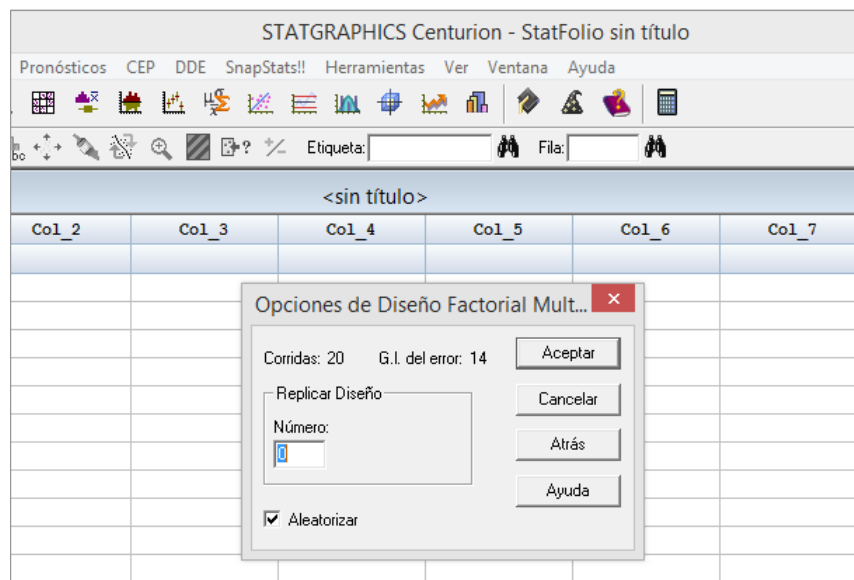


Figura 75. Opciones de diseño.

Fuente: (Autor).

Una vez completado el análisis del diseño experimental, aparecerá la ventana de atributos de diseño de donde se puede observar el diseño base de la experimentación, donde muestra el número de factores experimentales, el número de variables de respuesta, los grados de libertad, así como también, la formación de los datos experimentales, véase la Figura 76.

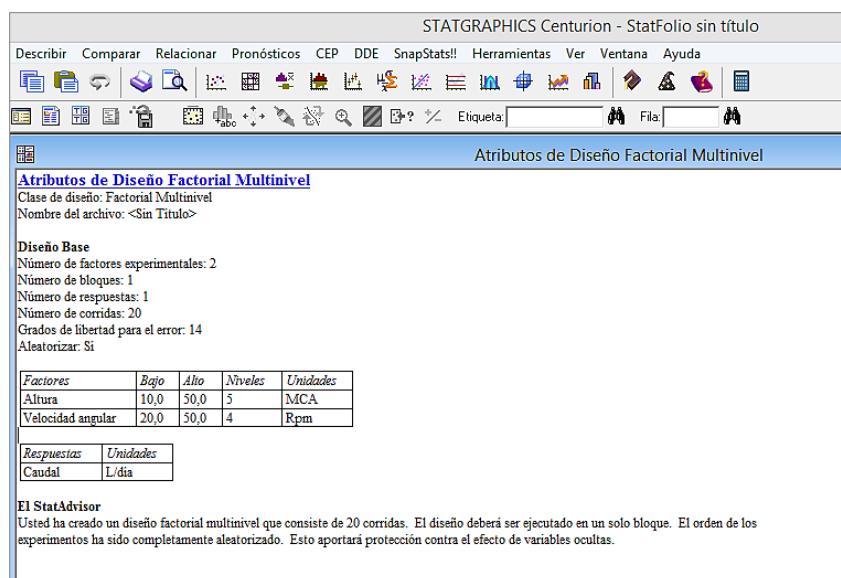


Figura 76. Atributos del diseño factorial.
Fuente: (Autor).

6.4.2.5 Análisis de curvas características y modelo de predicción experimental.

De la Tabla 47 de registro de datos, presentada en el Anexo 8 se tiene una segunda tabla de ensayos, véase Tabla 48 del mismo anexo, la cual permite obtener mediciones de caudal, altura, frecuencia de giro y potencia de accionamiento en el eje de la bomba, obteniendo con ello las curvas características de Altura-Caudal y Potencia-Caudal. Véase la Figura 77 y Figura 78

6.4.2.5.1 Experimentación de las curvas de funcionamiento.

Estas curvas permiten obtener el modelo de predicción de la bomba ZM- 44 MAXXI, la Figura 77 y Figura 78, indican el comportamiento de la altura manométrica en función del caudal y potencia de accionamiento en función del caudal para diferentes valores de Frecuencia de giro (R.P.M), respectivamente.

La Figura 77, describe el comportamiento de la altura de bombeo en función del caudal a diferentes (R.P.M), en la parte inferior de la figura se encuentra la curva obtenida a 20 rpm, donde los valores de altura no superan los 15 MCA con un caudal de 2606 L/día, la siguiente curva representa los valores alcanzados a 30 rpm en la cual se obtuvo caudales mayores a la prueba anterior alcanzando altura máxima de 33 MCA entregando un caudal de 3249 L/día; la tercera curva representa el ensayo a 40 rpm alcanzando alturas superiores a 50 MCA, entregando caudales que van desde 3800L/día a 8000 L/día, finalmente, la curva de color violeta representa

el ensayo a 50 rpm alcanzando alturas superiores a 60 MCA y caudales que comprenden desde 5200 a 10200 L/día.

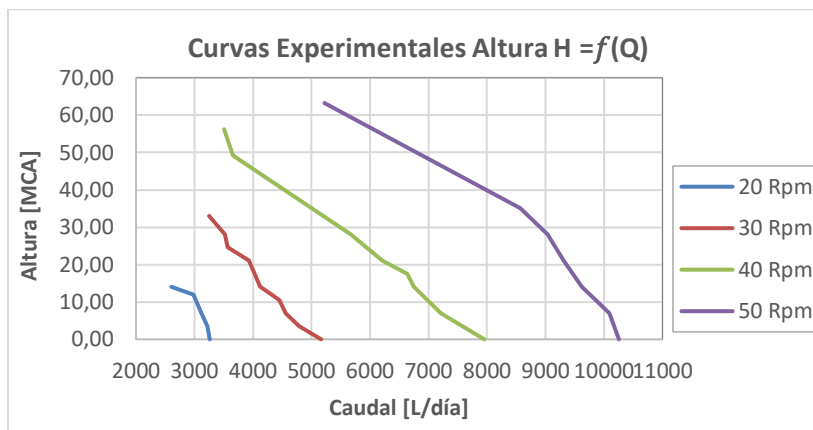


Figura 77. Curva característica de funcionamiento a diferentes Rpm.
Fuente: (Autor).

La Figura 78, describe el comportamiento de la potencia de accionamiento en función del caudal a diferentes (R.P.M), la curva de la parte inferior representa el ensayo a 20 rpm, donde se alcanza una potencia máxima de 14 W y un caudal de 2606 L/día, la siguiente curva representa la prueba a 30 rpm en la cual se obtuvo una potencia máxima de 44 W y un caudal de 3249L/día, la tercera curva describe los valores obtenidos en el ensayo a 40 rpm alcanzando un potencia máxima de 55W y un caudal 3258L/día, finalmente, la curva de la parte superior representa los valores tomados a 50 rpm con una potencia máxima de 74 W y un caudal de 5221 L/día.

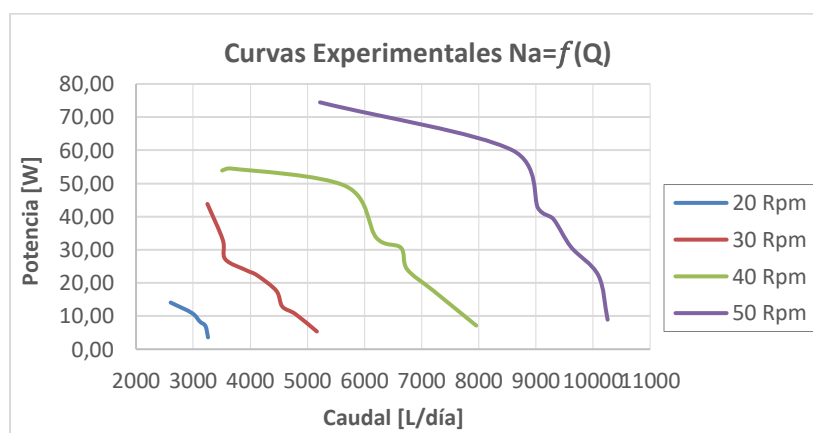


Figura 78. Curvas características de funcionamiento a diferentes Rpm.
Fuente: (Autor).

6.4.2.5.2 Análisis de las variables para el diseño experimental.

A partir de los datos recopilados de la Tabla 48 del Anexo 8, se elige los valores de las variables controlables, como también las variables de respuesta y con ellos se determina el modelo de predicción para la experimentación, así.

Variables controlables.

Velocidad angular (R.P.M.).

Altura (M.C.A.).

Variables de respuesta.

Caudal (L/día).

Potencia de accionamiento (W).

Para dar solución al modelo de predicción se eligieron dos factores de respuestas entre estos se detallan:

Descripción de los factores para dar respuesta al Caudal (Q).

Los factores controlables para el modelo experimental que dan respuesta al Caudal son los siguientes:

Factor A: Altura (M.C.A.)

Este factor se define como la altura manométrica, donde se realizó pruebas aleatorias con un total de 5 niveles los cuales se seleccionan de la siguiente distribución.

- Nivel alto: 50 (M.C.A.).
- Nivel intermedio: 20,30, 40 (M.C.A.).
- Nivel bajo: 10 (M.C.A.).

Factor B: Velocidad angular (R.P.M.)

Este factor se define como la frecuencia de giro en el eje de la bomba. Se realizan pruebas aleatorias con 4 niveles los cuales se distribuyen de la siguiente manera:

- Nivel alto: 50 (R.P.M.).
- Nivel intermedio: 30, 40 (R.P.M.).
- Nivel bajo: 20 (R.P.M.).

Descripción del experimento para el caudal.

Definidos los factores A y B con niveles diferentes estableciendo el diseño factorial multinivel, como se desea dar respuesta al caudal, este (Q) será la primera variable de respuesta a analizar.

Variable de respuesta: Caudal (L/día), el detalle de los factores se indica en la Tabla 26.

Tabla 26. Factores de experimento para Caudal.

Factor	Nombre	Nivel de factor	Valor	Unidades
A	Altura	Alto	50	MCA
		Medio	40	
			30	
			20	
		Bajo	10	
B	Velocidad de giro	Alto	50	RPM
		Medio	40	
			30	
		Bajo	20	

Fuente: (Autor).

Descripción de los factores para dar respuesta a la Potencia de accionamiento (N_a).

Los factores controlables para el segundo modelo experimental que dieron respuesta a la potencia de accionamiento son los siguientes:

Factor A: Altura (M.C.A.)

Este factor se define como la altura manométrica, donde se realizó pruebas aleatorias con un total de 9 niveles los cuales se seleccionan de la siguiente distribución.

- Nivel alto: 64 (M.C.A.).
- Nivel intermedio: 8,16,24,32,40,48,56 (M.C.A.).
- Nivel bajo: 0 (M.C.A.).

Factor B: Velocidad angular (R.P.M.)

Este factor se define como la velocidad angular en el eje de la bomba, de donde se realizó pruebas aleatorias con un total de 4 niveles distribuidos de la siguiente manera:

- Nivel alto: 50 (R.P.M.)
- Nivel intermedio: 30, 40 (R.P.M.)
- Nivel bajo: 20 (R.P.M.)

Descripción del experimento para la potencia de accionamiento.

Definidos los factores A y B con niveles diferentes quedando establecido el diseño factorial multinivel, como se desea dar respuesta a la potencia de accionamiento (N_a), esta será la variable de respuesta.

Variable de respuesta: Potencia de accionamiento (W), la Tabla 27 indica el valor de los factores.

Tabla 27. Factores de experimentación para la potencia.

Factor	Nombre	Nivel de factor	Valor	Unidades
A	Altura	Alto	64	MCA
			56	
		Medio	48	
			40	
			32	
			24	
			16	
			8	
			0	
		Bajo	0	
B	Velocidad Angular	Alto	50	RPM
		Medio	40	
			30	
		Bajo	20	

Fuente: (Autor).

6.4.2.5.3 Digitalización de modelos en el programa estadístico.

Se digitalizó en el programa Statgraphics® (versión de prueba), desde donde se seleccionó el tipo de modelo estadístico con el que se inició el análisis como se muestra en la Figura 79, el modelo que se selecciono fue el diseño factorial multinivel donde se eligió el número de factores y variables de respuesta para el modelo de predicción experimental, al pulsar Aceptar se llenó las casillas con los datos de los factores indicados en la Tabla 26 y Tabla 27.

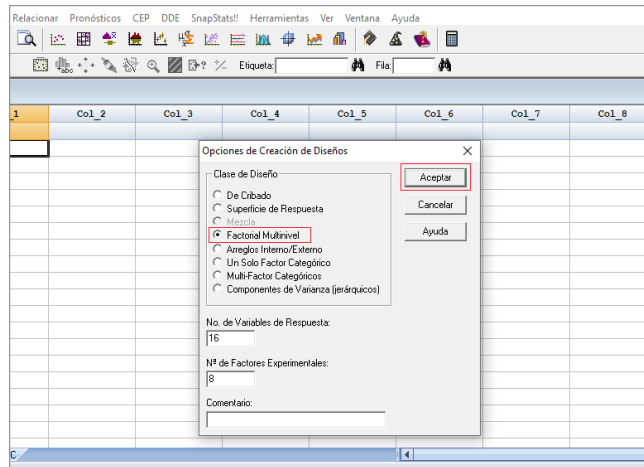


Figura 79. Diseño de modelo experimental programa Statgraphics.
Fuente: (Autor).

6.4.2.5.4 Desarrollo experimental para la obtención del modelo de predicción.

Mediante la experimentación se obtiene dos modelos de predicción que facilitan la obtención de datos para la elaboración de curvas: $Q = f(Rpm, H)$ para el caudal y $N_a = f(Rpm, H)$ para la potencia de accionamiento.

6.4.2.5.5 Modelo de predicción para el Caudal $Q = f(Rpm, H)$.

La Tabla 28, detalla los datos obtenidos para la variable de respuesta “caudal”, donde los valores representados indican el desarrollo aleatorio de una réplica en sus factores y niveles, lográndose 24 tratamientos en total para el análisis.

Tabla 28. Hoja de datos modelo experimental (Sistema Multinivel).

MODELO CAUDAL.sfx				
	BLOQUE	Velocidad de giro Rpm	Altura MCA	CAUDAL L/día
1	1	40	50	3843,7
2	1	50	20	9495,56
3	1	20	10	3093
4	1	40	30	5470,5
5	1	30	30	3398,43
6	1	40	10	7102,58
7	1	20	20	2698
8	1	30	20	3863,5
9	1	30	10	4429,89
10	1	40	20	6285,88
11	1	50	10	9937,58
12	1	50	30	8857,94
13	1	50	40	8024,72
14	1	20	60	-1337
15	1	30	40	3034,68
16	1	40	40	4656,44
17	1	20	40	1171

Fuente: (Autor).

Análisis de varianza (ANOVA) para el Caudal.

En la Tabla 29 ANOVA, se aprecia el análisis de la varianza para el caudal, para cada factor controlable (fuente) se muestran un valor de P, cuando este valor P se encuentra sobre el 0,05 indica que sus factores o combinaciones no se ajustan al modelo de predicción, en el caso mostrado la combinación AB (Rpm-Altura), es el único término sin influencia en el modelo de respuesta excluyéndolo del diseño ya que este posee un valor de $P > 0,05$, descrito de otra manera los factores o combinaciones deben presentar un ajuste (fiabilidad) mínimo del 95%.

Tabla 29. Análisis de varianza para el Caudal.

Fuente	Suma de Cuadrados	G.I	Cuadrado Medio	Razón-F	Valor-P
A:Velocidad de giro	1,65571E8	1	1,65571E8	4557,34	0,0000
B:Altura	3,08162E7	1	3,08162E7	848,22	0,0000
AA	3,64669E6	1	3,64669E6	100,38	0,0000
AB	11138,4	1	11138,4	0,31	0,5866
BB	1,22982E6	1	1,22982E6	33,85	0,0000
Error total	653949,	18	36330,5		
Total (corr.)	1,91481E8	23			
R-cuadrada = 99,6585 porciento					
R-cuadrada (ajustada por g.l.) = 99,5636 porciento					

Fuente: (Autor).

El valor R-Cuadrada indica el ajuste del modelo de predicción indicando un 99,6585% de la variabilidad en el caudal. El valor de R-cuadrada ajustada, es el más adecuado para comparar los modelos con diferente número de variables independientes este valor alcanza un 99,563%.

Diagrama de Pareto para el Caudal.

El diagrama de Pareto muestra la magnitud de los efectos estandarizados, donde los factores A (R.P.M) y B (Altura) reflejan mayor significancia a la respuesta, y las combinaciones de estos factores presentan un efecto significativo menor. Por ejemplo, la combinación AB al estar al lado izquierdo de la línea de referencia no incide en la respuesta asegurando un grado de confiabilidad del 95%. Véase la Figura 80

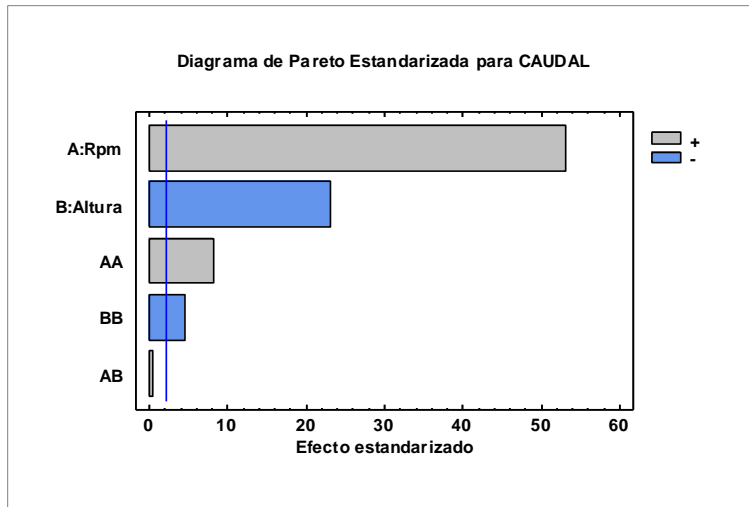


Figura 80. Diagrama de Pareto estandarizada para Caudal.
Fuente: (Autor).

Gráfica de efectos principales para el Caudal.

Esta gráfica permite interpretar la variable de respuesta Caudal según la frecuencia de giro (R.P.M) y según la altura manométrica (MCA), por una parte el caudal y las R.P.M se relacionan de forma directamente proporcional, es decir si se aumenta las R.P.M, existe un aumento de caudal y viceversa; por tanto el caudal y la altura manométrica se relacionan de forma inversamente proporcional, mientras la altura aumenta el caudal disminuye y viceversa como se muestra en la presente Figura 81.

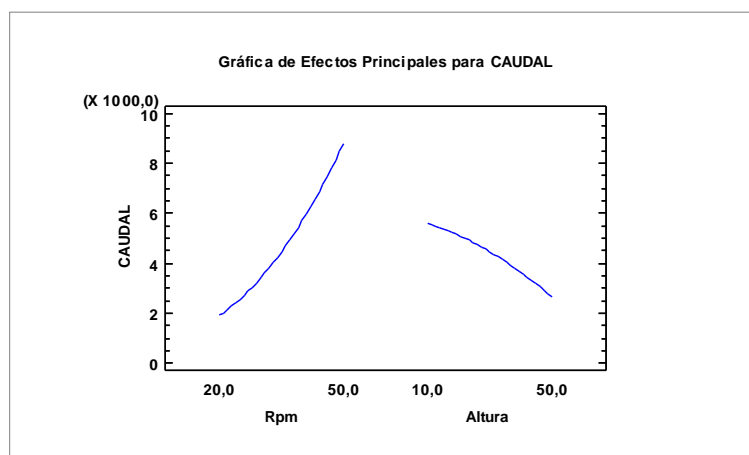


Figura 81. Efectos principales para el Caudal.
Fuente: (Autor).

Contornos de la superficie de respuestas para el Caudal.

La Figura 82, detalla los valores de altura y R.P.M que se debe mantener para lograr el caudal deseado, por ejemplo para proveer un caudal 2500 L/día la bomba requiere trabajar entre 20 y 33 R.P.M aproximadamente y la altura manométrica puede estar entre 21 y 50 M.C.A aproximadamente.

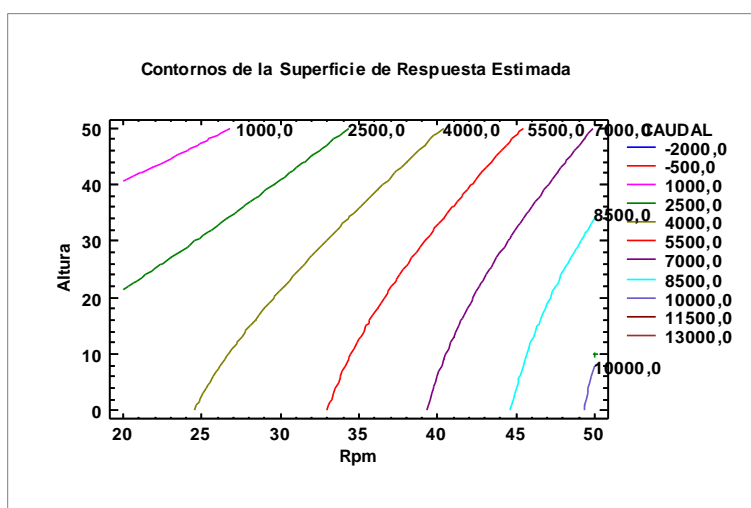


Figura 82. Superficie de respuesta para el Caudal.
Fuente: (Autor).

Resultado de la ecuación de regresión Caudal.

A partir del modelo de predicción se obtiene la siguiente ecuación (lineal) la cual se ajusta a los datos experimentales, presentando valores de error relativo sobre el 0,1 véase la Tabla 53 del Anexo 9 permitiendo que la variable de respuesta del modelo disminuya. La ecuación que se ajusta al modelo es la siguiente.

$$\text{Caudal} = -915,099 + 229,363 * \text{Rpm} - 79,501 * \text{Altura} [\text{L/día}]. \quad \text{Ecuación 49}$$

Empleando el mismo modelo de predicción se obtiene una segunda ecuación (cuadrática) que se ajusta a los datos experimentales, esta ecuación permite que la variable de respuesta muestre valores de error relativo inferiores al 0,1. La Tabla 54 del Anexo 9, detalla el error relativo de esta variable, asegurando cumplir con los parámetros establecidos por el modelo. La ecuación del modelo ajustado es la siguiente:

$$\text{Caudal} = 2915,05 - 56,1714 * \text{Rpm} - 24,0411 * \text{Altura} + 4,03175 * \text{Rpm}^2 + 0,104739 * \text{Rpm} * \text{Altura} - 0,890187 * \text{Altura}^2 \text{ [L/día]}. \quad \text{Ecuación 50}$$

De la Ecuación 50 se afirma que las variables de predicción para este modelo son: las R.P.M. y la altura, permitiendo de esta manera obtener, una variable de respuesta del modelo caudal (Q).

Verificación de la ecuación de regresión Caudal.

Se verifica la Ecuación 50, que se ajustan a los datos, donde se utiliza los valores de los factores presentados en la Tabla 48 del Anexo 8 y se realiza la comprobación de los datos experimentales con los calculados. Véase la Tabla 50, Tabla 51 y Tabla 52 del Anexo 9

De los datos analizados se comprueba que la ecuación cuadrática obtenida a partir de este diseño se ajusta a los datos experimentales. En la Tabla 54 del Anexo 9, se detalla el margen de error relativo de estos valores, obteniendo en primera instancia un valor del 2% siendo aceptable para el presente experimento.

La Figura 83, muestra la ecuación de regresión del modelo, donde todas las curvas son simétricas con el modelo de predicción cuadrático anterior.

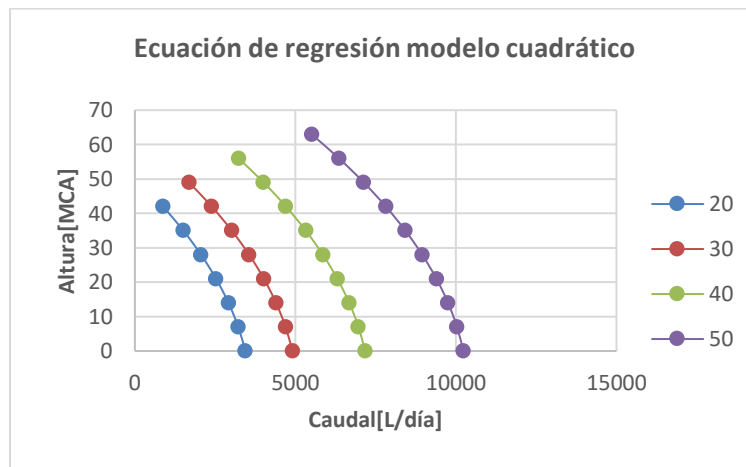


Figura 83. Curvas con el modelo ajustado de regresión.
Fuente: (Autor).

6.4.2.5.6 Modelos de predicción para la Potencia de accionamiento. $N_a = f(Rpm, H)$.

Se realiza un primer modelo de predicción de tipo lineal descrito en Tabla 55 del Anexo 10, donde muestra el resultado del valor P, indicando en que sus factores son estadísticamente significativos menor al 0,05, por lo que se concluye que el modelo no se ajusta a los datos, indicando un R^2 (85,74%). Un segundo modelo se ejecutó en su forma cuadrática el cual presenta mejores aproximaciones que el modelo de forma lineal. A continuación, se presenta los resultados en su forma cuadrática.

Análisis de varianza (ANOVA) para la Potencia de accionamiento(N_a).

En la Tabla 30, se aprecia el análisis de la varianza de la potencia de accionamiento, para cada factor controlable (fuente) se muestran un valor de P, cuando este valor P se encuentra sobre el 0,05 indica que sus factores o combinaciones no se ajustan al modelo de predicción, en el caso mostrado la combinación BB (Rpm-Rpm), es el único término sin influencia en el modelo de respuesta excluyéndolo del diseño ya que este posee un valor de $P > 0,05$, descrito de otra manera los factores o combinaciones deben presentar un ajuste (fiabilidad) mínimo del 95%, similar a análisis del experimento anterior.

Tabla 30. Análisis de varianza para la Potencia.

Fuente	Suma de Cuadrados	G.l	Cuadrado Medio	Razón-F	Valor-P
A:Altura	6833,63	1	6833,63	2562,21	0,0000
B:Rpm	6276,84	1	6276,84	2353,45	0,0000
AA	337,615	1	337,615	126,59	0,0000
AB	1757,03	1	1757,03	658,78	0,0000
BB	4,20455	1	4,20455	1,58	0,2190
Error total	80,0124	30	2,66708		
Total (corr.)	15289,3	35			
R-cuadrada = 99,4767 porciento					
R-cuadrada (ajustada por g.l.) = 99,3895 porciento					

Fuente: (Autor).

El valor R-Cuadrada indica que el modelo ajustado, explica el 99,47% de la variabilidad en potencia de accionamiento, si este valor se aproxima al 100% indica que los puntos están más cerca a línea de regresión ajustada. Así mismo, el valor El valor de R-cuadrada ajustada, es el más adecuado para comparar los modelos con diferente número de variables independientes este valor alcanza un 99,38%.

Diagrama de Pareto para la Potencia de accionamiento(N_a).

La Figura 84, muestra los factores A (altura) y B (R.P.M.) los cuales reflejan mayor significancia a la respuesta, y sus combinaciones presentan un efecto significativo menor. Por ejemplo, la combinación BB presenta el menor efecto significativo en la respuesta, aun así, al estar al lado izquierdo de la línea de referencia se puede excluir del modelo sin afectar en gran porcentaje la variable de respuesta (N_a).

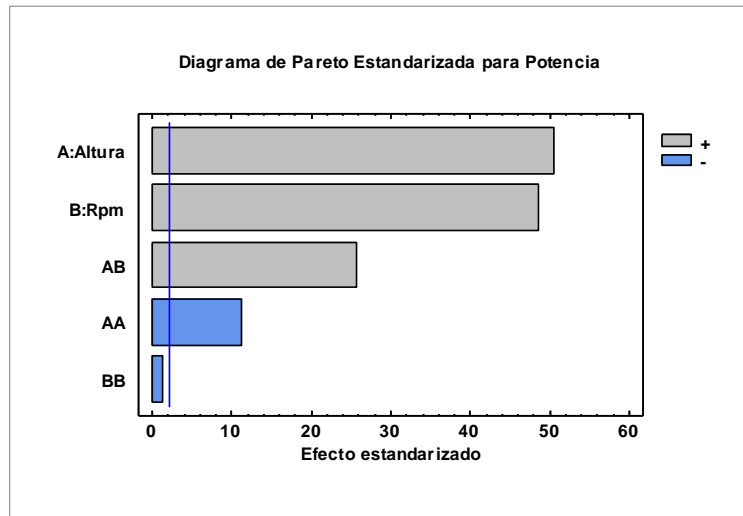


Figura 84. Diagrama de Pareto estandarizada para la potencia.
Fuente: (Autor).

Gráfica de efectos principales para la Potencia de accionamiento(N_a).

La Figura 85, muestra el comportamiento que tiene la potencia con respecto a la altura y las R.P.M, es decir la potencia crece conforme aumenta la altura de bombeo, así mismo se puede afirmar que a mayor número de R.P.M (20-50) se obtiene una potencia mayor.

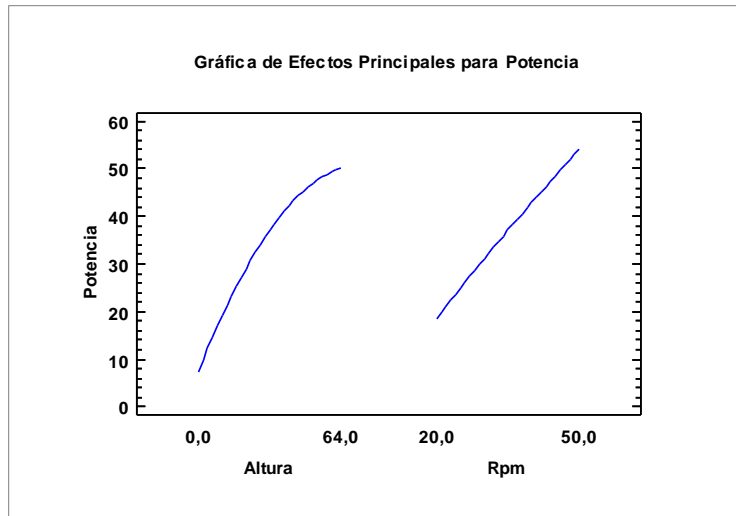


Figura 85. Gráfica de efectos principales para la potencia.
Fuente: (Autor).

La Tabla 31, muestra la tabla de análisis de varianza (ANOVA) de la potencia, como se excluyen los términos que no afectan estadísticamente a la variable de respuesta, presentando un valor estadístico de R- cuadrada del 99,44% en la variable de respuesta, si este valor se aproxima al 100%, indicará que más cerca estarán los puntos de datos de la línea de regresión ajustada, asimismo el estadístico R- cuadrada ajustada representa el 99,37% de la variable de respuesta con relaciona a las variables predictores del modelo.

Tabla 31. Análisis de varianza excluidos términos no significativos.

Fuente	Suma de Cuadrados	G.l	Cuadrado Medio	Razón-F	Valor-P
A:Altura	6833,63	1	6833,63	2515,44	0,0000
B:Rpm	6276,84	1	6276,84	2310,49	0,0000
AA	337,615	1	337,615	124,28	0,0000
AB	1757,03	1	1757,03	646,76	0,0000
Error total	84,2169	31	2,71667		
Total (corr.)	15289,3	35			
R-cuadrada = 99,4492 porciento					
R-cuadrada (ajustada por g.l.) = 99,3781 porciento					

Fuente: (Autor).

Resultados de la ecuación de regresión Potencia de accionamiento (N_a).

A partir del modelo de predicción se obtiene la ecuación de regresión que se ajusta a los datos experimentales. La ecuación del modelo ajustado es la siguiente:

$$\text{Potencia} = -1,07251 + 0,17281 * \text{Altura} + 0,225089 * \text{Rpm} - 0,00850159 * \text{Altura}^2 + 0,0294 * \text{Altura} * \text{Rpm} \quad [\text{W}]. \quad \text{Ecuación 51}$$

De la Ecuación 51, se puede afirmar que las variables de predicción para este modelo son: R.P.M. y la Altura, permitiendo de esta manera obtener, una variable de respuesta del modelo Potencia de accionamiento (N_a).

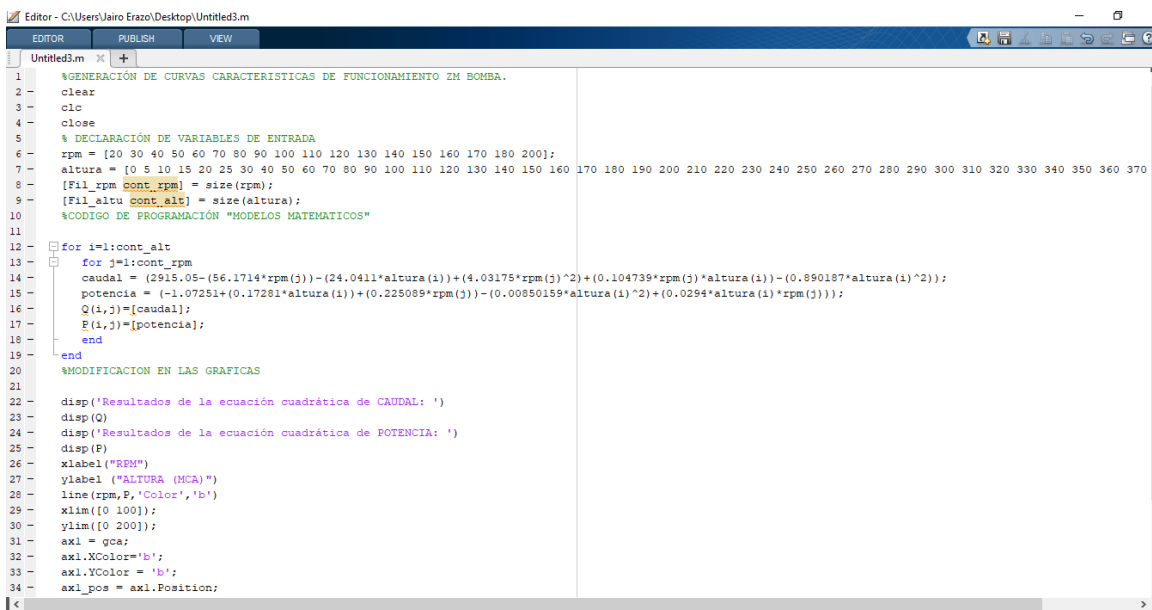
Verificación de la ecuación de regresión Potencia de accionamiento (N_a).

Se verifica la Ecuación 51 de regresión que se ajustan a los datos, donde se utilizan los valores de los factores mostrados en la Tabla 48 del Anexo 8, y se realiza la comprobación de los datos experimentales con los datos ajustados mediante la ecuación de proyección. Véase la Tabla 57 y Tabla 58 del Anexo 10

De los datos analizados se comprueba, que la ecuación cuadrática obtenida a partir de este diseño se ajusta a los datos experimentales, presentando en primera instancia un valor de error relativo sobre el 10 %, concluyendo que en este intervalo de trabajo a 20 R.P.M. la bomba no funciona normalmente, por tanto, en intervalos de 30, 40, y 50 R.P.M los resultados son más favorables con un grado de precisión en el modelo del 90%. Con todo ello se concluye que el modelo es aceptable para el presente experimento. Véase la Tabla 60 del Anexo 10

6.4.2.6 Generación de curvas aplicando los modelos matemáticos generados.

A partir de los modelos matemáticos obtenidos experimentalmente mediante el software estadístico Statgraphics®, se construye las curvas características de funcionamiento de la bomba, para ello se utiliza el software Matlab® en su (versión de prueba). La Figura 86, ilustra la declaración de variables y la generación del código fuente de programación en el software.



```
1 %GENERACIÓN DE CURVAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO ZM BOMBA.
2 clear
3 tic
4 close
5 % DECLARACIÓN DE VARIABLES DE ENTRADA
6 rpm = [20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180 200];
7 altura = [0 5 10 15 20 25 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180 190 200 210 220 230 240 250 260 270 280 290 300 310 320 330 340 350 360 370];
8 [Fil_rpm cont_rpm] = size(rpm);
9 [Fil_altu cont_altu] = size(altura);
10 %CODIGO DE PROGRAMACIÓN "MODELOS MATEMATICOS"
11
12 for i=1:cont_altu
13     for j=1:cont_rpm
14         caudal = (2915.05-(56.1714*rpm(j))-(24.0411*altura(i)))+(4.03175*rpm(j)^2)+(0.104739*rpm(j)*altura(i))-(0.890187*altura(i)^2);
15         potencia = (-1.07251+(0.17281*altura(i))+(0.225089*rpm(j))-(0.00850159*altura(i)^2)+(0.0294*altura(i)*rpm(j)));
16         Q(i,j)=caudal;
17         P(i,j)=potencia;
18     end
19 end
20 %MODIFICACION EN LAS GRAFICAS
21
22 disp('Resultados de la ecuación cuadrática de CAUDAL: ')
23 disp(Q)
24 disp('Resultados de la ecuación cuadrática de POTENCIA: ')
25 disp(P)
26 xlabel('RPM')
27 ylabel('ALTURA (MCA)')
28 line(rpm,P,'Color','b')
29 xlim([0 100]);
30 ylim([0 200]);
31 axl = gca;
32 axl.XColor='b';
33 axl.YColor = 'b';
34 axl_pos = axl.Position;
```

Figura 86. Declaración de variables y generación de código de programación.

Fuente: (Autor).

La Figura 87, muestra las curvas características de potencia (W), en la gráfica se detalla las dos variables independientes [frecuencia de giro (R.P.M) y Altura manométrica (MCA)], y las dos variables dependientes [Caudal (Q) y Potencia de accionamiento (Na)], a continuación, se muestra cómo interpretar la figura. Por ejemplo, si se requiere suministrar un caudal de 7000 Lts/día, a una altura de 80 M.C.A, se necesita en la bomba una potencia mínima de 110 W y que gire a 40 R.P.M, asimismo para mantener ese mismo caudal, pero a mayor altura 120 M.C.A necesariamente se requiere en la bomba una potencia mínima de 150 W y que esta gire a las mismas R.P.M, con esto se puede concluir que de acuerdo a lo obtenido experimentalmente y según las curvas que presenta el fabricante Figura 70, el caudal se ve reflejado un 20 % del caudal real. En cuanto a la potencia esta misma si se ve disminuida a la mitad respecto a los datos y curvas del fabricante.

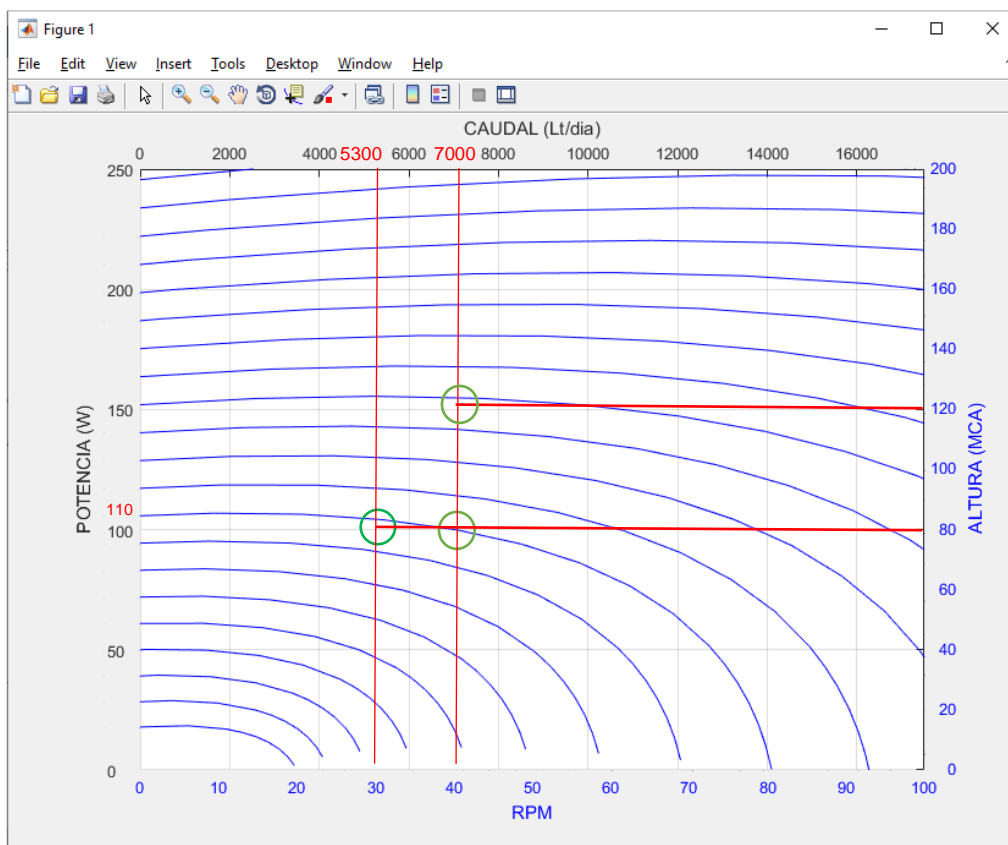


Figura 87. Generación de curvas características de potencia.
Fuente: (Autor).

6.4.3 Generación de curvas características por ciclos de bombeo y R.P.M.

Las curvas de bombeo en una bomba de pistón de desplazamiento positivo es una línea recta de gasto constante, estas curvas se obtienen a partir de los datos recopilados durante los ensayos en el banco de pruebas. Véase la Tabla 61 del Anexo 11

La presente Figura 88, indica la vista preliminar del recorrido (carrera) del pistón dentro de la cámara del sistema de bombeo.

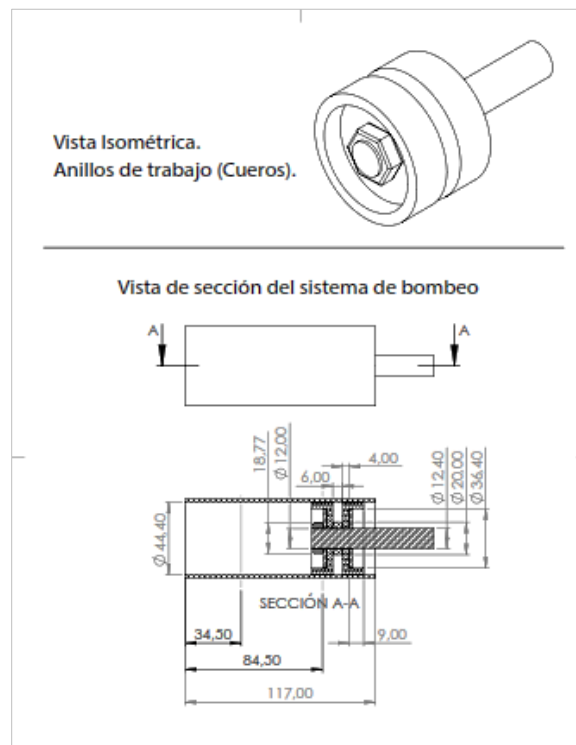


Figura 88. Sistema de bombeo (Recorrido de los pistones).
Fuente: (Autor).

Volumen de Líquido en el cilindro o volumen desplazado.

Para calcular la cantidad de líquido desplazado se usa la siguiente geometría de diseño del modelo de bomba, la Tabla 32 representa las dimensiones del sistema de bombeo.

Tabla 32. Sistemas de bombeo.

GEOMETRÍA DE LA BOMBA						
Carrera S [mm]	Radio del disco [mm]	Diámetro exterior Cilindro [mm]	Diámetro del pistón [mm]	Espesor de la camisa [mm]	Longitud del cilindro [mm]	Longitud del pistón [mm]
50	25	48,4	44,4	2	117,2	14

Fuente: (Autor).

Estas características geométricas sirven para calcular el volumen desplazado por cada recorrido del pistón dentro de la cámara de succión:

$$V = A.S$$

Donde:

A = Área de un cilindro [m^2].

S = Carrera del pistón [m].

$$V_d = \frac{\pi \times D^2}{4} * S$$

El volumen desplazado por cada recorrido del pistón según la ecuación anterior es:

$$V_d = \frac{(\pi)(D_1^2)}{4} * l_1 + \frac{(\pi)(D_2^2)}{4} * l_2$$

$$V_d = \frac{(\pi)(36.4mm^2)}{4} * 9.1mm + \frac{(\pi)(44.4mm^2)}{4} * 50mm$$

$$V_d = 9469.642 \text{ mm}^3 + 77415.12 \text{ mm}^3$$

$$V_d = 8.68847 \times 10^{-5} [m^3].$$

Por tanto, el volumen desplazado por cada revolución (vueltas del cigüeñal) entre las 2 cámaras de trabajo será:

$$V_{TDesplazado} = 2V_d$$

$$V_{TDesplazado} = 2(8.68847 \times 10^{-5})[m^3].$$

$$V_{TDesplazado} = 1.73769 \times 10^{-4} [m^3].$$

De la Ecuación 24, se determina el caudal teórico de una bomba de pistón, la misma que está en función de las dimensiones del cilindro, de la carrera y del número de revoluciones de trabajo.

Para 40 R.P.M. se tiene:

$$Q_t = \frac{(1.73769 \times 10^{-4})(4,1887 \text{ rad/seg})}{60}$$

$$Q_t = 1,2131 \times 10^{-5} [m^3/s].$$

$$Q_t = 1,2131 \times 10^{-5} \frac{m^3}{\text{seg}} \times \frac{1000\text{lt}}{1m^3} \times \frac{3600\text{seg}}{1\text{hora}} \times \frac{24\text{horas}}{1\text{día}}$$

$$Q_t = 1048,21[\text{lt/día}].$$

En forma experimental el volumen desplazado por cada vuelta del cigüeñal se observó que 18 vueltas equivale a un volumen de 2 Lts igual a $2 \times 10^{-3} m^3$, es decir 0.1052Lts por cada revolución, para calcular el caudal real en la tubería de descarga se obtiene midiendo el volumen de líquido desplazado en cada revolución en cada intervalo de tiempo, estos datos se describen en su totalidad en la Tabla 61 del Anexo 11, la elección de los mismo para el análisis experimental se indican en la Tabla 62 y el ajuste de los mismos se indican en la Tabla 63 del mismo anexo, de los cuales se toma los valores de caudal a 40 y 50 R.P.M, siendo este el régimen normal de trabajo de la bomba.

Para determinar el caudal desplazado utilizar la Ecuación 5.

$$Q = \frac{2 \text{ lts}}{15.49 \text{ seg}}$$

$$Q = 0.1291 \text{ [lts/seg]}$$

El caudal bombeado por cada ciclo de cigüeñal es:

$$Q = 7.1730 \times 10^{-3} \frac{\text{lt}}{\text{seg}} \times \frac{3600 \text{ seg}}{1 \text{ hora}} \times \frac{24 \text{ horas}}{1 \text{ día}} = 619.75 \text{ [lts/día]}.$$

Mediante la Ecuación 25, se calcula el rendimiento volumétrico del sistema entre el pistón y el cilindro:

$$n_v = \frac{619,75 \text{ [L/día]}}{1048,2 \text{ [L/día]}} = 0,59$$

Con estos resultados se puede mencionar que el rendimiento volumétrico que evalúa la relación entre el volumen real frente al volumen teórico, así como el sellaje entre el pistón y el cilindro que entrega una bomba de desplazamiento positivo, por lo generalmente se encuentra en el entorno como lo manifiesta (Ramos, 1994) en su descripción.

La Figura 89 y Figura 90 muestra los resultados obtenidos para el ensayo a 40 R.P.M. y las Figura 91 y Figura 92 describe los resultados del ensayo a 50 R.P.M.

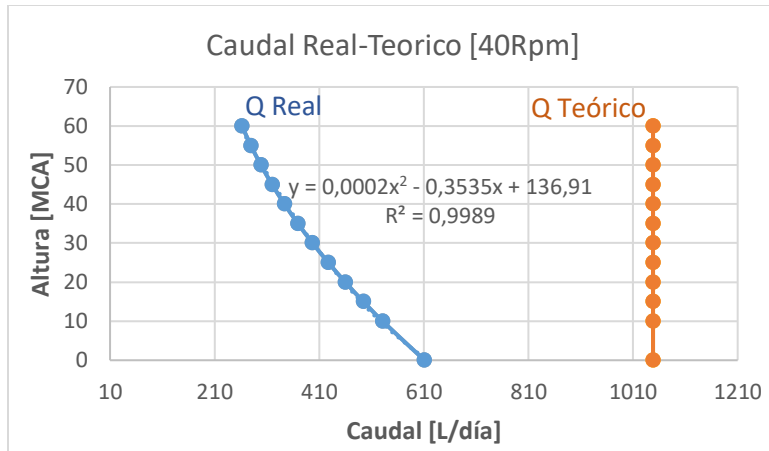


Figura 89. Curvas características por ciclos de bombeo - rpm de una bomba de pistón
Fuente: (Autor).

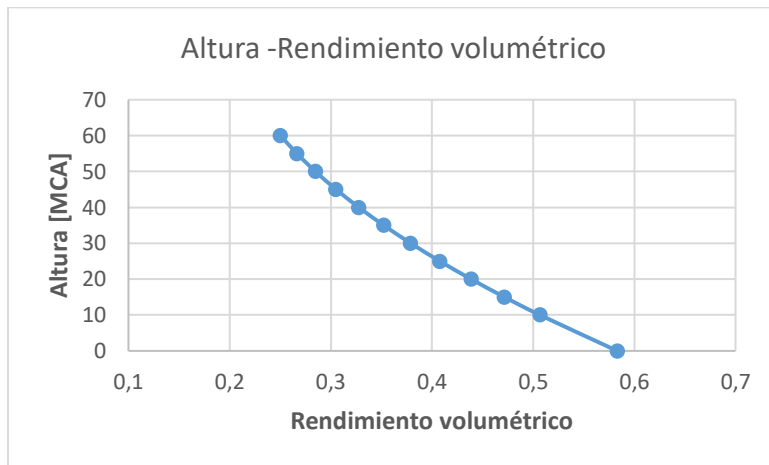


Figura 90. Curvas de rendimiento
Fuente: (Autor).

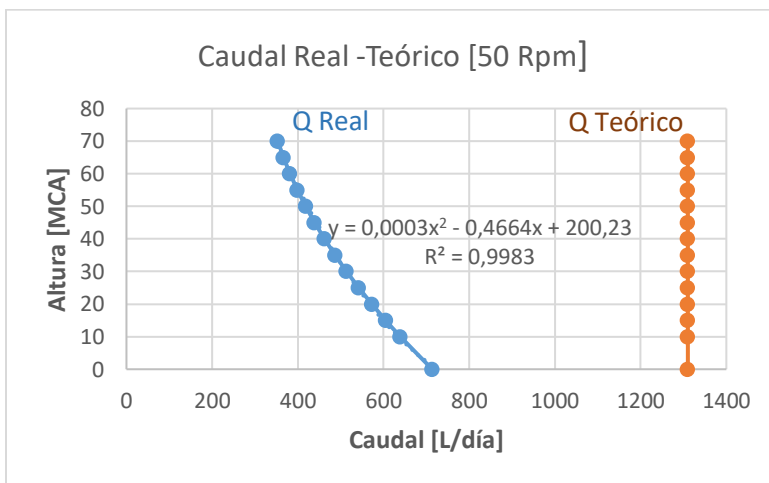


Figura 91. Curvas características por ciclos de bombeo - rpm de una bomba de pistón.
Fuente: (Autor).

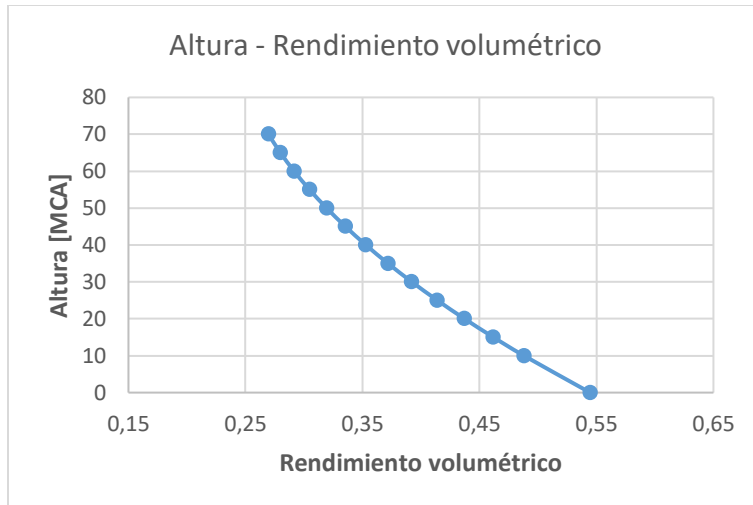


Figura 92. Curva de rendimiento.
Fuente: (Autor).

6.4.4 Generación de curvas manométricas de instalación (Hmi).

De acuerdo al esquema hidráulico planteado en la Figura 50 (ver plano Figura 104), se elabora la curva manométrica de la instalación, se aplica la ecuación de Bernoulli tomando como puntos de referencia (1), el nivel superficial del agua en el depósito de almacenamiento y el punto (2), la boquilla del extremo final de la tubería de descarga, los puntos de entrada y salida se encuentran a presión atmosférica anulándose, la altura geodésica es decir la diferencia de alturas entre el nivel de succión y el nivel de descarga, es 0,41m, asimismo la altura de velocidades entre la línea de succión y la línea de descarga son las mismas debido a que poseen el mismo diámetro de tubería y debido al reservorio que siempre va a mantener constante porque el fluido va a circular, por lo que se considera cero, por tanto, la ecuación de Bernoulli Ecuación 6, queda simplificada de la siguiente manera:

$$H_{mi} = z_2 + h_{f1} - 2$$

Cálculo de la altura manométrica de la instalación. (Método de Darcy- Weisbach).

Mediante la ecuación generalizada de Bernoulli Ecuación 6, se determina la altura manométrica de la instalación (Hmi).

$$H_{mi} = z_2 + h_{f1} - 2$$

Se reemplaza las pérdidas de carga en la instalación por el método de Darcy-Weisbach a través de la Ecuación 13.

$$H_{mi} = z_2 + \frac{8Q^2}{\pi^2 g D^4} \left(f \frac{L_a + L_i}{D} + \sum K \right)$$

El término $hf_1 - 2$, se define sumando las pérdidas (primarias y secundarias) tanto en la línea de succión como en la línea de descarga, estas pérdidas se indican en la Tabla 16 y Tabla 17, teniendo así la altura manométrica de instalación:

$$H_{mi} = 0,41 + \frac{8Q^2}{\pi^2 g (0,019)^4} \left(0,034 \frac{(0,56 + 2,105)}{(0,019)} + 14,63 \right)$$

$$H_{mi} = 0,41 + 634025,65Q^2 (4,7689 + 14,63)$$

$$H_{mi} = 0,41 + 12299400,18 Q^2 [\text{m}, \text{m}^3/\text{s}].$$

Cálculo de la altura manométrica de instalación por el método de Hazen-William.

También se determina la altura manométrica de la instalación con el método de Hazen-William, se encuentra el factor C descrito en la Tabla 45 del Anexo 6, este factor está en función del diámetro y rugosidad de la tubería, cuyo valor corresponde a $\varepsilon = 0,0007 \text{ cm}$, seleccionado a partir de la Tabla 4.

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{7 \times 10^{-6}}{0,019} = 3,684 \times 10^{-4}$$

Por tanto, el coeficiente C según (Almandoz Berrondo), está en el rango de $1,5 \times 10^{-5} < \varepsilon/D \leq 2 \times 10^{-4}$ cuyo valor equivale $C=140$. Para determinar la curva característica de instalación se hace uso de la ecuación generalizada de Bernoulli Ecuación 9:

$$H_{mi} = z_2 + hf_1 - 2$$

$$H_{mi} = z_2 + h_{fp} + h_{fs}$$

Remplazando las pérdidas de carga por el método de Hazen- William en la ecuación anterior se tiene:

$$H_{mi} = z_2 + \frac{10,674(L_a + L_i)Q^{1,852}}{C^{1,852}D^{4,871}} + \frac{\sum K_{a-i}8Q^2}{\pi^2 g D^4}$$

$$H_{mi} = 0,41 + \frac{10,674(0,56 + 2,105)Q^{1,852}}{(140)^{1,852}(0,01885)^{4,871}} + \frac{14,63(8)Q^2}{\pi^2 g (0,019)^4}$$

$$H_{mi} = 0,41 + 759195,5989Q^{1,852} + 9574589,038Q^2[m, m^3/s].$$

$$H_{mi} = 0,41 + 2,11034Q^{1,852} + 9,5745Q^2[m, L/s].$$

Ecuación 52

Por tanto la Ecuación 52, expresa el modelo matemático para la altura de instalación del sistema hidráulico.

Gráfica de resultados.

Una vez obtenida la ecuación que describe el diseño del sistema hidráulico (Ecuación 52), es necesario llevarla a una hoja de cálculo, los datos experimentales se presentan la Tabla 61 del Anexo 11 y el desarrollo del mismo se presentan en la Tabla 64 del mismo anexo, donde se eligen los valores a 40 rpm y 50 rpm ya que en estos puntos la bomba trabaja en condiciones normales, de esta manera se obtiene las siguientes curvas características de instalación. Véase la Figura 93. La Tabla 33, detalla la altura manométrica de instalación (H_{mi}), para diferentes caudales.

Tabla 33. Altura- H_{mi}

Caudal [L/s]	Altura H_{mi} [m]
0,131	0,615
0,101	0,534
0,090	0,508
0,082	0,492
0,069	0,468

Fuente: (Autor).

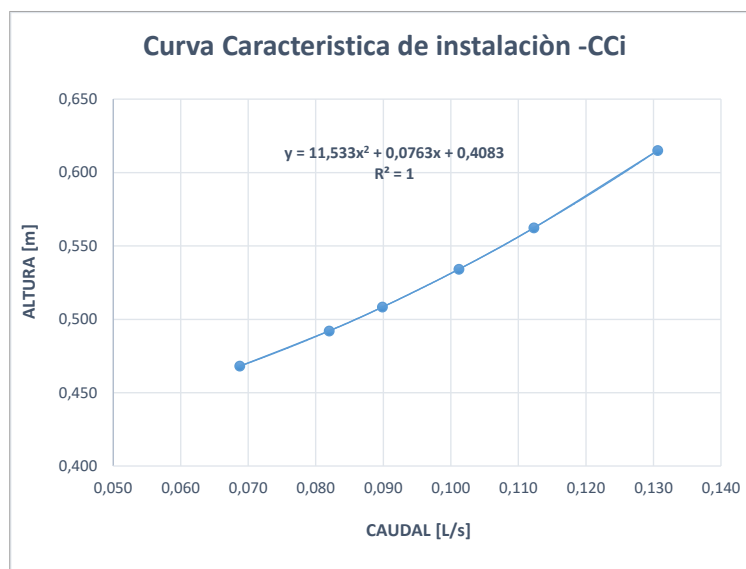


Figura 93. Curva característica de instalación- H_{mi}

Fuente: (Autor).

6.4.5 Generación de curvas taco dinámicas.

La presente guía práctica, lleva un nombre curvas características mecánicas de un motor, estas curvas en condiciones estáticas relacionan el par motor (Torque) suministrado con la velocidad angular a la cual presenta.

Experimentalmente para elaborar estas curvas en el banco de pruebas, el motor es sometido a un rango de revoluciones que comprenden entre (20 – 50 R.P.M) de acuerdo a la Tabla 24, así como también a cierta carga mediante un freno que contiene pesos, el mismo que será aplicado en el eje de salida del motorreductor y midiendo con un tacómetro digital la velocidad de giro(rpm) que se obtiene. Véase el desarrollo de esta actividad en el epígrafe 6.3.4.

Para representar gráficamente estas curvas es necesario acudir a las especificaciones técnicas por placa del motor representadas en la Tabla 13, además se debe considerar el coeficiente de fricción entre los materiales aplicados en la práctica (caucho - acero), siendo así el coeficiente de 0,85.

A continuación en la Tabla 34 se proporcionan algunos valores de coeficientes de fricción estático y cinético para diferentes materiales en contacto al ser aplicados durante los ensayos.

Tabla 34. Coeficiente de rozamiento estático y cinético.

Superficies en contacto	μ_s	μ_k
Cobre sobre acero	0,53	0,36
Acero sobre acero	0,74	0,57
Aluminio sobre acero	0,61	0,47
Hule (Caucho) sobre concreto	1,0	0,8
Madera sobre madera	0,25-0,5	0,2
Madera encerrada sobre nieve húmeda	0,14	0,1
Teflón sobre teflón	0,04	0,04
Articulaciones sinoviales en humanos	0,01	0,003

Fuente: (Alvarado, s.f.)& (El rozamiento por deslizamiento, s.f.).

Una vez desarrollado este proceso, los datos recopilados durante los ensayos de experimentación se presentan en la tabla de registro de datos. Véase la Tabla 47 del Anexo 8, de donde son tomados los valores de velocidad angular (R.P.M) y torque.

Cálculo del torque o par mediante el método matemático.

Para hallar el torque generado es necesario medir la longitud del brazo (L2), así como también la longitud aplicada al centro del eje del motor (L1), y la carga o peso cuya masa es conocida la

cual es considerada en cada experimentación; la Figura 94, muestra el diagrama de cuerpo libre de los elementos donde indica la carga y las fuerzas externas que actúan.

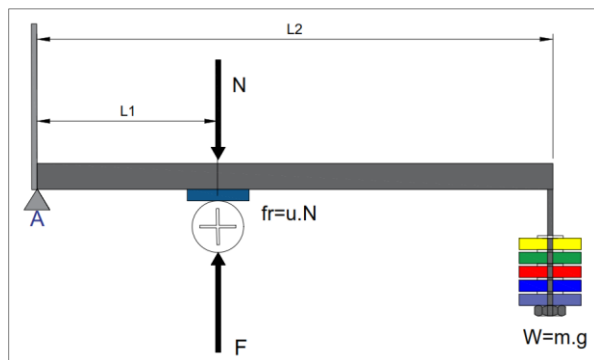


Figura 94. Diagrama de cuerpo libre (medición del torque).
Fuente: (Autor).

Por tanto la Ecuación 45 y Ecuación 46, permite determinar el torque aplicado a la carga, para este caso en particular se eligió a 50 R.P.M debido que en esta velocidad la bomba trabaja en condiciones normales.

Realizando sumatoria de momentos en el punto de apoyo (A) se tiene:

$$F * 0,20 - W * 0,80 = 0$$

Despejando y remplazado valor para diferentes masas (Kg) se tiene la fuerza en el eje del reductor (F_{red}), esta fuerza por lo general corresponde 4 veces la carga aplicada (W).

$$F_{red} = \frac{W * 0,80}{0,20}$$

$$F_{red} = 4(W) = 4((5)(9,81)) = 196,2 \text{ [N]}.$$

Para hallar el momento torsor, se toma el coeficiente de fricción entre los materiales cuyo valor según la Tabla 34, corresponde a 0,85 encontrando con ello la fuerza de fricción.

$$f_r = \mu * N$$

Donde la fuerza normal (N) es igual a la fuerza aplicada (F) se tiene el torque o par en el Motorreductor.

$$\tau = F_{red} * \mu * R_{piñón}$$

$$\tau = 196,20 * 0,85 * 0,03$$

$$\tau = 5,0031 \text{ [N.m]}.$$

La potencia generada mediante el torque aplicado en el eje del reductor usar la Ecuación 46:

$$P_{\text{gend_torque}} = (5,0031 \text{ N.m}) \left(50 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2\pi \text{rad}}{1 \text{rev}} \times \frac{1 \text{min}}{60 \text{seg}} \right)$$

$$P_{\text{gend_torque}} = 26,196 \text{ [W]}.$$

Para hallar la potencia de accionamiento a la que opera la bomba, es necesario a la potencia generada en el reductor multiplicarla por el rendimiento de la transmisión por cadenas, cuyo rendimiento según la metodología del catálogo de cadena de rodillos (Joresa, s.f.), manifiesta que las cadenas de rodillos permiten transmitir por fila un 85%, obteniendo así una potencia de accionamiento en el eje de la bomba.

$$N_a = 26,196 * 0,85$$

$$N_a = 22,266 \text{ [W]}.$$

Gráficas de los resultados.

De los datos presentados en la Tabla 47 del Anexo 8, se obtiene la siguiente curva taco dinámica [torque vs velocidad de giro (rpm)], como se indica en la presente Figura 95.

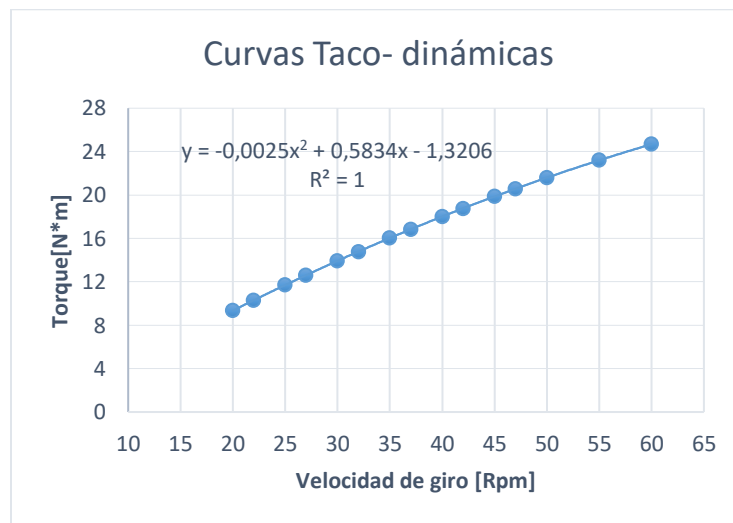


Figura 95. Curva del torque a diferentes Rpm.
Fuente: (Autor).

De la gráfica siguiente se puede concluir que la característica torque – velocidad, determinan en gran manera las condiciones de funcionamiento del motor, entre ellas el proceso de arranque y el punto de torque máximo, como también define que para cada punto de revoluciones por minuto (R.P.M), el torque aumenta considerablemente, es decir la cantidad de energía que entrega el

motor en ese instante, además nos permite leer las curvas características de funcionamiento de la bomba de pistón, para ello es necesario saber la potencia que entrega el motor cuando le aplico cierta carga (Kg), así como la potencia de accionamiento que existe en el eje de la bomba cuyo valor es de 22,26 (W), la cual me va permitir elevar un caudal (0,11682L/seg) a una altura de 7 (M.C.A), los resultados en su totalidad se presentan en la Tabla 47 del Anexo 8.

6.5 Manual de guías prácticas para el estudiante.

Se diseña dos guías prácticas de acuerdo al formato establecido para el desarrollo de prácticas en el laboratorio de Energía y Fluidos de la carrera de Ingeniería Electromecánica, las guías prácticas propuestas para el desarrollo de los ensayos antes descritos se adjuntan a continuación, donde se indican los pasos que deben seguirse para el proceso de estudio facilitando de esta manera el aprendizaje autónomo del estudiante.

FACULTAD DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA.

GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIO: Máquinas de Fluidos.



PRÁCTICA NRO.1

ASIGNATURA: MÁQUINAS DE FLUIDOS

RESULTADO DE APRENDIZAJE DE LA PRÁCTICA:

- Conocer el funcionamiento de bombas de desplazamiento positivo (pistón).
- Reforzar los conocimientos teóricos adquiridos en la materia de mecánica de fluidos y máquinas de fluidos.

TIEMPO PLANIFICADO EN EL SILABO: 1 HORAS

TIEMPO DE LA PRÁCTICA POR GRUPO: 30 MINUTOS

NÚMERO DE ESTUDIANTES POR GRUPO: 5 ESTUDIANTES

TEMA: OBTENCIÓN DE CURVAS CARACTERÍSTICAS POR CICLOS DE BOMBEO Y RPM

OBJETIVOS:

- ✓ Construir las curvas de caudal teórico, caudal real y rendimiento volumétrico en función de las revoluciones por minuto (R.P.M), del banco de pruebas implementado.

MATERIALES Y REACTIVOS	EQUIPOS Y HERRAMIENTAS – Por Grupo
<ul style="list-style-type: none"> • Agua potable de la red. 	<ul style="list-style-type: none"> • Banco de pruebas de bombas de pistón. • Cronómetro. • Tacómetro digital o mecánico. • Calibrador. • Caja de herramientas. • Mandil/Overol. • Guantes. • Gafas. • Cuaderno lápiz calculadora. • Manual de programación del variador. • Software Excel.

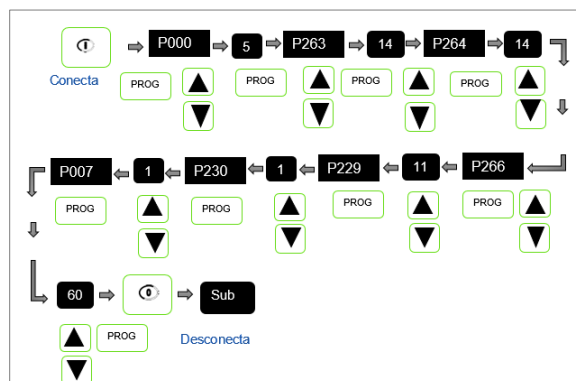
INSTRUCCIONES:

- Colocar las mochilas en los casilleros.
- Prohibido consumo de alimentos.
- Prohibido equipo de diversión, celulares etc.
- Prohibido jugar.
- Prohibido mover o intercambiar los equipos de los bancos de trabajo.
- Prohibido sacar los equipos del laboratorio sin autorización.
- Ubicar los equipos y accesorios en el lugar dispuesto por el responsable del laboratorio, luego de terminar las prácticas.
- Uso adecuado de equipos.
- Uso obligatorio del mandil.
- Mantener buen comportamiento en el desarrollo de la práctica.

ACTIVIDADES POR DESARROLLAR:

PROCEDIMIENTO PRÁCTICO (A continuación, se indica un proceso general y puede diferir dependiendo de la práctica de estudio y las averías que se detecten).

- **Verificar** visualmente que el banco se encuentre conectado a la red trifásica 220-240V mediante la luz piloto (color rojo)
- **Verificar** que la válvula de compuerta (V1) se encuentre abierta por completo, así mismo asegúrese que la transmisión por cadenas se encuentre en posición correcta y esta se encuentre lubricada antes de realizar el desarrollo de la práctica.
- **Realizar** una observación preliminar de la red hidráulica en cuestión para evidenciar posibles zonas con averías.
- **Proceder** a energizar el banco de estudio verificando que no exista válvulas cerradas y observar que el funcionamiento de la máquina sea el correcto.
- **Energizar** el banco mediante la protección dispuesta en el interior del gabinete eléctrico.
- **Revisar** los parámetros de configuración dispuestos en los anexos, antes de operar el variador de frecuencia.
- **Seguir** una secuencia de programación para el respectivo funcionamiento del variador de frecuencia como se muestra en la siguiente figura.



Nota. -En caso de presentar un error en el panel frontal de la tarjeta HMI acudir a los parámetros de mensaje de error y estado que se encuentran en manual del convertidor y para ser más explícito estos se encuentran en el mismo banco implementado (E1).

Para alterar el valor de los parámetros es necesario ajustar antes P000=5, caso contrario solamente será posible visualizar los parámetros, pero no modificarlos.

En caso de no encender el banco de pruebas, revise los siguientes aspectos: Conexión Eléctrica, rotación libre la transmisión por cadena, olores a quemado en los bobinados del motor, válvula de compuerta cerrada, pistones de trabajo (cueros) desgastados, asiento de la válvula de bola no sellan correctamente.

- **Proceder** al arreglo de las partes averiadas.
- **Verificar** el correcto funcionamiento de la red.
- **Poner** en marcha el sistema mediante las botoneras de encendido (color verde) y apagado (color rojo).
- **Configurar** la frecuencia de entrada a la red haciendo uso de la tabla siguiente.

Variables de Entrada Frecuencia [Hz]	Variables de Salida Velocidad en [Rpm]
20	20
30	30
40	40
50	50
60	60

Nota. - Al banco se lo puede hacer funcionar a partir del modo local como también en modo remoto es decir a través de las botoneras de encendido y apagado o por ende mediante las teclas del menú principal de la tarjeta HMI.

- **Verificar** que las variables de salida R.P.M sean las que se presentan en la tabla anterior.

- **Realizar** mediciones de volumen de líquido desplazado por cada número de revoluciones del cigüeñal, y recolectar datos de volumen en un tiempo determinado, asimismo verificar las lecturas en los instrumentos de medición, (Gravimétrico, Manómetro, Cronómetro y tacómetro digital).

Nota. - Para recolectar datos en varios puntos en la práctica es aconsejable ir cerrando la válvula de compuerta hasta determinar la presión de trabajo, se recomienda no sobrepasar la presión de trabajo altura manométrica (M.C.A) 0-100 Psi.

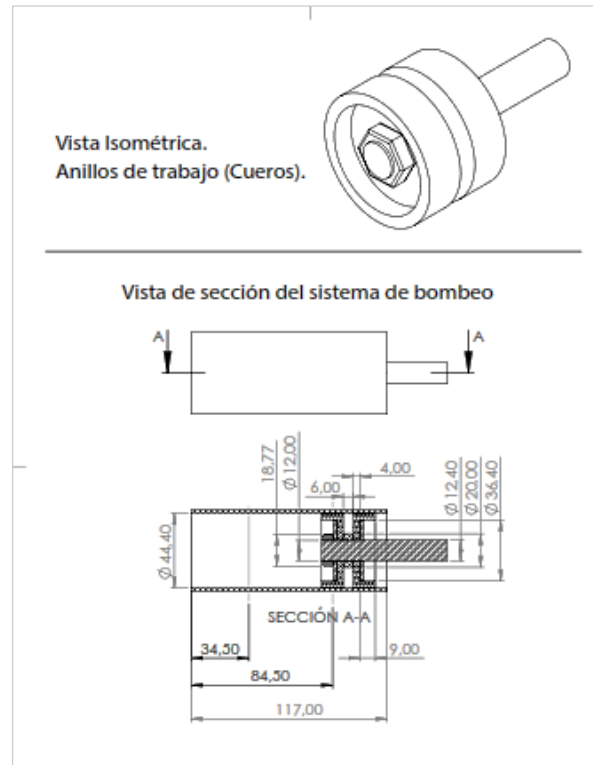
- **Anotar** todos los datos recopilados mediante la experimentación y registrar en la Tabla 35 de ensayos propuesta más adelante.
- **Apagar** mediante el botón de pare (color rojo) y desenergizar el mismo, mediante el dispositivo de protección.

Procedimiento Analítico

- **Adjuntar** en la hoja de registro de datos los valores de geometría del diseño del sistema de bombeo presentado en la tabla siguiente.

GEOMETRÍA DE LA BOMBA						
Carrera S [mm]	Radio del disco [mm]	Diámetro exterior Cilindro [mm]	Diámetro interior [mm]	Espesor de la camisa [mm]	Longitud del cilindro [mm]	Longitud del pistón [mm]
50	25	48,4	44,4	2	117.2	14

Nota. - Estas características geométricas sirven para calcular el volumen desplazado o caudal teórico por cada recorrido del pistón. Véase la siguiente figura.



- **Completar** la hoja de registro de datos (ensayo).
- **Construir** las curvas por ciclos de bombeo en software de ingeniería, asimismo obtener los modelos matemáticos que describen el comportamiento del caudal de diseño, caudal real y calcular mediante las ecuaciones siguientes el rendimiento volumétrico que trabaja la bomba.
- **Obtener** el margen de error relativo, y verificar la variación que existe entre lo calculado y lo experimentado.

Nota. - Al terminar de realizar la práctica proceder a llenar las Tabla 35 y Tabla 36; estas tablas permiten mantener la información necesaria para llevar a una hoja de cálculo y con ello generar las curvas características de funcionamiento de una bomba de pistón.

MARCO TEÓRICO: (a elaborar por el estudiante)

RESULTADOS OBTENIDOS: (a elaborar por el estudiante)

DISCUSIÓN: (a elaborar por el estudiante)

Hoja de registro de datos para el desarrollo de la práctica NRO 1.

Tabla 35. Tabla analítica para la obtención de datos.

CURVAS POR CICLOS DE BOMBEO Y RPM															
Frecuencia	RPM	S_cilindro	Diá_Cilindro	Diá_Anillo	L_pistón	Vol. Desplazado	Caudal_Teórico		Vueltas	Vol_medido	Tiempo	Caudal_Real		Rendimiento Volumétrico.	Presión
[Hz]		[m]	[m]	[m]	[m]	[m ³]	[m ³ /s]	[L/día]	#	[L]	[seg]	[L/seg]	[L/día]		PSI MCA

Tabla 36. Obtención de curvas características de bombeo.

Frecuencia	RPM	Vol_medido	Tiempo	Vueltas	Presión	
[Hz]		[L]	[seg]	#	PSI	MCA

Fuente: (Autor).

Ecuaciones necesarias

$$Q_t = \frac{A.n.s}{60} [m^3/s]$$

Donde:

$A = \text{Área transversal del émbolo [m}^2\text{]}.$

$$s = \text{Carrera}[\text{ m }].$$

n = Velocidad de giro del cigüeñal [rpm].

A. s = D desplazamiento o volumen desplazado en una revolución [m³].

$$Q_{\text{real}} = Q_t * n_v$$

Donde:

n_v = Rendimiento volumétrico

$$\text{Error relativo} = \frac{Q_t - Q_{\text{real}}}{Q_t} * 100$$

CONCLUSIONES: (a elaborar por el estudiante)

RECOMENDACIONES: (elaborar por el estudiante)

PREGUNTAS DE CONTROL (deben ser respondidas por el estudiante)

- Explique ¿Qué entiende por caudal real y caudal teórico?
- Explique ¿Qué son las bombas de desplazamiento positivo?
- Explique brevemente ¿Cómo afecta la eficiencia del trabajo de bombeo en una bomba de desplazamiento positivo?
- Explique brevemente ¿Cómo afecta la altura de bombeo en caudales de bombas de desplazamiento positivo?
- Explique porque el caudal real de una bomba de pistón disminuye.

BIBLIOGRAFÍA: (Citar de acuerdo a las Norma APA Sexta edición)

**FACULTAD DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS
Y RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES****CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA.**

GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIO: Máquinas de Fluidos.

**PRÁCTICA NRO.2****ASIGNATURA:** MÁQUINAS DE FLUIDOS**RESULTADO DE APRENDIZAJE DE LA PRÁCTICA:**

- Conocer el efecto que provocan las pérdidas primarias y secundarias en la instalación.
- Conocer e interpretar las curvas características de instalación del sistema hidráulico.

TIEMPO PLANIFICADO EN EL SILABO: 1 HORAS**TIEMPO DE LA PRÁCTICA POR GRUPO:** 30 MINUTOS**NÚMERO DE ESTUDIANTES POR GRUPO:** 5 ESTUDIANTES**TEMA:** OBTENCIÓN DE CURVAS MANOMÉTRICAS DE INSTALACIÓN DE UNA BOMBA HIDRÁULICA DE PISTÓN MODELO ZM - 44 MAXXI.**OBJETIVOS:**

- ✓ Diseñar la red hidráulica del sistema mediante software de ingeniería.
- ✓ Registrar todos los materiales que compone el sistema hidráulico y construir las curvas características de la instalación.
- ✓ Calcular las pérdidas hidráulicas (Primarias – Secundarias), de la instalación obteniendo la ecuación de la altura manométrica de la instalación $[H_{mi}=f(Q)]$.
- ✓ Obtener los modelos matemáticos del sistema.

MATERIALES Y REACTIVOS	EQUIPOS Y HERRAMIENTAS – Por Grupo
<ul style="list-style-type: none">• Agua potable de la red.	<ul style="list-style-type: none">• Banco de pruebas de bombas de pistón.• Cronómetro.• Flexómetro.• Calibrador.• Caja de herramientas.• Mandil/Overol.• Guantes.• Gafas.• Manual de programación del variador.• Software Excel.

INSTRUCCIONES:

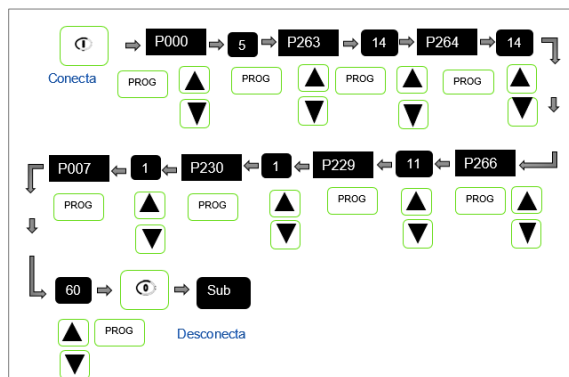
- Colocar las mochilas en los casilleros.
- Prohibido consumo de alimentos.
- Prohibido equipo de diversión, celulares etc.
- Prohibido jugar.
- Prohibido mover o intercambiar los equipos de los bancos de trabajo.
- Prohibido sacar los equipos del laboratorio sin autorización.
- Ubicar los equipos y accesorios en el lugar dispuesto por el responsable del laboratorio, luego de terminar las prácticas.
- Uso adecuado de equipos.
- Uso obligatorio del mandil.
- Mantener buen comportamiento en el desarrollo de la práctica.

ACTIVIDADES POR DESARROLLAR.

PROCEDIMIENTO PRÁCTICO (A continuación, se indica un proceso general y puede diferir dependiendo de la práctica de estudio y las averías que se detecten).

- **Revisar** las conexiones eléctricas, mecánicas e hidráulicas del banco de pruebas que estén en perfecto estado.
- **Verificar** visualmente que el banco se encuentre conectado a la red trifásica 220 - 240V mediante la luz piloto (color rojo).
- **Verificar** que la válvula de compuerta (V1) se encuentre abierta por completo, así mismo asegúrese que la transmisión por cadenas se encuentre en posición correcta y esta se encuentre lubricada antes de realizar el desarrollo de la práctica.
- **Verificar** que el depósito de almacenamiento tenga la suficiente agua y no tenga ninguna impureza.
- **Energizar** el banco mediante la protección dispuesta en el interior del gabinete eléctrico.

- **Revisar** los parámetros de configuración dispuestos en el manual de mantenimiento (<http://www.giis.com.ar/distribucion/01VARIADORES%20DE%20FRECUENCIA/MANUAL%20INVERTER%20CFW-08.pdf>), para una próxima operación, seguir una secuencia de programación para el respectivo funcionamiento del convertidor de frecuencia. Véase la siguiente figura.



Nota. - Verificar el estado del convertidor, en el panel del control de la tarjeta HMI.

En caso de presentar un error en el panel frontal de la tarjeta HMI acudir a los parámetros de mensaje de error y estado que se encuentran en manual del convertidor y para ser más explícito estos se encuentran en el banco implementado (E1).

Para alterar el valor de los parámetros es necesario ajustar antes P000=5, caso contrario solamente será posible visualizar los parámetros, pero no modificarlos.

- **Poner** en marcha el sistema mediante las botoneras de encendido (color verde) y apagado (color rojo).
- **Configurar (Calibrar)** el variador de frecuencia con la frecuencia de entrada a la red (Hz), haciendo uso de la presente tabla y verificar el conteo de frecuencia de giro (rpm) a la salida del eje del motorreductor, mediante el empleo de un tacómetro visual o conteo visual.

Variables de Entrada Frecuencia (Hz)	Variables de Salida Velocidad en Rpm
20	20
30	30
40	40
50	50
50	60

Nota. - Al banco se lo puede operar desde el variador de frecuencia usando el modo o en modo remoto, es decir a través de las botoneras de encendido y apagado o por ende mediante las teclas del menú principal de la tarjeta HMI.

- **Verificar y contratar** que las variables de salida R.P.M sean las que se presentan en la tabla anterior.
- **Realizar** mediciones de volumen de líquido desplazado por cada número de revoluciones del cigüeñal, y recolectar datos de volumen en un tiempo determinado, asimismo verificar las lecturas en los instrumentos de medición, (Gravimétrico, Manómetro, Cronómetro y tacómetro).

Nota. - Para recolectar varios puntos en la práctica es aconsejable ir cerrando la válvula de compuerta (V1) hasta determinar la presión de trabajo, se recomienda no sobrepasar la presión de trabajo 0-100 Psi, (tener presente que no esté funcionando el banco de pruebas en periodos largos bajo este esquema para evitar en lo posterior daños a los equipos y a la instalación), asimismo para variar las Rpm es necesario ir modificando la frecuencia de la red (Hz) en el panel principal del convertidor de frecuencia.

- **Anotar** todos los datos recopilados durante la experimentación y registrar en la hoja de registro de datos Tabla 39 propuesta más adelante.
- **Apagar** mediante el botón de pare (color rojo) y desenergizar el mismo, mediante el dispositivo de protección.

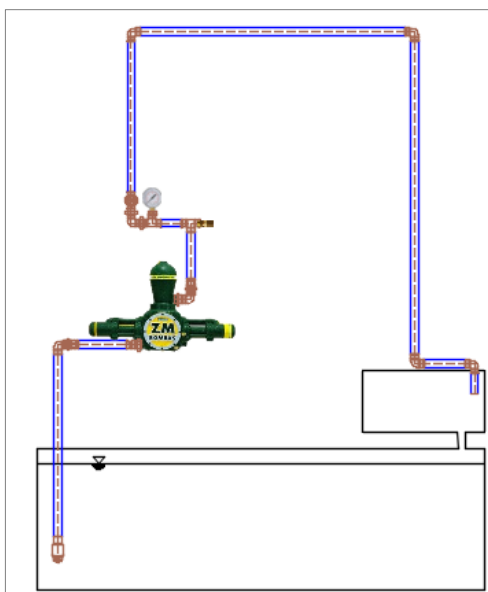
Procedimiento Analítico.

- **Realizar** mediciones de tramos de tubería, diámetros y número de accesorios del sistema de la red hidráulica, tanto en la línea de aspiración, como en la línea de descarga, asimismo considerar un nivel de referencia para optar la diferencia de alturas y llenar sus resultados en las tablas.
- **Realizar** los cálculos correspondientes antes, durante y después de la práctica.

Al terminar de realizar las prácticas proceder a llenar la Tabla 40, Tabla 41 presentada más adelante la cual permitirá obtener las curvas manométricas de instalación.

- **Aplicando** Excel obtener las curvas manométrica de instalación cci $[H_{mi} = f(Q)]$, en función del caudal.
- **Obtener** los modelos matemáticos de las curvas de instalación.

Elaborar el esquema de sistema hidráulico mediante software de ingeniería.



MARCO TEÓRICO: (a elaborar por el estudiante)

RESULTADOS OBTENIDOS (a elaborar por el estudiante)

DISCUSIÓN (a elaborar por el estudiante)

Tabla 37. Pérdidas en la succión

Cantidad	Accesorio	Pérdidas de carga en los accesorios	Factor K
			$\sum K$
$L_s =$			

Tabla 38. Pérdidas en la descarga

Cantidad	Accesorio	Pérdidas de carga en los accesorios	Factor K
			$\sum K$
$L_d =$			

Tabla 39.Hoja de registro de datos.

[illegible]

[illegible]

Frecuencia	Rpm	Caudal		Presión		Altura
[Hz]		[L/s]	[m3/h]	[PSI]	[MCA]	Hmi

Ecuaciones necesarias.

Ecuación de Bernoulli.

$$\frac{P}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - \sum H_{r1-2} + \sum H_b - \sum H_t = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Ecuación por el método de Darcy-Weisbach.

$$H_{mi} = z_2 + f \frac{LQ^2}{\pi^2 g D^5} + \frac{\sum K Q^2}{\pi^2 g D^4}$$

Factor de fricción flujo turbulento.

$$f_t = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2}$$

Cálculo para pérdidas secundarias.

$$h_L = K \left(\frac{V^2}{2g} \right)$$

Ecuación por el método de Hazen-Williams.

$$H_{mi} = z_2 + \frac{10,674(L_a + L_i)Q^{1,852}}{C^{1,852} D^{4,871}} + \frac{\sum K Q^2}{\pi^2 g D^4}$$

1. CONCLUSIONES (a elaborar por el estudiante)

2. RECOMENDACIONES (elaborar por el estudiante)

3. PREGUNTAS DE CONTROL (deben ser respondidas por el estudiante)

- ¿Cuál es el principio general de funcionamiento de una bomba de pistón de desplazamiento positivo?
- ¿Qué entiende por curvas características?
- ¿Cuál es el rendimiento máximo que se obtiene en la bomba?
- Explique brevemente ¿Cómo afecta la presión altura manométrica (mca) en caudales de bombas de desplazamiento positivo?
- Desde su punto de vista ¿Cómo afecta la altura de bombeo en el rendimiento global de la bomba

BIBLIOGRAFÍA: (Citar de acuerdo a las Norma APA Sexta edición)

7 DISCUSIÓN.

El presente proyecto de titulación se logró realizar mediante tres etapas: el diseño, la construcción y validación del banco de pruebas de tal manera que este sea eficaz y confiable al momento de realizar los ensayos, el intervalo de la frecuencia de giro para la operación de la bomba se limita entre 20 y 60 rpm, además se seleccionó lo componentes y accesorios que más se acoplaron al banco.

La implementación del banco se realizó de acuerdo a las recomendaciones de los fabricantes, para el caso de la bomba fue necesario realizar un mantenimiento correctivo, puesto que los anillos de trabajo (cueros) se encontraban deteriorados (desgastados y cristalizados); por lo que fueron sustituidos a nivel local. Los anillos fueron contruidos de acuerdo a las referencias descritas en el (Manual de bombas ZM, s.f.).

Para validar el banco se realizó pruebas mecánicas, hidráulicas y pruebas eléctricas con ello se garantizó que este opere normalmente y se pueda realizar la obtención de datos.

La metodología aplicada en la caracterización de las curvas de funcionamiento de la bomba de pistón requirió la generación de dos modelos matemáticos los cuales constan de variables controlables y variables de respuesta: El primer modelo consta de dos variables controlables [frecuencia de giro (rpm) - altura manométrica (mca)] y una variable de respuesta [Caudal]. El segundo modelo identifica como variables controlables [frecuencia de giro (rpm) - altura manométrica (mca)] y una variable de respuesta [Potencia de accionamiento]. Para el primer modelo se realizó los ensayos a: (20, 30, 40 y 50) rpm, con un rango de altura comprendido entre (10 y 60) m.c.a y para el segundo modelo se emplearon las mismas frecuencias de giro con un mayor rango de altura entre (0 y 64) m.c.a. La obtención de estos modelos de predicción se desarrolló a través del software Statgraphics®, se empleó la herramienta factorial multinivel, el modelo que presentó mejor ajuste en los resultados fue el diseño cuadrático, en cuanto a la generación de las curvas estas fueron realizadas a través del software Matlab®. Las prácticas desarrolladas son: generación de las curvas características [ciclos de bombeo - frecuencia de giro (rpm)] mediante las cuales se obtuvo la curva de rendimiento volumétrico del sistema y la generación de la curva manométrica de la instalación obteniendo el rendimiento de la bomba.

Con los resultados obtenidos y en contraste con las curvas propuestas por el fabricante al inicio de la investigación, existe una variación en lo que concierne al caudal bombeado, pudiéndose

observar que los valores de caudal entregado por la bomba, no se ajustan a los datos del fabricante presentando una variación del 20%.

El desarrollo de los ensayos logró demostrar que la frecuencia de giro (rpm) influye directamente proporcional frente a los factores Caudal y Altura; es decir a mayor frecuencia de giro se registra mayor caudal y mayor altura de bombeo, por otro lado, si se aumenta la presión de trabajo el caudal bombeado disminuye por el incremento columna de agua. En cuanto a la potencia de accionamiento esta se incrementa cuando se incremente la frecuencia de giro o se incremente la altura manométrica, o bien se aumenten simultáneamente las dos: frecuencia de giro y altura manométrica.

8 CONCLUSIONES.

- ✓ Se diseñó, construyó y validó el sistema hidráulico del banco de pruebas para una bomba de pistón ZM - 44Maxxi, constituido principalmente por un sistema hidráulico, un convertidor de frecuencia y un motorreductor. Se implementó una transmisión por cadena de rodillos ya que se requiere transmitir bajas velocidades y un elevado par torsional, este banco permite operar la bomba a bajas frecuencias de giro, que comprende entre (20 y 60 rpm), el motorreductor instalado es de $\frac{1}{4}$ de hp, mediante el cual permite obtener las principales curvas características de funcionamiento.
- ✓ La metodología propuesta para la generación de curvas características de funcionamiento comprendió la obtención de datos a partir de la experimentación en el banco de pruebas, con estos datos se desarrolló el análisis estadístico mediante el software Statgraphics® y con ello se obtuvo modelos matemáticos para generar datos adicionales en intervalos más amplios a lo experimentado, el tipo de modelo matemático que mejor se ajustó a los datos experimentales fue el modelo cuadrático; para la variable del caudal se obtuvo un error relativo inferior a 0.1, y para la variable de potencia de accionamiento el error fue inferior al 0.13. Con los datos obtenidos se generó las curvas características de funcionamiento mediante el software Matlab®.
- ✓ Para el uso adecuado del banco de pruebas se propuso un manual de guías prácticas conformado por dos instructivos para el buen uso del banco de pruebas, el primero instructivo describe el proceso para la generación de las curvas por ciclos de bombeo y RPM para determinar con ello el rendimiento volumétrico y el segundo instructivo detalla el proceso para la generación de las curvas características de instalación, para encontrar las pérdidas de la red hidráulica y rendimiento de la bomba, con el fin de complementar la parte del análisis de este tipo de máquinas dentro de las asignaturas de máquinas de fluidos y mecánica de fluidos, las guías fueron elaboradas siguiendo el formato establecido para la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja.

9 RECOMENDACIONES.

- ✓ Para futuras experimentaciones se recomienda instalar un acople directo (cruceta) entre motorreductor-bomba para obtener un mayor rendimiento de potencia y par torsional.
- ✓ Para mejorar la precisión de los datos a obtenerse en los ensayos, se sugiere automatizar el banco de pruebas ya que este dispone un variador de frecuencia que permite compatibilidad hacia otros elementos de control o bien utilizar equipos de medición electrónicos que proporcionen datos con mayor precisión.
- ✓ Para la recopilación de datos en el banco de pruebas se sugiere realizar mayor número de muestreo de esta manera las curvas características de funcionamiento obtenidas permitirán una proyección más real del funcionamiento de la bomba.

10 BIBLIOGRAFÍA.

(s.f.). Obtenido de

<http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/3238/MCazalgh.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

(s.f.). Recuperado el 04 de 08 de 2019, de

<https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/10552/1/T1593.pdf>

VENEQUIRCA aliados del productor venezolano. (18 de 07 de 2019). Obtenido de

http://www.venequirca.net/formato/pdf/repo/Venequirca_Revista6.pdf

(13 de 11 de 2018). Obtenido de http://www.juntadeandalucia.es/averroes/centros-tic/21700502/moodle/file.php/76/2_Curso/0039._Configuracion_de_instalaciones_de_frio_y_climatización/Capítulo_II/LIBRO-HIDRÁULICA-D-1607121_IDEAL.pdf

Almandoz Berrondo, J. J. (s.f.). Cuadros y Ábacos (Ingeniería Fluidomecánica). Recuperado el 26 de 11 de 2019, de <https://www.yumpu.com/es/document/view/14114078/ejercicios-fluidomecanica>

Alvarado, J. G. (s.f.). Física III UANL. Obtenido de <http://cdigital.dgb.uanl.mx/la/1020115156/1020115156.PDF>

Automatización Convertidores de frecuencia. (05 de 08 de 2019). Obtenido de

https://www.disai.net/wp-content/uploads/catalogos_pdf/WEG-cfw-08-convertidores-de-frecuencia-1033-catálogo-espanol.pdf

Autor. (s.f.).

Bombas accionadas por rueda de agua . (s.f.). Obtenido de

<https://www.viarural.com.ar/viarural.com.ar/insumosagropecuarios/agricolas/riego/zm-bombas/bombas.htm>

Bombas Hidráulicas . (10 de 04 de 2019).

Bombas ZM Curvas Características. (s.f.). Obtenido de

<http://www.carrerirrigacao.com.br/admin/files/arquivos/137/curvas-zm-51.pdf>

Cadena de rodillos LINK-BELT. (26 de 11 de 2019). Obtenido de

<https://www.rodamientos.net/es/wp-content/uploads/2015/04/CATALOGO-LinkBelt-16092014.pdf>

Cálculo de una transmisión por cadena. (s.f.). Obtenido de Joresa.

Catálogo motores. (26 de 02 de 2019). Obtenido de Moteres Eléctricos trifásicos 50-60 Hz:

<file:///C:/Users/Jairo%20Erazo/Desktop/10%20mo%20Ciclo/Guias%20para%20la%20tesis/CATALOGO%20DE%20MOTORES.pdf>

Catálogo Motorreductores LENTAX-COAXIAL. (s.f.).

Catálogo Técnico motoreductores. (11 de 11 de 2019). Obtenido de https://my.motovario.com/uploads/pdf_static/TECHNICAL%20CATALOGUE_B_IEC_STD_ES_rev0_2017.pdf

CENGEL, Y. A., & BOLES, M. A. (s.f.). Termodinámica (séptima edición ed.).

Centro de los compresores. (s.f.). Obtenido de <http://www.centrodeloscompresores.com.py/producto.php?id=772>

Chains, R. (s.f.). La cadena de rodillos y elementos que la componen. Obtenido de Cadena de Rodillos: <http://www.lgpneumoilforniture.it/it-it/trasmissioni/cataloghi/joresa-catalogo-catene.pdf>

Código Eléctrico Ecuatoriano . (1973). Obtenido de Colegio de Ingenieros Eléctricos de Pichincha.: <https://www.ecp.ec/wp-content/uploads/2017/09/CODIGOELECTRICOECUATORIANO1973.pdf>

Código Eléctrico Nacional (NEC). (s.f.). Obtenido de [https://tsapps.nist.gov/notifyus/docs/wto_country/DOM/full_text/pdf/DOM223\(spanish\).pdf](https://tsapps.nist.gov/notifyus/docs/wto_country/DOM/full_text/pdf/DOM223(spanish).pdf)

Cuadros y Ábacos . (s.f.). Obtenido de Ingeniería Fluidomecánica.

Curva Característica. (24 de 07 de 2019). Obtenido de <http://bombero13.com/método-cálculo-presión-rpm-bomba-segun-la-instalación-1-curvas-caracteristicas>

El rozamiento por deslizamiento. (s.f.). Obtenido de <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/dinamica/rozamiento/general/rozamiento.htm>

Factor de servicio, seguridad y diseño. (26 de 11 de 2019). Obtenido de http://www.remiskungfu.mx/images/5147/Factor%20de%20Seguridad_Servicio_Dise%C3%B1o.pdf

FERNÁNDEZ, d. (s.f.). Bombas Volumétricas. Obtenido de <http://files.pfernandezdiez.es/Bombas/PDFs/BOMBAS06.pdf>

GODOY AYESTAS, J. C. (s.f.). Bombeo a base de Ruedas Hidráulicas . Obtenido de <http://www.bvsde.paho.org/bvsaidis/centroa22/ponencia10.pdf>

Joresa. (s.f.). Cadena de rodillos. Obtenido de <http://www.collvilaro.com/catálogos/joresa-catálogo.pdf>

Manual bombas ZM. (05 de 03 de 2019). Obtenido de http://www.mayeca.com/img/productos/pdfs/manual-bombas_5.pdf

Manual del convertidor de frecuencia serie CFW-08. (26 de 02 de 2019). Obtenido de <http://www.giis.com.ar/distribucion/01VARIADORES%20DE%20FRECUENCIA/MANUAL%20INVERTER%20CFW-08.pdf>

Masvoltaje. (26 de 11 de 2019). Obtenido de <https://masvoltaje.com/blog/tipos-de-cables-electricos-que-existen-n12>

MATAIX, C. (06 de 05 de 2019). Máquinas hidráulicas de desplazamiento positivo Bombas de émbolo.

MATAIX, C. (s.f.). Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas (Segunda ed.). (E. d. Castillo, Ed.) Madrid.

Mecanismos de transformación de movimiento. (22 de 07 de 2019). Obtenido de <https://robotics.plus/reciprocating-motion/>

Mott, R. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. Obtenido de Motores eléctricos y controles: https://jorgegonzalezconeio.files.wordpress.com/2010/11/disec3b1o_mecanico_mott_4ed.pdf

Mott, R. L. (2006). Mecánica de Fluidos. México: Pearson Educación de México, S.A.

MOTT, R. (s.f.). Mecánica de fluidos (Sexta ed.). México. Recuperado el 05 de 11 de 2019

Norma Ecuatoriana de la Construcción . (s.f.). Obtenido de Instalaciones Eléctricas: <https://www.habitatyvivienda.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2019/03/NEC-SB-IE-Final.pdf>

Potencia Electromecánica. (11 de 11 de 2019). Obtenido de <http://www.potenciaelectromecanica.com/cálculo-de-un-motorreductor/>

Presión PVC roscable plastigama. (s.f.). Obtenido de <https://plastigama.com/wp-content/uploads/2018/09/HT-PVC-Roscable-2018.pdf>

PULSA Series, Bombas dosificadoras de membrana. (s.f.). Recuperado el 06 de 10 de 2019, de Instrucciones de Instalación, funcionamiento y mantenimiento.

RAMOS, P. (s.f.). Bombas Ventiladores y Compresores. La Habana. Recuperado el 08 de 11 de 2019

REPORTE VENEQUIRCA, Aliados del producto venezolano. (2009). Obtenido de http://www.venequirca.net/formato/pdf/repo/Venequirca_Revista6.pdf

Robet, M. (2006). Trasmisiones por bandas y por cadenas. Obtenido de Diseño de elementos de máquinas: https://jorgegonzalezconeio.files.wordpress.com/2010/11/disec3b1o_mecanico_mott_4ed.pdf

SAAVEDRA. (18 de 07 de 2019). BELL INDUSTRIAL. Obtenido de Bombas Hidráulicas : <http://www.bellindustrial.com.ar/>

SANCHEZ, D. U. (2012). Máquinas Hidráulicas.

Tuberías y Accesorios de PVC Y PE BD. (29 de 11 de 2019). Obtenido de
<https://plastigama.com/wp-content/uploads/2018/09/Tuberi%C3%81as-y-accesorios-de-PVC-y-PE-BD-uso-agri%C3%81cola.pdf>

Universidad Politécnica Salesiana . (Agosto de 2018). Obtenido de
<https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/16063>

VENEQUIRCA, Venezolana de equipos y repuestos. (18 de 07 de 2019). Obtenido de
http://www.venequirca.net/formato/pdf/repo/Venequirca_Revista6.pdf

Wiley, L. (21 de 02 de 2007). Mecanismos y dinámica de maquinaria. Obtenido de
<https://vdocuments.mx/mecanismos-y-dinamica-de-maquinaria-mabie.html>

YEPEZ, P. V. (2008). Clasificación de las Bombas Hidráulicas. Obtenido de Universidad
 Politécnica de València: <https://victoryepes.blogs.upv.es/2016/04/04/clasificacion-de-las-bombas-hidraulicas/>

ZM BOMBAS manual de uso. (24 de 07 de 2019). Obtenido de MAYECA maquinaria y equipos
 de centroamerica: http://www.mayeca.com/img/productos/pdfs/manual-bombas_6.pdf

11 ANEXOS.

Anexo 1.Tabla complementaria para seleccionar el factor de servicio para transmisiones por cadenas.

Tabla 42. Factor de servicio fs.

Tipo de carga	Ejemplo de máquina	Motor Eléctrico o turbina	Accionamiento motor de combustión interna	
			Trans. Hidráulica	Trans. Mecánica
Regular	Agitadores de líquidos. Bombas centrífugas y de engranajes. Compresores centrífugos. Elevadores y transportadores con carga regular. Generadores y alterna. Hiladoras. Maquinaria de imprenta. Maquinaria para la fabricación de papel. Montacargas y ascensores. Teleféricos. Máquinas herramientas (toros, taladradoras, fresadoras,).	1	1	1,2
Irregular	Agitadores de sustancia poco fluidas. Bombas de émbolo de más de 2 cilindros. Compresores alternativos de más de 2 cilindros. Hélices (aplicaciones marinas). Elevadores y transportadoras con carga irregular. Laminadoras. Mezcladores. Molinos para carpintería. Maquinaria para formar tubos. Trefiladoras. Molinos para materias homogéneas y blandas.	1.3	1.2	1.4
A golpes	Aparejos de elevación. Bombas de 1 y 2 cilindros. Dragas. Excavadoras. Elevadores y transportadores con carga muy irregular y pesada. Grúas. Maquinaria para perforaciones. Maquinaria para fabricar ladrillos. Máquinas herramientas (prensas, cizallas, limadoras, cepilladoras). Molinos para materias duras e irregulares. Roto cultivadoras, Trituradoras.	1.5	1.4	1.7

Fuente: (Mott R. , 2006) & (Joresa, s.f.).

Anexo 2. Pérdidas de carga de diferentes accesorios y piezas.

Tabla 43. Pérdidas de carga en piezas especiales.

Piezas	K $h_f = k \frac{V^2}{2g}$	Longitud equivalente (Número de diámetros)
Ampliación gradual	0.30	12
Codo de 90° (recto)	0.90	15
Codo de 45°(recto)	0.40	20
Codo de 90°(curvo)	0.25	30
Codo de 45° (curvo)	0.20	15
Entrada normal en tubería	0.50	17
Unión o junta	0.40	30
Reducción gradual	0.15	6
Válvula de compuerta abierta	0.20	8
Válvula de globo abierta	10.0	350
Salida de tubería	1.00	35
T de paso directo	0.80	20.0
T de salida lateral	1.30	50.0
T de salida bilateral	1.80	65.0
Válvula de pie	1.75	64-7
Válvula de pie y rejilla	--	250.0
Válvula de retención	--	100.0
Check	2.75	--
Orificio	1.00	35.0
Compuerta abierta	0.75	24.0
Rejilla	1.00	35.0
Entrad de borda	0.04	--
Neplos	0.44	--

Fuente: (Almandoz Berrondo).Adaptación del autor

Anexo 3. Tabla para el seleccionamiento de piñón y método de lubricación.

Tabla 44. Capacidades en caballos de fuerza.

Capacidades en caballos de fuerza – Cadena simple de rodillos número 40																											
Núm. de dientes	0.500 pulgadas de paso				Velocidad mínima de giro de la catarina, Rev./min																						
	10	25	50	100	180	200	300	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000		
11	0.06	0.14	0.27	0.52	0.91	1.00	1.48	2.42	3.34	4.25	4.70	5.60	6.49	5.57	4.66	3.70	2.85	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77	0.61	0.50	0.00		
12	0.06	0.15	0.29	0.56	0.99	1.09	1.61	2.64	3.64	4.64	5.13	6.11	7.09	6.34	5.31	4.22	3.25	2.49	1.96	1.60	1.15	0.87	0.69	0.57	0.00		
13	0.07	0.16	0.31	0.61	1.07	1.19	1.75	2.86	3.95	5.02	5.56	6.62	7.68	7.15	5.99	4.76	3.66	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98	0.78	0.00			
14	0.07	0.17	0.34	0.66	1.15	1.28	1.88	3.08	4.25	5.41	5.98	7.13	8.27	7.99	6.70	5.31	4.09	3.11	2.47	2.02	1.45	1.10	0.87	0.00			
15	0.08	0.19	0.36	0.70	1.24	1.37	2.02	3.30	4.55	5.80	6.41	7.64	8.86	8.86	7.43	5.89	4.54	3.45	2.74	2.24	1.60	1.22	0.97	0.00			
16	0.08	0.20	0.39	0.75	1.32	1.46	2.15	3.52	4.86	6.18	6.84	8.15	9.45	9.76	8.18	6.49	5.00	3.80	3.02	2.47	1.77	1.34	0.00				
17	0.09	0.21	0.41	0.80	1.40	1.55	2.29	3.74	5.16	6.57	7.27	8.66	10.04	10.69	8.96	7.11	5.48	4.17	3.31	2.71	1.94	1.47	0.00				
18	0.09	0.22	0.43	0.84	1.48	1.64	2.42	3.96	5.46	6.95	7.69	9.17	10.63	11.65	9.76	7.75	5.97	4.54	3.60	2.95	2.11	1.60	0.00				
19	0.10	0.24	0.46	0.89	1.57	1.73	2.56	4.18	5.77	7.34	8.12	9.66	11.22	12.64	10.59	8.40	6.47	4.92	3.91	3.20	2.29	0.09	0.00				
20	0.10	0.25	0.48	0.94	1.65	1.82	2.69	4.39	6.07	7.73	8.55	10.18	11.81	13.42	11.44	9.07	6.99	5.31	4.22	3.45	2.47	0.00					
21	0.11	0.26	0.51	0.98	1.73	1.91	2.83	4.61	6.37	8.11	8.98	10.69	12.40	14.10	12.30	9.76	7.52	5.72	4.54	3.71	2.65	0.00					
22	0.11	0.27	0.53	1.03	1.81	2.01	2.96	4.83	6.68	8.50	9.40	11.20	12.99	14.77	13.19	10.47	8.06	6.13	4.87	3.98	2.85	0.00					
23	0.12	0.28	0.56	1.08	1.90	2.10	3.10	5.05	6.98	8.89	9.83	11.71	13.58	15.44	14.10	11.19	8.62	6.55	5.20	4.26	3.05	0.00					
24	0.12	0.30	0.58	1.12	1.98	2.19	3.23	5.27	7.28	9.27	10.26	12.22	14.17	16.11	15.03	11.93	9.18	6.99	5.54	4.54	0.87	0.00					
25	0.13	0.31	0.60	1.17	2.06	2.28	3.36	5.49	7.59	9.66	10.69	12.73	14.76	16.78	15.98	12.68	9.76	7.43	5.89	4.82	0.00						
26	0.13	0.32	0.63	1.22	2.14	2.37	3.50	5.71	7.89	10.04	11.11	13.24	15.35	17.45	16.95	13.45	10.36	7.88	6.25	5.12	0.00						
28	0.14	0.35	0.67	1.31	2.31	2.55	3.77	6.15	8.50	10.82	11.97	14.26	16.53	18.79	18.94	15.03	11.57	8.80	6.99	5.72	0.00						
30	0.15	0.37	0.72	1.41	2.47	2.74	4.04	6.59	9.11	11.59	12.82	15.28	17.71	20.14	21.01	16.67	12.84	9.76	7.75	6.34	0.00						
32	0.16	0.40	0.77	1.50	2.64	2.92	4.31	7.03	9.71	12.38	13.68	16.30	18.89	21.48	23.14	18.37	14.14	10.76	8.54	1.41							
35	0.18	0.43	0.84	1.64	2.88	3.19	4.71	7.69	10.62	13.52	14.96	17.82	20.67	23.49	26.30	21.01	16.17	12.30	9.76	0.00							
40	0.21	0.50	0.96	1.87	3.30	3.65	5.38	8.79	12.14	15.45	17.10	20.37	23.62	26.85	30.06	25.67	19.76	15.03	0.00								
45	0.23	0.56	1.08	2.11	3.71	4.10	6.08	9.89	13.66	17.39	19.24	22.92	26.57	30.20	33.82	30.63	23.58	5.53	0.00								
Tipo A					Tipo B										Tipo C												
Tipo A: Lubricación manual o por goteo Tipo B: Lubricación en baño o con disco Tipo C: Lubricación con chorro de aceite																											

Fuente: (Mott R. , 2006) Adaptación del autor.

Anexo 4. Guía de programación del convertidor de frecuencia CFW-08.

Para facilitar su descripción, los parámetros fueron agrupados por 5 tipos conforme a seguir. Véase

- 1.-Parámetros de Lectura.
- 2.- Parámetros de Regulación.
- 3.- Parámetros de Configuración.
- 4.- Parámetros del Motor.
- 5.- Parámetros de las Funciones Especiales.

CFW-08 - REFERENCIA RÁPIDA DE LOS PARÁMETROS						
REFERENCIA RÁPIDA DE LOS PARÁMETROS, MENSAJES DE ERROR Y ESTADO						
Software: V5.2X						
Aplicación:						
Modelo:						
N.º Serial:						
Responsable:						
Fecha: / /						
I. Parámetros						
Parámetro	Función	Rango de Valores	Ajuste de Fábrica	Unidad	Ajuste del Usuario	Pág.
P000	Parámetro de Acceso	0 a 4 = Lectura 5 = Alteración 6 a 999 = Lectura	0	-		91
PARÁMETROS DE LECTURA - P002 a P099						
P002	Valor Proporcional a la Frecuencia (P208 x P005)	0 a 6553	-	-		91
P003	Corriente de Salida (Motor)	0 a 1.5x _{nom}	-	A		91
P004	Tensión del Circuito Intermedio	0 a 862	-	V		91
P005	Frecuencia de Salida (Motor)	0.00 a 300.0	-	Hz		91
P007	Tensión de Salida (Motor)	0 a 600	-	V		92
P008	Temperatura del Disipador	25 a 110	-	°C		92
P009 ⁽¹⁾	Par del Motor	0.0 a 150.0	-	%		92
P014	Último Error Ocurrido	00 a 41	-	-		92
P023	Versión de Software	x.yz	-	-		92
P040	Variable de Proceso (PID) (Valor % x P528)	0 a 6553	-	-		93
PARÁMETROS DE REGULACIÓN - P100 a P199						
Rampas						
P100	Tiempo de Aceleración	0.1 a 999	5.0	s		93
P101	Tiempo de Desaceleración	0.1 a 999	10.0	s		93
P102	Tiempo Aceleración - 2ª Rampa	0.1 a 999	5.0	s		93
P103	Tiempo Desaceleración - 2ª Rampa	0.1 a 999	10.0	s		93
P104	Rampa S	0 = Inactiva 1 = 50 % 2 = 100 %	0	-		93
Referencia de la Frecuencia						
P120	Backup de la Referencia Digital	0 = Inactivo 1 = Activo 2 = Backup por P121	1	-		94
P121	Referencia de Frecuencia por las Teclas HMI	P133 a P134	3.00	Hz		95
P122	Referencia JOG	0.00 a P134	5.00	Hz		95
P124	Referencia 1 Multispeed	P133 a P134	3.00	Hz		95
P125	Referencia 2 Multispeed	P133 a P134	10.00	Hz		95
P126	Referencia 3 Multispeed	P133 a P134	20.00	Hz		95
P127	Referencia 4 Multispeed	P133 a P134	30.00	Hz		95
P128	Referencia 5 Multispeed	P133 a P134	40.00	Hz		95
P129	Referencia 6 Multispeed	P133 a P134	50.00	Hz		95
P130	Referencia 7 Multispeed	P133 a P134	60.00	Hz		95
P131	Referencia 8 Multispeed	P133 a P134	66.00	Hz		95

Figura 96. Parámetros de lectura y regulación.
Fuente: (Convertidor de frecuencia CFW08, s.f.).

CFW-08 - REFERENCIA RÁPIDA DE LOS PARÁMETROS

Parámetro	Función	Rango de Valores	Ajuste de Fábrica	Unidad	Ajuste del Usuario	Pág.
Límites de Frecuencia						
P133	Frecuencia Mínima (F_{min})	0.00 a P134	3.00	Hz		97
P134	Frecuencia Máxima (F_{max})	P133 a 300.0	66.00	Hz		97
Control V/F						
P136 ^(*)	Boost de Par Manual (Compensación IxR)	0.0 a 30.0	5.0 o 2.0 o 1.0 ^(*)	%		97
P137 ^(*)	Boost de Par Automático (Compensación IxR Automática)	0.00 a 1.00	0.00	-		98
P138 ^(*)	Compensación del Resbalamiento	0.0 a 10.0	0.0	%		99
P142 ^(*)	Tensión de Salida Máxima	0 a 100	100	%		100
P145 ^(*)	Frecuencia de Inicio de Debilitamiento del Campo (F_{sc})	P133 a P134	50.00/60.00	Hz		100
Regulación Tensión CC						
P151	Nivel de Actuación de la Regulación de la Tensión del Circuito Intermediario	Línea 200 V: 325 a 410 Línea 400 V: 564 a 820	380 780	V		101
Corriente de Sobrecarga						
P156	Corriente de Sobrecarga del Motor	0.2xI _{nom} a 1.3xI _{nom}	1.2xP401	A		102
Limitación de Corriente						
P169	Corriente Máxima de Salida	0.2xI _{nom} a 2.0xI _{nom}	1.5xP295	A		103
Control de Flujo						
P178 ^(*)	Flujo Nominal	50.0 a 150	100	%		103
PARÁMETROS DE CONFIGURACIÓN - P200 a P398						
Parámetros Genéricos						
P202 ^(*)	Tipo de Control	0 = Control V/F Linear (Escalar) 1 = Control V/F Cuadrático (Escalar) 2 = Control Vectorial Sensorless	0	-		104
P203 ^(*)	Selección de Funciones Especiales	0 = Ninguna 1 = Regulador PID	0	-		106
P204 ^(*)	Carga los Parámetros con el Padrón de Fábrica	0 a 4 = Sin Función 5 = Carga Padrones de Fábrica	0	-		106
P205	Selección del Parámetro de Lectura Indicado	0 = P005 1 = P003 2 = P002 3 = P007 4, 5 = Sin Función 6 = P040	2	-		106
P206	Tiempo de Autoreset	0 a 255	0	s		107
P208	Factor de Escala de la Referencia	0.00 a 99.9	1.00	-		107
P212	Frecuencia para Activar el Modo Dormir (Sleep)	0.00 a P134	0.00	Hz		107
P213	Intervalo de Tiempo para Activar el Modo Dormir (Sleep)	0.1 a 999	2.0	s		108

(*) El padrón de fábrica del parámetro P136 depende del convertidor, conforme sigue:
- modelos 1.6-2.6-4.0-7.0 A/200-240 V y 1.0-1.6-2.6-4.0 A/380-480 V: P136 = 5.0 %;
- modelos 7.3-10-16 A/200-240 V y 2.7-4.3-6.5-10 A/380-480 V: P136 = 2.0 %;
- modelos 22-26-33 A/200-240 V y 13-16-24-30 A/380-480 V: P136 = 1.0 %.

Figura 97. Parámetros de regulación y configuración.
Fuente: (Convertidor de frecuencia CFW08, s.f.).

PARÁMETROS DEL MOTOR - P399 a P499					
Parámetros Nominales					
P399 ⁽¹⁾⁽²⁾	Rendimiento Nominal del Motor	50.0 a 99.9	De acuerdo con el mercado 50 o 60 Hz, conforme la tabla 9.3.	%	133
P400 ⁽¹⁾⁽²⁾	Tensión Nominal del Motor	0 a 600		V	133
P401	Corriente Nominal del Motor	0.3xP295 a 1.3xP295		A	133
P402 ⁽¹⁾	Velocidad Nominal del Motor	0 a 9999		rpm	134
P403 ⁽¹⁾⁽²⁾	Frecuencia Nominal del Motor	0.00 a P134		Hz	134
P404 ⁽¹⁾⁽²⁾	Potencia Nominal del Motor	0 = 0.16 CV / 0.12 kW 1 = 0.25 CV / 0.18 kW 2 = 0.33 CV / 0.25 kW 3 = 0.50 CV / 0.37 kW 4 = 0.75 CV / 0.55 kW 5 = 1 CV / 0.75 kW		-	134
Parámetros Medidos					
P408 ⁽¹⁾⁽²⁾	AutoAjuste	0 = No 1 = Sí	0	-	135
P409 ⁽²⁾	Resistencia del Estator	0.00 a 99.99	De acuerdo con el modelo del convertidor	Ω	135
FUNCIONES ESPECIALES - P500 a P599					
Regulador PID					
P520	Ganancia Proporcional PID	0.000 a 7.999	1.000	-	143
P521	Ganancia Integral PID	0.000 a 9.999	1.000	-	143
P522	Ganancia Diferencial PID	0.000 a 9.999	0.000	-	143
P525	Setpoint (vía teclas) del Regulador PID	0.00 a 100.0	0.00	%	143
P526	Filtro de la Variable de Proceso	0.01 a 10.00	0.10	s	143
P527	Tipo de Acción del Regulador PID	0 = Directo 1 = Reverso	0	-	143
P528	Factor de Escala de la Variable de Proceso	0.00 a 99.9	1.00	-	144
P535	Error PID para Salir del Modo	0.00 a 100.00 Dormir (Sleep)	1.00	%	144
P536	Ajuste Automático del P525	0 = Activo 1 = Inactivo	0	-	145

II. Mensajes de Error		
Indicación	Significado	Pág.
E00	Sobrecorriente/Cortocircuito/Falta a tierra en la salida	146
E01	Sobretensión en el circuito intermediario (link CC)	146
E02	Subtensión en el circuito intermediario (link CC)	147
E04	Sobrettemperatura en el disipador de potencia y/o circuito interno del convertidor	147
E05	Sobrecarga en la salida (función lxt)	147
E06	Error externo	147
E08	Error en la CPU (watchdog)	147
E09	Error en la memoria de programa (checksum)	147
E10	Error de la función copy	147
E14	Error en la rutina de autoajuste (Estimación de los parámetros del motor)	147
E22, E25, E26 y E27	Falla en la comunicación serial	147
E24	Error de programación	147
E28	Error de estouro del watchdog de la serial	148
E31	Falla de conexión del HMI-CFW08-RS	148
E32	Sobrettemperatura del motor (PTC externo)	148
E41	Error de autodiagnostico	148

Figura 98. Parámetros del motor y funciones especiales.
Fuente: (Convertidor de frecuencia CFW08, s.f.).

Error en la programación -E24	
JOG	P265 = 3 y otra(s) DI(s) ≠ gira-para o avance y retorno o conecta y desconecta P266 = 3 y otra(s) DI(s) ≠ gira-para o avance y retorno o conecta y desconecta P267 = 3 y otra(s) DI(s) ≠ gira-para o avance y retorno o conecta y desconecta P268 = 3 y otra(s) DI(s) ≠ gira-para o avance y retorno o conecta y desconecta
Local/ Remoto	Dos o más parámetros entre P264, P265, P266, P267 y P268 iguales a 1 (LOC/REM)
Deshabilita Flying Start	P265 = 13 y P266 = 13 o P267 = 13 o P268 = 13
Reset	P265 = 10 y P266 = 10 o P267 = 10 o P268 = 10
Conecta/Desconecta	P263 = 14 y P264 ≠ 14 o P263 ≠ 14 y P264 = 14
Sentido de Giro	Dos o más parámetros P264, P265, P266, P267 y P268 = 0 (Sentido de Giro)
Avanzo / Retorno	P263 = 8 y P264 ≠ 8 y P264 ≠ 13; P263 = 13 y P264 ≠ 8 y P264 ≠ 13; P263 = 8 y P263 ≠ 13 y P264 = 8; P263 = 8 o 13 y P264 = 8 o 13 y P265 = 0 o P266 = 0 o P267 = 0 o P268 = 0; P263 = 8 o 13 y P264 = 8 o 13 y P231 ≠ 2.
Multispeed	P221 = 6 o P222 = 6 y P264 ≠ 7 y P265 ≠ 7 y P266 ≠ 7 y P267 ≠ 7 y P268 ≠ 7 y P221 ≠ 6 y P222 ≠ 6 y P264 = 7 o P265 = 7 el P266 = 7 el P267 = 7 y P268 = 7
Potenciometro Electrónico	P221 = 4 o P222 = 4 y P265 ≠ 5 o 16 y P266 ≠ 5 o 16 y P267 ≠ 5 o 16 y P268 ≠ 5 o 16 P221 ≠ 4 o P222 ≠ 4 y P265 = 5 o 16 o P266 = 5 o 16 el P267 = 5 o 16 o P268 = 5 o 16 P265 = 5 o 16 y P266 ≠ 5 o 16 y P268 ≠ 5 o 16 P266 = 5 o 16 y P265 ≠ 5 o 16 y P267 ≠ 5 o 16 P267 = 5 o 16 y P266 ≠ 5 o 16 y P268 ≠ 5 o 16 P268 = 5 o 16 y P265 ≠ 5 o 16 y P267 ≠ 5 o 16
Corriente Nominal	P295 incompatible con el modelo del convertidor
Freno CC y Ride-through	P300 ≠ 0 y P310 = 2 o 3
PID	P203 = 1 y P221 = 1,4,5,6,7 o 8 o P222 = 1,4,5,6,7 el 8
2ª Rampa	P265 = 6 y P266 = 6 o P265 = 6 y P267 = 6 o P265 = 6 y P268 = 6 P266 = 6 y P267 = 6 o P267 = 6 y P268 = 6 o P266 = 6 y P268 = 6 P265 = 6 o P266 = 6 o P267 = 6 o P268 = 6 y P263 = 13 P265 = 6 o P266 = 6 o P267 = 6 o P268 = 6 y P264 = 13 P265 = 6 o P266 = 6 o P267 = 6 o P268 = 6 y P263 = 13 P265 = 6 o P266 = 6 o P267 = 6 o P268 = 6 y P264 = 13
Modelo	P221 = 2,3,7 o 8 y convertidor standard P221 = 2,3,7 o 8 y convertidor standard
Entradas Analógicas	P221 = 1 o P222 = 1 y P235 = 2, 3, 4 o 5 P221 o P222 = 2 o 3 y P2392, 3, 4 o 5

Figura 99. Parámetros de configuración de mensaje y error.

Fuente: (Convertidor de frecuencia CFW08, s.f.).

Anexo 5. Elaboración del sistema de bombeo (Anillos de trabajo).



Figura 100. Construcción de rines de pistón (Cueros).
Fuente: (Autor).

Anexo 6. Cálculo rápido de tuberías mediante el empleo de la fórmula de Hazen- Williams.

Tabla 45. Coeficiente de Hazen-Williams.

COEFICIENTE DE HAZEN-WILLIAMS		
MUY LISAS	$C_{HW} = 150$	$\epsilon/D \leq 1,5 \cdot 10^{-5}$
LISAS	$C_{HW} = 140$	$1,5 \cdot 10^{-5} < \epsilon/D \leq 2 \cdot 10^{-4}$
SEMILISAS	$C_{HW} = 130$	$2 \cdot 10^{-4} < \epsilon/D \leq 1 \cdot 10^{-3}$
RUGOSAS	$C_{HW} = 120$	$1 \cdot 10^{-3} < \epsilon/D \leq 4 \cdot 10^{-3}$
MUY RUGOSAS	$C_{HW} = 110$	$4 \cdot 10^{-3} < \epsilon/D \leq 1,5 \cdot 10^{-2}$
EXCESIVAMENTE RUGOSAS	$C_{HW} = 100$	$\epsilon/D > 1,5 \cdot 10^{-2}$

Fuente: (Cuadros y Ábacos , s.f.).

Tabla 46.Tabla de registro de datos.

Fuente: (Autor).

Anexo 8.Tabla analítica para graficar las curvas de funcionamiento de una bomba de pistón modelo ZM - 44 Maxxi, lo valores representados en color (rojo), indican el ajuste del diseño experimental para la variable de respuesta Atura-Caudal y Potencia- Caudal. La Tabla 48 muestra los valores al ser considerados durante los ensayos.

Tabla 47. Registro de datos para graficar las curvas características de funcionamiento.

Curvas de funcionamiento a diferentes Rpm														
Frecuencia	RPM	Peso	Lon_1	Lon_2	Radio del piñón	Fuerza_Redu	Torque_Redu	Potencia en el Reductor	Rendimiento	Potencia en la bomba	Caudal		Presión de entrada	
[Hz]		[Kg]	[m]	[m]	[m]	[N]	[N*m]	[W]		[W]	[L/seg]	[L/día]	[PSI]	[MCA]
20	20	2	0,2	0,8	0,03	78,48	2,00124	4,19	0,85	3,56	0,038	3260	0	0,00
	19,6	4	0,2	0,8	0,03	156,96	4,00248	8,22	0,85	6,98	0,037	3215	5	3,51
	18,7	5	0,2	0,8	0,03	196,2	5,0031	9,80	0,85	8,33	0,036	3118	10	7,03
	17,5	7	0,2	0,8	0,03	274,68	7,00434	12,84	0,85	10,91	0,034	2979	17	11,95
	16,9	9	0,2	0,8	0,03	353,16	9,00558	15,94	0,85	13,55	0,033	2862	20	14,05
	15,8	10	0,2	0,8	0,03	392,4	10,0062	16,56	0,85	14,4	0,030	2606	30	23
30	30	2	0,2	0,8	0,03	78,48	2,00124	6,29	0,85	5,34	0,05979	5166	0	0,00
	29,8	4	0,2	0,8	0,03	156,96	4,00248	12,49	0,85	10,62	0,05543	4789	5	3,51
	28,9	5	0,2	0,8	0,03	196,2	5,0031	15,14	0,85	12,87	0,05278	4561	10	7,03
	28,3	7	0,2	0,8	0,03	274,68	7,00434	20,76	0,85	17,64	0,05156	4455	15	10,54
	27,8	9	0,2	0,8	0,03	353,16	9,00558	26,22	0,85	22,28	0,04768	4119	20	14,05
	26,7	10	0,2	0,8	0,03	392,4	10,0062	27,98	0,85	23,78	0,04553	3934	30	21,08
	25,4	12	0,2	0,8	0,03	470,88	12,00744	31,94	0,85	27,15	0,0412	3562	35	24,60
	24,7	15	0,2	0,8	0,03	588,6	15,0093	38,82	0,85	33,00	0,0407	3518	40	28,11
40	24,6	20	0,2	0,8	0,03	784,8	20,0124	51,55	0,85	43,82	0,0376	3249	47	33,03
	40	2	0,2	0,8	0,03	78,48	2,00	8,38	0,85	7,13	0,09208	7956	0	0,00
	39,5	5	0,2	0,8	0,03	196,2	5,00	20,69	0,85	17,59	0,08344	7209	10	7,03
	38,7	7	0,2	0,8	0,03	274,68	7,00	28,39	0,85	24,13	0,07806	6745	20	14,05
	38,2	9	0,2	0,8	0,03	353,16	9,01	36,02	0,85	30,62	0,07680	6636	25	17,57
	37,7	10	0,2	0,8	0,03	392,4	10,01	39,50	0,85	33,58	0,07186	6209	30	21,08
	36,8	15	0,2	0,8	0,03	588,6	15,01	57,84	0,85	49,16	0,06566	5673	40	28,11
	30,6	20	0,2	0,8	0,03	784,8	20,01	64,13	0,85	54,51	0,04235	3659	70	49,19
50	27,5	22	0,2	0,8	0,03	863,28	22,01	63,39	0,85	53,89	0,04058	3506	80	56,22
	50	2	0,2	0,8	0,03	78,48	2,00124	10,48	0,85	8,91	0,11869	10255	0	0,00
	50	5	0,2	0,8	0,03	196,2	5,0031	26,20	0,85	22,27	0,11682	10093	10	7,03
	49,4	7	0,2	0,8	0,03	274,68	7,00434	36,23	0,85	30,80	0,11130	9616	20	14,05
	49	9	0,2	0,8	0,03	353,16	9,00558	46,21	0,85	39,28	0,10770	9305	30	21,08
	47,	10	0,2	0,8	0,03	392,4	10,0062	50,09	0,85	42,57	0,10460	9038	40	28,11
	45	15	0,2	0,8	0,03	588,6	15,0093	70,73	0,85	60,12	0,09926	8576	50	35,14
	43	20	0,2	0,8	0,03	784,8	20,0124	90,11	0,85	76,60	0,07372	6369	80	56,22
50	38	22	0,2	0,8	0,03	863,28	22,01364	87,60	0,85	74,46	0,06042	5221	90	63,24

Fuente: (Autor).

Tabla 48. Valores para graficar las curvas características Altura-Caudal y Potencia- Caudal.

Curva de Altura- Caudal				Curva de Potencia-Caudal			
RPM	Altura [MCA]	Potencia eje Bomba [W]	Caudal [L/día]	RPM	Altura [MCA]	Potencia eje bomba [W]	Caudal [L/día]
20	0	3,56	3260,38	20	0	4	3260,38
	3,5	7,13	3215,48		7	7,3	3118,01
	7	7,3	3118,01		14	11,4	2979,31
	14,1	10,91	2979,31		23	14,5	2605,55
	17,6	13,55	2862,35	30	0	5,34	5165,92
	23,1	14,05	2605,55		3,5	10,62	4789,36
30	0	5,34	5165,92		7	13,14	4560,57
	3,5	10,69	4789,36		10,54	17	4454,76
	7	13,14	4560,57		28,11	33	3517,92
	10,5	17,46	4454,76	40	0	8,2	7955,80
	14,1	22,28	4119,19		7	17,59	7209,01
	21,1	23,78	3933,53		14	24,13	6744,73
	24,6	26,72	3562,15		21	33,58	6209,13
	28,1	33,00	3517,92		49	54	3658,69
	33	43,82	3249,34	50	0	8,91	10255,19
40	0	8,1	7955,8		7	22,27	10093,46
	7	17,59	7209,01		14	30,8	9616,03
	14,1	24,13	6744,73		21	39,28	9305,33
	17,6	30,62	6635,94		56	76,6	6369,33
	21,1	33,58	6209,13				
	28,1	49,16	5673,01				
	49,2	54,51	3658,69				
	56,2	53,89	3506,49				
50	0	8,91	10255,19				
	7	22,27	10093,46				
	14,1	30,80	9616,03				
	21,1	39,28	9305,33				
	28,1	42,57	9037,66				
	35,1	60,12	8575,68				
	56,2	76,60	6369,33				
	63,2	74,46	5220,54				

Fuente: (Autor).

Tabla 49. Valores para determinar el rendimiento de la bomba (ZM-44 Maxxi).

Rendimiento bomba a diferentes R.P.M											
Frecuencia de giro	Vol_medido	Tiempo	Caudal		Pérdida Total de carga Ec. Hazen W.	Presión		Altura de bombeo	Potencia Útil	Potencia Accionamiento	Rendimiento Bomba
[R.P.M]	[m^3]	[seg]	[L/seg]	[m^3/s]	[m]	[PSI]	[MCA]	[m]	[W]	[W]	[n_B]
50	2	17,12	1,17E-01	1,17E-04	0,5802	10	7,0	7,61	8,7	22,27	0,39
	2	17,32	1,15E-01	1,15E-04	0,5764	20	14,1	14,63	16,6	30,8	0,54
	2	18	1,11E-01	1,11E-04	0,5643	30	21,1	21,65	23,6	39,28	0,60
	2	19,23	1,04E-01	1,04E-04	0,5455	50	35,1	35,68	36,4	60,12	0,61
	2	24,58	8,14E-02	8,14E-05	0,4936	80	56,2	56,71	45,3	76,6	0,59
	2	28	7,14E-02	7,14E-05	0,4748	90	63,2	63,72	44,6	74,46	0,60
40	2	23,97	8,34E-02	8,34E-05	0,4979	10	7,0	7,53	6,2	17,59	0,35
	2	25,62	7,81E-02	7,81E-05	0,4871	20	14,1	14,54	11,1	24,13	0,46
	2	26,04	7,68E-02	7,68E-05	0,4847	25	17,6	18,05	13,6	30,62	0,44
	2	27,83	7,19E-02	7,19E-05	0,4755	30	21,1	21,56	15,2	33,58	0,45
	2	30,46	6,57E-02	6,57E-05	0,4649	40	28,1	28,57	18,4	39,33	0,47
	2	47,23	4,23E-02	4,23E-05	0,4332	70	49,2	49,62	20,6	41,64	0,50

Fuente: (Autor).

Anexo 9. Desarrollo de curvas experimentales y recopilación de datos para encontrar el modelo de predicción Caudal (Q).

La Figura 101 y Figura 102, indica la representación gráfica y ecuación de proyección para cada valor de [R.P.M], estas ecuaciones permiten el ajuste de nuevos datos para el análisis experimental. Véase la Tabla 50

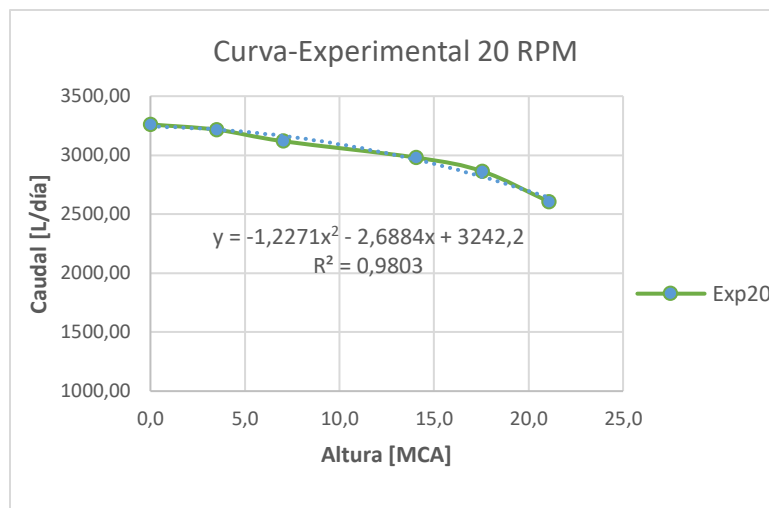


Figura 101. Ecuación del modelo de experimentación
Fuente: (Autor).

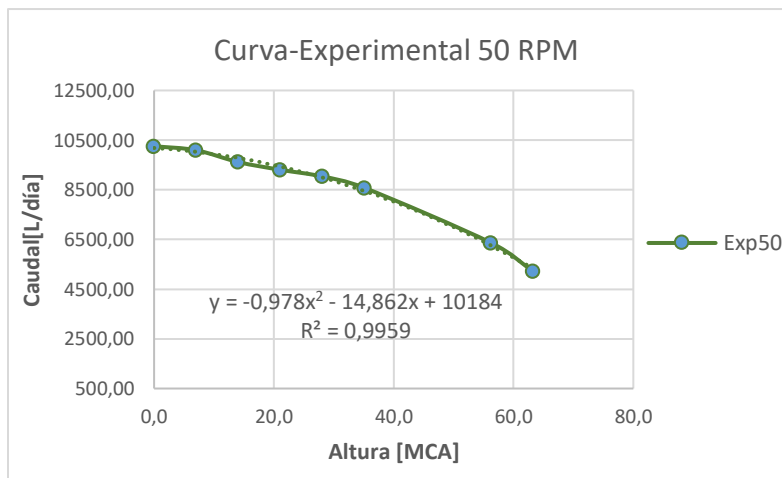


Figura 102. Ecuación del modelo con los datos de experimentación.
Fuente: (Autor).

De las ecuaciones de proyección de la Figura 101 y Figura 102 se obtuvieron los resultados de la variables de respuesta caudal. Véase la Tabla 50

Tabla 50. Resultados ajustados por la ecuación experimental.

Resultados de la ecuación experimentalmente				
Rpm Altura	20	30	40	50
5	3198	4751,08	7511,425	10085,24
10	3093	4429,89	7102,58	9937,58
15	2926	4134,03	6694,065	9741,02
20	2698	3863,5	6285,88	9495,56
25	2408	3618,3	5878,025	9201,2
30	2057	3398,43	5470,5	8857,94
40	1171	3034,68	4656,44	8024,72
50	40	2772,25	3843,7	6995,9
60	0	2611,14	3032,28	5771,48

Fuente: (Autor).

Tabla 51. Resultados ajustados por la ecuación de regresión en su forma lineal.

Resultados de la ecuación lineal				
Rpm Altura	20	30	40	50
5	3275	5568	7862	10156
10	2877	5171	7464	9758
15	2480	4773	7067	9361
20	2082	4376	6669	8963
25	1685	3978	6272	8566
30	1287	3581	5874	8168
40	492	2786	5079	7373
50	-303	1991	4284	6578
60	-1098	1196	3489	5783

Fuente: (Autor).

Tabla 52. Resultados ajustados por la ecuación de regresión en su forma cuadrática.

Resultados de la ecuación cuadrática				
Rpm Altura	20	30	40	50
5	3272,34	4731,73	6997,48	10069,58
10	3095,84	4560,48	6831,46	9908,79
15	2874,84	4344,71	6620,93	9699,23
20	2609,32	4084,43	6365,89	9387,33
25	2299,30	3779,64	6066,34	9054,30
30	1944,76	3430,35	5722,28	8700,14
40	1102,17	2598,23	4900,63	7928,42
50	81,54	1588,07	3900,95	7072,18
60	-1117,13	399,87	2723,23	6131,41

Fuente: (Autor).

De la Tabla 50, Tabla 51, Tabla 52, se obtuvo el porcentaje de error relativo para cada ecuación, donde los resultados presentados en la Tabla 53 indica los valores para el modelo en su forma lineal, obteniendo con ello un margen de error relativo sobre el 10 %, concluyendo que el modelo en su forma lineal no se ajusta a los datos experimentales, la tabla 53, muestra los resultados para el modelo en su forma cuadrática donde el error relativo en primer instancia muestra un valor del 2% indicando que los datos se ajustan al presente modelo con un grado de precisión mayor al 90%.

Tabla 53. Porcentaje de error relativo para el Caudal.

Error relativo ecuación lineal				
Rpm Altura	20	30	40	50
5	2%	17%	5%	1%
10	7%	17%	5%	2%
15	15%	15%	6%	4%
20	23%	13%	6%	6%
25	--	10%	7%	7%
30	--	5%	7%	8%
40	--	--	9%	8%
50	--	--	11%	6%
60	--	--	--	0%

Fuente: (Autor).

Tabla 54. Porcentaje de error relativo para el Caudal.

Error relativo ecuación cuadrática				
Rpm Altura	20	30	40	50
5	2%	0%	7%	0%
10	0%	3%	4%	0%
15	2%	5%	1%	0%
20	3%	6%	1%	1%
25	--	4%	3%	2%
30	--	1%	5%	2%
40	--	--	5%	1%
50	--	--	1%	1%
60	--	--	--	6%

Fuente: (Autor).

Anexo 10. Descripciones de resultados para encontrar el modelo de predicción experimental potencia de accionamiento (N_a).

Tabla 55. Anova para el modelo de predicción lineal.

Fuente	Suma de Cuadrados	G.I	Cuadrado Medio	Razón-F	Valor-P
A:Altura	6833,63	1	6833,63	103,50	0,0000
B:Rpm	6276,84	1	6276,84	95,07	0,0000
Error total	2178,86	33	66,026		
Total (corr.)	15289,3	35			
R-cuadrada = 85,7492 porciento					
R-cuadrada (ajustada por g.l.) = 84,8855 porciento					

Fuente: (Autor).

De los datos experimentales obtenidos a partir de la Tabla 47 de registro de datos, se obtiene una segunda Tabla 57, que facilitan el diseño del modelo experimental.

Tabla 56. Datos experimentales para la comprobación

Ajuste de datos experimentales Ec. Proyección (Potencia-Altura) para obtener la Ecuación de regresión					
Altura \ RPM	20	30	40	50	
0	3,5	5,6	8,2	9,9	
8	7,9	15,2	18,3	22,1	
16	11,7	22,9	27,5	33,4	
24	14,9	28,7	35,6	43,8	
32	17,5	32,7	42,7	53,3	
40	19,6	34,9	48,8	61,8	
48	21,1	35,2	53,8	69,5	
56	22,0	33,7	57,9	76,2	
64	22,3	30,3	60,9	82,1	

Fuente: (Autor).

Tabla 57. Resultados ajustados por la Ecuación de proyección experimental.

Ajuste de datos con las ecuaciones de la gráfica de proyección (Potencia- Altura). Utilizando diferentes Alturas en intervalos (0;70)				
Altura \ RPM	20	30	40	50
0	3,5	5,6	8,2	9,9
5	6,3	11,8	14,6	17,6
10	8,9	17,3	20,7	25,0
15	11,2	22,0	26,4	32,0
20	13,4	26,0	31,7	38,7
25	15,3	29,3	36,6	45,0
30	16,9	31,9	41,0	51,0
35	18,4	33,7	45,1	56,6
40	19,6	34,9	48,8	61,8
45	20,6	35,3	52,1	66,7
50	21,4	35,0	54,9	71,3
55	21,9	34,0	57,4	75,4
60	22,2	32,2	59,5	79,3
65	22,3	29,7	61,2	82,8
70	22,2	26,6	62,5	85,9

Fuente: (Autor).

Tabla 58. Resultados ajustados por la ecuación de regresión cuadrática (N_a).

Ajuste de los datos con la Ecuación cuadrática obtenida en Statgraphics.				
Potencia = -1.07251+ 0,17281*Altura + 0,225089*Rpm - 0,00850159*Altura^2 + 0,0294*Altura*Rpm				
Altura \ RPM	20	30	40	50
0	3,4	5,7	7,9	10,2
5	7,0	10,7	14,5	18,2
10	10,2	15,4	20,6	25,8
15	12,9	19,6	26,3	32,9
20	15,2	23,4	31,5	39,6
25	17,1	26,7	36,3	45,9
30	18,6	29,7	40,7	51,8
35	19,6	32,2	44,7	57,3
40	20,3	34,3	48,3	62,3
45	20,5	35,9	51,4	66,9
50	20,2	37,2	54,1	71,1
55	19,6	38,0	56,4	74,8
60	18,5	38,4	58,3	78,1

65	17,0	38,3	59,7	81,0
70	15,0	37,9	60,7	83,5

Fuente: (Autor).

Tabla 59. Error absoluto para la potencia de accionamiento (N_a).

Error absoluto Ec.Cuadrática.				
Altura \ RPM	20	30	40	50
0	0,1	0,0	0,2	0,3
5	0,7	1,1	0,2	0,6
10	1,3	1,9	0,1	0,8
15	1,7	2,4	0,1	0,9
20	1,9	2,6	0,2	0,9
25	1,9	2,6	0,2	0,9
30	1,7	2,2	0,3	0,8
35	1,3	1,6	0,4	0,7
40	0,7	0,6	0,5	0,5
45	0,1	0,6	0,7	0,2
50	1,2	2,2	0,8	0,2
55	2,4	4,0	1,0	0,6
60	3,8	6,2	1,3	1,1
65	5,4	8,6	1,5	1,7
70	7,2	11,3	1,8	2,4

Fuente: (Autor).

Tabla 60. Ecuación de regresión para la potencia de accionamiento (N_a).

Error relativo Ec. Cuadrática				
Altura \ RPM	20	30	40	50
0	3%	1%	3%	3%
5	11%	9%	1%	3%
10	14%	11%	1%	3%
15	15%	11%	1%	3%
20	14%	10%	1%	2%
25	12%	9%	1%	2%
30	10%	7%	1%	2%
35	7%	5%	1%	1%
40	3%	2%	1%	1%
45	1%	2%	1%	0%
50	5%	6%	2%	0%
55	11%	12%	2%	1%
60	17%	19%	2%	1%
65	24%	29%	2%	2%
70	32%	43%	3%	3%

Fuente: (Autor).

Anexo 11. Información detallada para el desarrollo de las guías prácticas Nro. 1 y 2.

Tabla 61. Tabla de registro de datos para graficar las curvas por ciclos de bombeo y Rpm.

CURVAS POR CICLOS DE BOMBEO Y RPM																
Frecuencia	RPM	S_cilindro	Diá_Cilindro	Diá_Anillo	L_pistón	Vol_Desplazado	Caudal_Teórico	Vueltas		Vol_medido	Tiempo	Caudal_Real		Rendimiento volumetrico	Presión	
[Hz]		[m]	[m]	[m]	[m]	[m ³]	[m ³ /s]	[L/dia]	#	[L]	[seg]	[L/seg]	[L/dia]	n_v	PSI	MCA
20	20	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	6,07E-06	524,1	22	2	45,36	2,00E-03	173,16	0,33	0	0
	20	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	6,07E-06	524,1	23	2	46,22	1,88E-03	162,55	0,31	10	7,027
	20	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	6,07E-06	524,1	24	2	49,11	1,70E-03	146,61	0,28	15	10,54
	20	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	6,07E-06	524,1	24	2	53,26	1,56E-03	135,19	0,26	20	14,05
	20	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	6,07E-06	524,1	-	-	-	-	-	-	-	-
30	30	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	9,10E-06	786,1	19	2	20,76	5,07E-03	438,09	0,56	10	7,027
	30	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	9,10E-06	786,1	20	2	35,75	2,80E-03	241,68	0,31	15	10,54
	30	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	9,10E-06	786,1	21	2	36,98	2,58E-03	222,51	0,28	20	14,05
	30	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	9,10E-06	786,1	24	2	40,84	2,04E-03	176,30	0,22	30	21,08
40	40	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	1,21E-05	1048,2	18	2	15,49	7,17E-03	619,75	0,59	0	0
	40	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	1,21E-05	1048,2	19	2	18,76	5,61E-03	484,79	0,46	20	14,05
	40	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	1,21E-05	1048,2	20	2	21,25	4,71E-03	406,59	0,39	40	28,11
	40	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	1,21E-05	1048,2	21	2	23,39	4,07E-03	351,80	0,34	60	42,16
	40	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	1,21E-05	1048,2	24	2	27,09	3,08E-03	265,78	0,25	80	56,22
50	50	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	1,52E-05	1310,2	15	2	15,17	8,79E-03	759,39	0,58	0	0
	50	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	1,52E-05	1310,2	17	2	15,28	7,70E-03	665,23	0,51	10	7,027
	50	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	1,52E-05	1310,2	17	2	16,51	7,13E-03	615,67	0,47	20	14,05
	50	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	1,52E-05	1310,2	18	2	17,21	6,46E-03	557,82	0,43	30	21,08
	50	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	1,52E-05	1310,2	19	2	18,14	5,80E-03	501,36	0,38	45	31,62
	50	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	1,52E-05	1310,2	21	2	18,79	5,07E-03	437,92	0,33	65	45,68
	50	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	1,52E-05	1310,2	21	2	20,42	4,66E-03	402,97	0,31	80	56,22
	50	0,05	0,04	0,0364	0,0091	1,74E-04	1,52E-05	1310,2	22	2	22,56	4,03E-03	348,16	0,27	100	70,27

Fuente: (Autor).

Tabla 62. Práctica # 1 cálculos realizados durante la experimentación.

CICLOS POR BOMBEO Y RPM						
Frecuencia	RPM	Vol. medido	Tiempo	Vueltas	Presión	
[Hz]		[L]	[seg]	#	PSI	MCA
20	20	2	45,36	22	0	0,00
	20	2	46,22	23	10	7,03
	20	2	49,11	24	15	10,54
	20	2	53,26	24	20	14,05
30	30	2	19,34	19	0	0,00
	30	2	20,76	19	10	7,03
	30	2	35,75	19	15	10,54
	30	2	36,98	20	20	14,05
	30	2	40,84	20	30	21,08
	30	2	46,45	21	40	28,11
40	40	2	15,49	18	0	0,00
	40	2	15,78	18	10	7,03
	40	2	18,76	19	20	14,05
	40	2	21,25	20	40	28,11
	40	2	23,39	21	60	42,16
	40	2	27,09	24	80	56,22
50	50	2	15,17	15	0	0,00
	50	2	15,28	15	15	10,54
	50	2	16,51	16	20	14,05
	50	2	17,21	16	30	21,08
	50	2	18,14	16	45	31,62
	50	2	18,79	16	65	45,68
	50	2	20,42	17	80	56,22
	50	2	22,56	17	100	70,27

Fuente: (Autor).

Tabla 63. Ajuste de los cálculos realizados mediante la ecuación experimental.

CURVAS POR CICLOS DE BOMBEO Y RPM						
Rpm Altura [MCA]	40			50		
	Q Real	Q Teórico	n_v	Q Real	Q Teórico	n_v
0	611,26	1048,1533	0,583	713,54	1310,192	0,5446
10	531,16	1048,1533	0,507	639,45	1310,192	0,4881
15	494,4	1048,1533	0,472	605,23	1310,192	0,4619
20	459,83	1048,1533	0,439	572,9	1310,192	0,4373
25	427,46	1048,1533	0,408	542,45	1310,192	0,414
30	397,29	1048,1533	0,379	513,89	1310,192	0,3922
35	369,31	1048,1533	0,352	487,21	1310,192	0,3719
40	343,52	1048,1533	0,328	462,42	1310,192	0,3529
45	319,93	1048,1533	0,305	439,51	1310,192	0,3355
50	298,54	1048,1533	0,285	418,49	1310,192	0,3194
55	279,34	1048,1533	0,267	399,35	1310,192	0,3048
60	262,34	1048,1533	0,25	382,09	1310,192	0,2916
65	247,53	1048,1533	0,236	366,73	1310,192	0,2799
70	234,91	1048,1533	0,224	353,24	1310,192	0,2696

Fuente: (Autor).

Tabla 64. Práctica # 2 cálculos durante la experimentación para obtener las curvas del sistema.

CURVAS MANOMÉTRICAS DE INSTALACIÓN						
Frecuencia	Rpm	Caudal		Presión		Altura
(Hz)		L/s	m3/s	Psi	MCA	Hmi
40	40	0,129	1,29E-04	0	0,00	0,627
	40	0,127	1,27E-04	10	7,24	0,620
	40	0,107	1,07E-04	20	14,48	0,562
	40	0,107	1,07E-04	20	14,48	0,562
	40	0,086	8,55E-05	60	43,43	0,512
	40	0,074	7,38E-05	80	57,91	0,489
50	50	0,132	1,32E-04	0	0,00	0,636
	50	0,131	1,31E-04	15	10,86	0,633
	50	0,121	1,21E-04	20	14,48	0,603
	50	0,116	1,16E-04	30	21,72	0,588
	50	0,110	1,10E-04	45	32,58	0,572
	50	0,106	1,06E-04	65	47,05	0,562
	50	0,098	9,79E-05	80	57,91	0,540
	50	0,089	8,87E-05	100	72,39	0,519

Fuente: (Autor).

Anexo 12. Planos correspondientes al sistema hidráulico del banco de pruebas implementado.

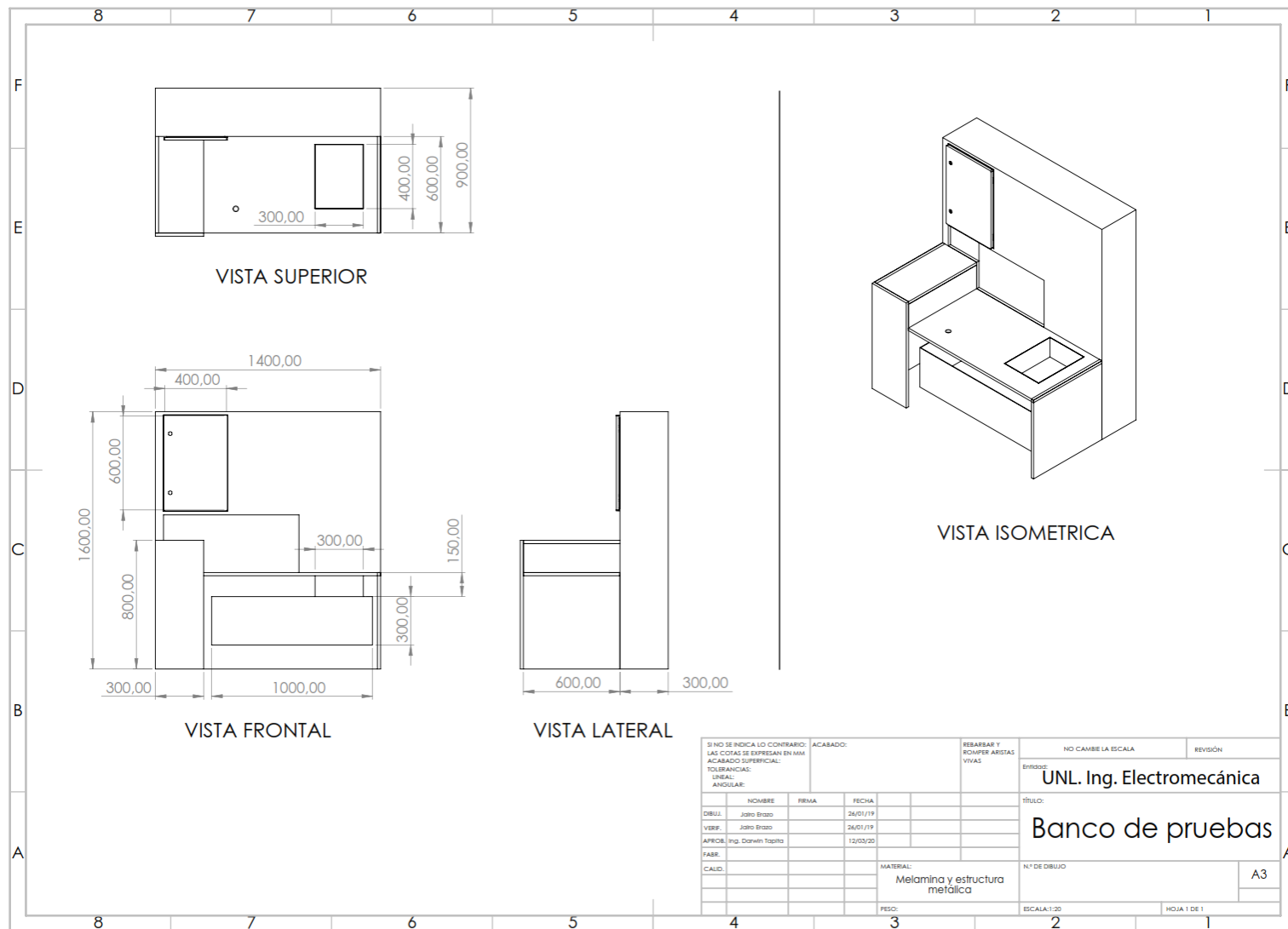


Figura 103. Diseño del banco de pruebas General.

Fuente: (Autor).

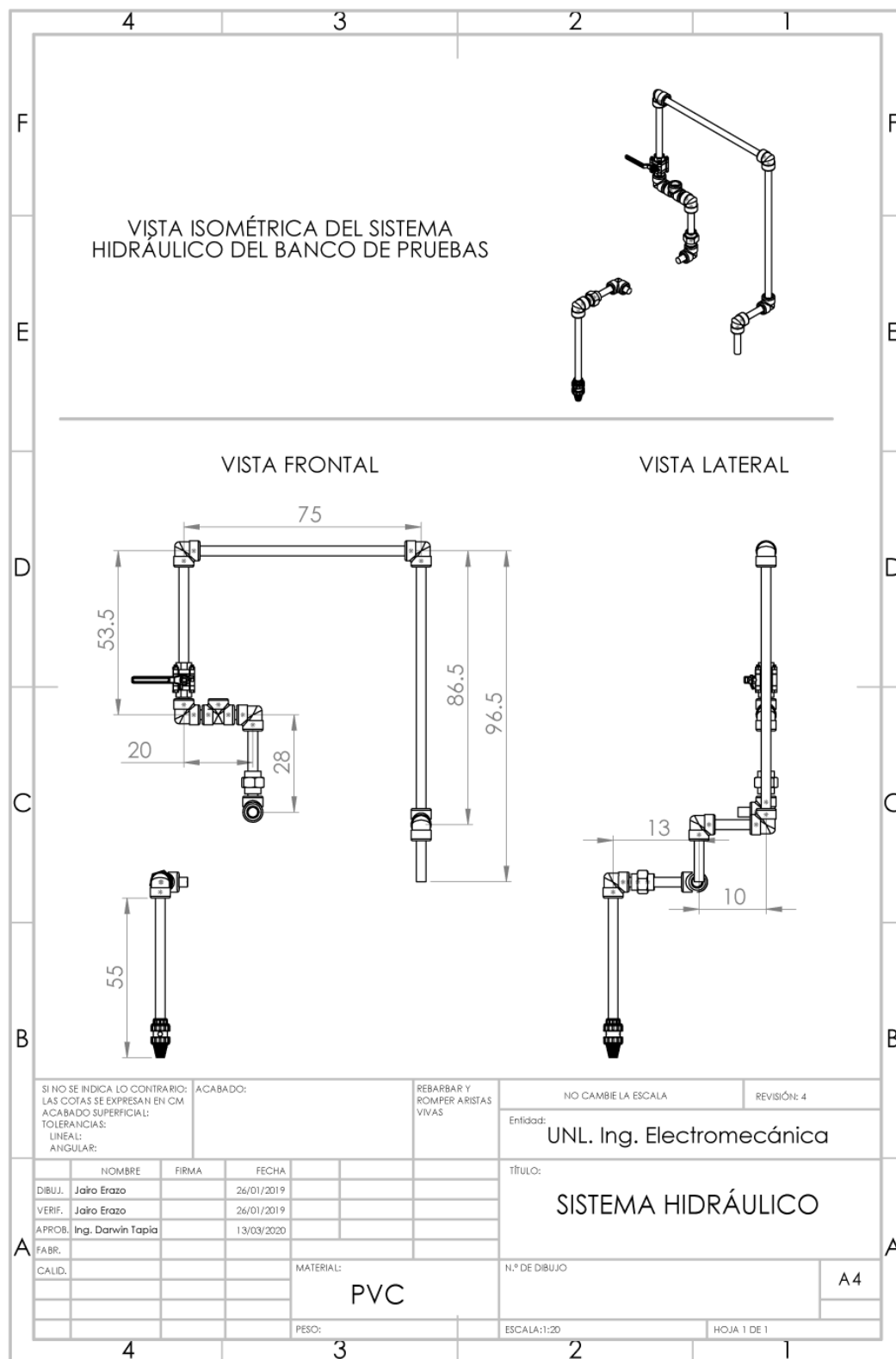


Figura 104. Diseño del Sistema Hidráulico.
Fuente: (Autor)

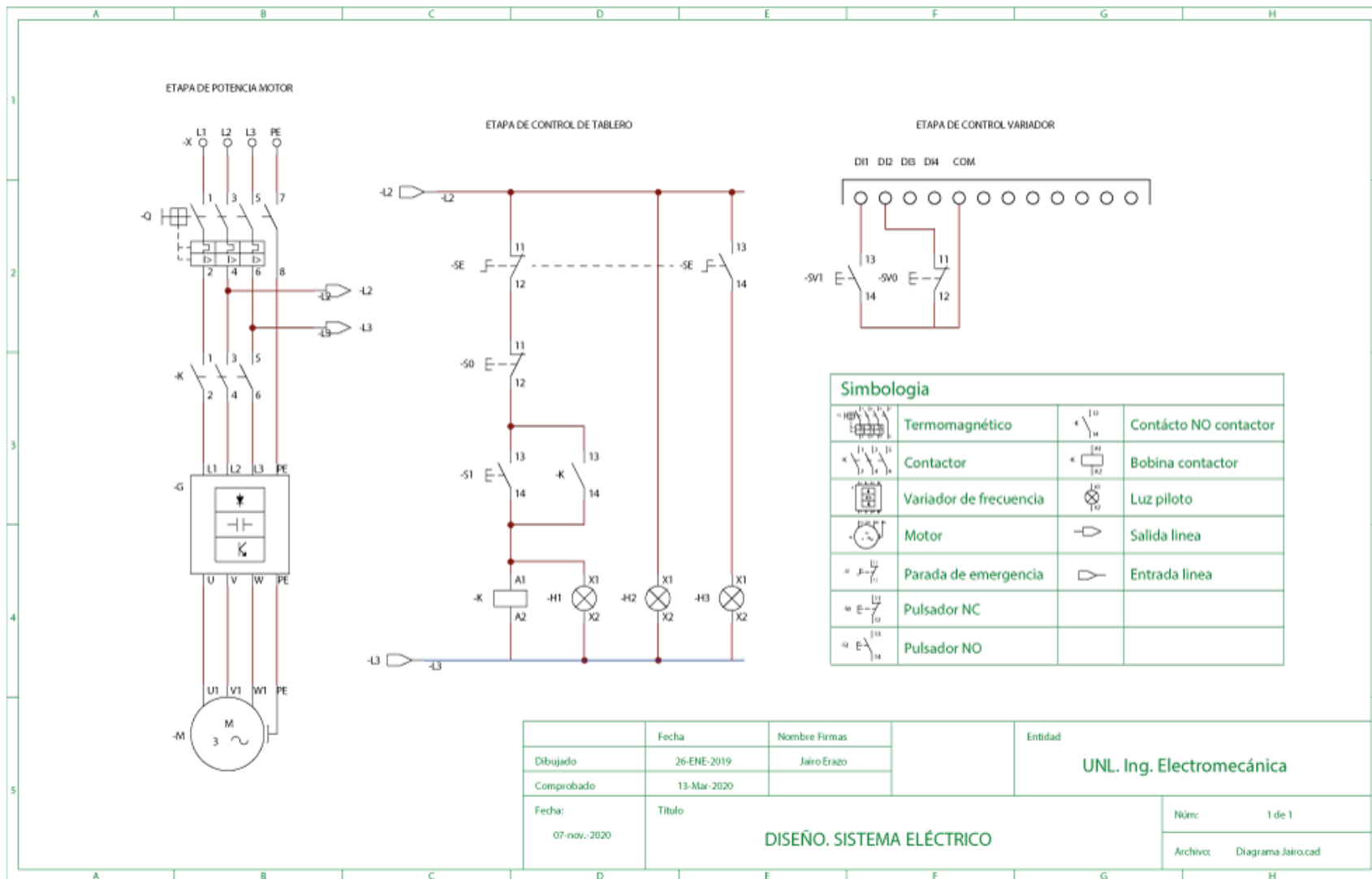


Figura 105. Diseño del Sistema Eléctrico.
Fuente: (Autor).