



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA  
Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN  
DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA: “INGENIERÍA CONCEPTUAL, BÁSICA Y  
DE DETALLE DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA  
BOMBAS CENTRIFUGAS BAJO LA NORMA BS EN  
ISO 9906:2012 PARA EL LABORATORIO DE  
FLUIDOS.”**

**AUTOR: POZO TAPIA, VANESSA  
SOLEDAD**

**DIRECTOR: ING. MARIÑO ABARCA, OSWALDO  
SANGOLQUI**

**2016**



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**CERTIFICACIÓN**

Certifico que el trabajo de titulación, "INGENIERÍA CONCEPTUAL, BÁSICA Y DE DETALLE DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS CENTRIFUGAS BAJO LA NORMA BS EN ISO 9906:2012 PARA EL LABORATORIO DE FLUIDOS." realizado por la señorita *VANESSA SOLEDAD POZO TAPIA* ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar a la señorita *VANESSA SOLEDAD POZO TAPIA* para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 1 de Agosto del 2016

ING. OSWALDO MARIÑO ABARCA  
TUTOR



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD**

Yo, **VANESSA SOLEDAD POZO TAPIA**, con cédula de ciudadanía N° 171881274-4 declaro que este trabajo de titulación **“INGENIERÍA CONCEPTUAL, BÁSICA Y DE DETALLE DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS CENTRIFUGAS BAJO LA NORMA BS EN ISO 9906:2012 PARA EL LABORATORIO DE FLUIDOS.”** ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Sangolquí, 1 de Agosto del 2016

**VANESSA POZO  
TAPIA.**

171881274-4



# ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

## AUTORIZACIÓN

Yo, **VANESSA SOLEDAD POZO TAPIA**, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación **“INGENIERÍA CONCEPTUAL, BÁSICA Y DE DETALLE DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS CENTRIFUGAS BAJO LA NORMA BS EN ISO 9906:2012 PARA EL LABORATORIO DE FLUIDOS.”** cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Sangolquí, 1 de Agosto del 2016

VANESSA POZO  
TAPIA.

171881274-4

## **DEDICATORIA**

*Este logro lo dedico a ANGEL ANDRES POZ TAPIA, mi hermano quien dejo muy por encima la altura de mi vida y desde el cielo fue mi fuerza y soporte para enfrentar los duros momentos.*

*Hoy sé que lo que se escribe en el alma de él, se escribe para siempre.*

**Vanessa Pozo Tapia**

## AGRADECIMIENTOS

*Principalmente a Dios y a mi madre Rosita Tapia que me ha dado la oportunidad de vivir, de soñar y de conseguir todos los objetivos propuestos.*

*A mi padre Edwin Vinuesa por su apoyo durante todos los años de estudio.*

*George Lara a pesar de la distancia jamás faltó tu apoyo, tu cariño y quiero que sepas que fuiste mi constante motivación para concluir mi proyecto de titulación.*

*Bebé Diego Andrés tu llegada fue el detonante de mi felicidad, de mi esfuerzo, de mis ganas de buscar lo mejor para ti, gracias por ayudarme a encontrar el lado dulce y no amargo de la vida.*

*Ing. Oswaldo Mariño Abarca, sus conocimientos, su manera de trabajar, su paciencia y persistencia han inculcado en mí un sentido de seriedad, responsabilidad y rigor académico, hoy usted tiene mi lealtad y admiración, así como me siento en deuda por todo lo recibido durante el periodo de tiempo que duró mi proyecto de titulación*

**Vanessa Soledad Pozo**

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA .....	v
AGRADECIMIENTOS .....	vi
RESUMEN .....	xviii
CAPÍTULO 1 .....	1
GENERALIDADES .....	1
1.1 Antecedentes .....	1
1.2 Definición del problema.....	2
1.3 Objetivos .....	3
1.3.1 General.....	3
1.3.2 Específicos.....	3
1.4 Alcance.....	3
1.5 Justificación.....	4
CAPÍTULO 2 .....	5
INGENIERÍA CONCEPTUAL.....	5
2.1 Introducción al banco de pruebas para bombas centrífugas .....	5
2.2. Características básicas de las bombas centrífugas .....	8
2.2.1 Diseño de la bomba centrífuga: Teoría del impulsor.....	9
2.2.1.1 Características del Impulsor.....	10
2.2.1.2 Parámetros físicos y cálculos para el diseño del impulsor.....	14
2.2.1.3 Teorema de Euler.....	18
2.2.1.4 Carga teórica ideal: altura útil de una bomba centrífuga.....	19
2.2.1.5 Cálculos de álabes del rodete mediante la velocidad específica.....	21
2.2.1.6 Eficiencia global del impulsor .....	22

2.2.1.7 Cálculos de configuración de entrada de succión.....	23
2.2.1.8 Componentes de las velocidades de entrada del flujo.....	24
2.2.1.9 Componentes de las velocidades de salida del flujo. ....	26
2.2.1.10 Factor de deslizamiento.....	28
2.2.2 Características generales para la eficiencia de las bombas centrífugas en el banco de pruebas .....	31
2.2.2.1 Energías dinámicas y estáticas.....	32
2.2.2.2 Grado de reacción.....	33
2.2.2.3 Criterios para realizar la prueba de rendimiento en el banco de pruebas para bombas centrífugas.....	34
2.2.2.4 NPSH y Cavitación .....	37
2.2.2.5 Curvas Características .....	38
2.2.3 Matriz de decisión.....	43
2.2.4 Diagrama de flujo.....	44
2.2.5 Introducción a la norma europea: Pruebas para bombas rotodinámicas- Eficiencia hidráulica grados de aceptación 1, 2, y 3. ....	45
2.2.5.1 Alcance.....	45
2.2.5.2 Referencias.....	46
2.2.5.3 Pruebas a realizarse en el banco de prueba .....	46
2.2.5.4 Medidas de la bomba y criterios de aceptación .....	47
2.2.5.5 Tolerancias y grados de aceptación en pruebas de rendimiento.....	48
2.2.6 Requerimientos y mediciones para la construcción del banco de pruebas para bombas centrífugas .....	50
2.2.6.1 Parámetros en la entrada y salida de medición.....	51
2.2.6.2.1 Ubicación de la toma de presión .....	51
2.2.6.2.2 Anillo colector de presión estática.....	52
2.2.6.2.2 Características del circuito.....	53

CAPÍTULO 3 .....	54
INGENIERÍA BÁSICA.....	54
3.1 Desarrollo de los cálculos para generar curvas características de las bombas centrifugas .....	54
3.1.1 Cálculo de propiedades de las bombas centrifugas Gilkes: propiedades del fluido... 55	
3.1.2 Características de los accesorios.....	55
3.1.3 Cálculo del número de Reynolds .....	57
3.1.4 Cálculo del factor de fricción .....	58
3.1.5 Cálculo de las pérdidas en la tubería del sistema .....	61
3.1.6 Cálculo de las pérdidas locales del sistema .....	62
3.1.6.1 Pérdidas en la entrada del sistema.....	62
3.1.6.2 Pérdidas en la salida del sistema .....	63
3.1.7 Pérdida de carga en singularidades .....	63
3.1.8 Pérdidas totales en el sistema de tuberías.....	65
3.1.9 Cálculo de la altura útil de la bomba centrifuga.....	66
3.2 Cálculo de potencias .....	68
3.2.1 Cálculo de potencia eléctrica del sistema (P2)- .....	69
3.2.2 Cálculo de la potencia mecánica del sistema (Pgr).....	69
3.2.3 Cálculo de la potencia hidráulica del sistema (PH).....	70
3.3 Cálculo de Eficiencias.....	70
3.3.1 Cálculo de eficiencia de la bomba.....	70
3.3.2 Cálculo de eficiencia general.....	71
CAPÍTULO 4 .....	71
SELECCIÓN DE PARÁMETROS E INSTRUMENTOS PARA EL BANCO DE PRUEBAS DE BOMBAS CENTRIFUGAS .....	71
4.1 Parámetros de selección de instrumentos .....	71
4.2 Sistema de control .....	73

4.2.1 Adquisición de datos PLC.....	73
4.2.2 Requerimientos para la adquisición de datos en el banco de pruebas para bombas centrífugas. ....	74
4.2.2.1 Descripción de la adquisición de datos.....	74
4.2.2.2 Requisitos técnicos para el programa de adquisición de datos.....	75
4.2.3 Selección del controlador lógico programable PLC. ....	79
4.3 Panel de Operador y Visualización.....	80
4.3.1 TIA Portal v13 Basic para Simatic S7-1200.....	81
4.3.1.1 Desarrollo del proyecto en TIA portal.....	82
4.3.1.3 Diagrama de flujo para el programa con PLC S7-1200.....	84
4.3.1.4 Comunicaciones PC e INTOUCH para adquisición de datos. ....	86
4.3.1.5 Generar curvas características con los datos obtenidos. ....	87
4.4 Selección de sensores y transductores.....	87
4.4.1 Sensor de presión. ....	89
4.4.2 Sensor de caudal. ....	90
4.4.3 Sensor de temperatura.....	92
4.4.4 Sensor de torque.....	94
4.4.5 TACÓMETRO.....	96
4.4.6 Vatímetro .....	97
4.5 Diseño del sistema hidráulico e implementación de instrumentos. ....	99
4.5.1 Selección para diámetro de succión y descarga de la bomba centrífuga.....	99
4.5.2 Selección de válvulas para la entrada y salida del banco de pruebas .....	102
4.5.3 Selección de la válvula para los anillos de presión estática.....	105
4.5.4 Selección de las bridas para el banco de pruebas .....	106
4.5.5 Resumen de materiales a utilizarse en todo el banco de pruebas .....	107
4.5.2 Hoja de procesos de la construcción de los anillos de presión.....	108
4.5.3 Montaje de los instrumentos y del banco en general. ....	108

CAPÍTULO 5 .....	112
PRESUPUESTO Y FINANCIAMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS CENTRIFUGAS.....	112
5.1 Introducción.....	112
5.2 Costos directos.....	113
5.2.1 Total de costos directos .....	117
5.3 Costos indirectos.....	117
5.4 Costo total del proyecto .....	118
CAPÍTULO 6 .....	119
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	119
6.1 Conclusiones .....	119
6.2. Recomendaciones.....	120
BIBLIOGRAFÍA.....	121
ANEXOS.....	123
ANEXO A .....	124
PROPIEDADES DEL AGUA.....	124
ANEXO B.....	125
Resultado de los cálculos realizados teóricamente para la obtención de curvas características. ....	125
ANEXO C .....	131
CARTAS TÉCNICAS DE LOS ACCESORIOS HIDRÁULICOS DEL BANCO DE PRUEBAS .....	131
ANEXO D .....	132
SENSORES Y PLC .....	132
ANEXO E.....	133
DIAGRAMA DE FLUJO PARA OBTENCION DE CURVAS CARACTERÍSTICAS .....	133
ANEXO F.....	134
PROGRAMACION EN TIA PORTAL. ....	134

ANEXO G .....	135
PLANOS .....	135
ANEXO H .....	136
HOJA DE PROCESOS .....	136
ANEXO I.....	137
PROFORMAS .....	137

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Comparativa entre normas para bancos de pruebas de bombas centrifugas.....	6
<b>Tabla 2.</b> Grados de aceptación y tolerancias para pruebas de Bombas Centrifugas. 7	7
<b>Tabla 3.</b> Tipos de álabes de una bomba centrifuga.....	12
<b>Tabla 4.</b> Ecuaciones de Fundamentals, Velocidades de entrada.....	25
<b>Tabla 5.</b> Ecuaciones para la Bomba Centrifuga y Banco de pruebas en general....	36
<b>Tabla 6.</b> Simbología diagrama de flujo para la construcción .....	45
<b>Tabla 7.</b> Parámetros a evaluar en el banco de pruebas para bombas centrifugas ...	46
<b>Tabla 8.</b> Amplitud permisible de fluctuación como un porcentaje de valor.....	47
<b>Tabla 9.</b> Grados de aceptación de pruebas de bombas y tolerancias .....	48
<b>Tabla 10.</b> Grados de aceptación por defecto.....	49
<b>Tabla 11.</b> Datos de practica realizada en el Laboratorio de Fluidos .....	54
<b>Tabla 12.</b> Propiedades ASTM para tuberías. ....	55
<b>Tabla 13.</b> Tubería general del sistema acero ASTM A53 grado A para $\phi$ 2”.....	56
<b>Tabla 14.</b> Tubería general del sistema acero ASTM A53 grado A para $\phi$ 1 1/2”...	56
<b>Tabla 15.</b> Codo del sistema acero ASTM A234 $\phi$ 1 1/2” .....	56
<b>Tabla 16.</b> Rugosidad absoluta para otros materiales.....	58
<b>Tabla 17.</b> Factor de fricción para tubería de 2 “con carga del motor al 25 % .....	60
<b>Tabla 18.</b> Factor de fricción para tubería de 1 1/2“con carga del motor al 25 % ...	60
<b>Tabla 19.</b> Perdidas en singularidades.....	64
<b>Tabla 20.</b> Factores de fricción tuberías 2 y 1 1/2.....	64
<b>Tabla 21.</b> Datos obtenidos de la práctica .....	66
<b>Tabla 22.</b> Magnitudes físicas con sus amplitudes permisibles de fluctuación.....	72
<b>Tabla 23.</b> Periodos de calibración de los instrumentos.....	73
<b>Tabla 24.</b> Requerimientos de entrada y salida del PLC .....	76
<b>Tabla 25.</b> Requerimientos fuente de alimentación PLC. ....	77
<b>Tabla 26.</b> Ventajas y Desventajas de las redes a utilizarse. ....	78
<b>Tabla 27.</b> Diferentes PLCs Entradas/Salidas. ....	79
<b>Tabla 28.</b> Matriz de decisión para la selección del PLC.....	79
<b>Tabla 29.</b> Características SIMATIC HMI.....	81

<b>Tabla 30.</b> Tabla comparativa de los tipos de sensores y transductores de presión. .	89
<b>Tabla 31.</b> Matriz de decisión para la elección del sensor de presión. ....	89
<b>Tabla 32.</b> Tabla comparativa de los tipos de sensores de caudal. ....	91
<b>Tabla 33.</b> Matriz de decisión para la elección del sensor de Caudal. ....	91
<b>Tabla 34.</b> Tabla comparativa de los tipos de sensores de temperatura .....	93
<b>Tabla 35.</b> Matriz de decisión para la elección del sensor de temperatura.....	94
<b>Tabla 36.</b> Características de los diferentes tipos de sensores de torque. ....	95
<b>Tabla 37.</b> Matriz de decisión para la elección del sensor de torque .....	95
<b>Tabla 38.</b> Matriz de decisión para la elección del tacómetro.....	97
<b>Tabla 39.</b> Ventajas y desventajas de los diferentes Vatímetros. ....	98
<b>Tabla 40.</b> Matriz de decisión para la elección del vatímetro. ....	98
<b>Tabla 41.</b> Matriz de decisión de las diferentes válvulas .....	103
<b>Tabla 42.</b> Matriz de decisión de las diferentes válvulas .....	104
<b>Tabla 43.</b> Matriz de decisión para la selección de la brida .....	106
<b>Tabla 44.</b> Lista de materiales a emplearse en la línea de succión. ....	107
<b>Tabla 45.</b> Lista de materiales a emplearse en la línea de descarga. ....	107
<b>Tabla 46.</b> Lista de materiales a emplearse en los anillos de presión. ....	107
<b>Tabla 47.</b> Lista de materiales a emplearse en la línea de alimentación. ....	108
<b>Tabla 48.</b> Actividades a realizarse en el montaje de banco de pruebas .....	109
<b>Tabla 49.</b> Informe de prueba según la norma BS EN ISO 9906:2012.....	110
<b>Tabla 50.</b> Costo para adquisición de datos .....	113
<b>Tabla 51.</b> Costos de sensores y transductores .....	114
<b>Tabla 52.</b> Costos del sistema hidráulico .....	115
<b>Tabla 53.</b> Costos de elementos mecánicos.....	116
<b>Tabla 54.</b> Costos del anillo colector de presión estática .....	116
<b>Tabla 55.</b> Costos totales directos .....	117
<b>Tabla 56.</b> Costos consumibles .....	117
<b>Tabla 57.</b> Costos totales del proyecto .....	118

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Bomba centrífuga .....	8
<b>Figura 2.</b> Tipos de bombas centrífugas .....	9
<b>Figura 3.</b> Componentes de las Bombas Centrífugas .....	10
<b>Figura 4.</b> Sección Meridional de un impulsor .....	11
<b>Figura 5.</b> Desempeño ideal de una Bomba Centrífuga.....	13
<b>Figura 6.</b> Dimensiones características de un impulsor .....	14
<b>Figura 7.</b> Velocidades de entrada y salida del impulsor .....	15
<b>Figura 8.</b> Sin remolino $\beta_1 = 90^\circ$ $c_{1u} = 0$ .....	15
<b>Figura 9.</b> Pre-rotación $\beta_1 < 90^\circ$ y $c_{1u} > 0$ .....	16
<b>Figura 10.</b> Rotación en sentido contrario $\beta_1 > 90^\circ$ $c_{1u} < 0$ .....	16
<b>Figura 11.</b> Curva Característica H vs Q y n vs Q.....	20
<b>Figura 12.</b> Eficiencia de la bomba en función de velocidad específica y su capacidad .....	22
<b>Figura 13.</b> Diagrama de Cordier para bombas y ventiladores.....	27
<b>Figura 14.</b> Fenómeno de deslizamiento, fluido entre aspas .....	28
<b>Figura 15.</b> Descripción de los perfiles del impulsor .....	30
<b>Figura 16.</b> Lazo cerrado de un banco de pruebas .....	31
<b>Figura 17.</b> Evolución de la velocidad media en el interior de una bomba centrífuga. .	32
<b>Figura 18.</b> Evolución de energías total, estática y cinética en la bomba centrífuga .	33
<b>Figura 19.</b> Acotaciones en la Bomba centrífuga .....	37
<b>Figura 20.</b> Planos e referencia para el Banco de Pruebas para bombas centrífugas .	37
<b>Figura 21.</b> Representación espacial de las curvas características de una bomba centrífuga.....	39
<b>Figura 22.</b> Proyección sobre el plano (H, q) de las curvas características de una bomba.....	39
<b>Figura 23.</b> Curva Característica de una Bomba Centrífuga H vs Q .....	41
<b>Figura 24.</b> Curva Característica de una Bomba Centrífuga n vs Q .....	42
<b>Figura 25.</b> Curva Característica de una Bomba Centrífuga Ph vs Q.....	43
<b>Figura 26.</b> Ponderación en matriz de decisión $W_i$ . .....	44
<b>Figura 27.</b> Calificación de los $W_f$ .....	44

<b>Figura 28.</b> Condiciones de medición.....	50
<b>Figura 29.</b> Entrada en la sección de medición .....	51
<b>Figura 30.</b> Salida en la sección de medición.....	51
<b>Figura 31.</b> Anillo Colector de presión.....	52
<b>Figura 32.</b> Cuatro tomas de presiones conectadas por un colector de anillo .....	52
<b>Figura 33.</b> Requisito para toma de presión estática.....	53
<b>Figura 34.</b> Coeficiente de pérdida en la entrada del sistema.....	62
<b>Figura 35.</b> Coeficiente de pérdida en la salida del sistema .....	63
<b>Figura 36.</b> Coeficiente de resistencia para el codo de 90 radio largo. ....	64
<b>Figura 37.</b> Coeficiente de resistencia para la válvula de globo.....	65
<b>Figura 38.</b> Coeficiente de resistencia para la válvula de mariposa. ....	65
<b>Figura 39.</b> Diagrama de los procesos de transformación de la energía. ....	68
<b>Figura 40.</b> Estructura Básica de un PLC .....	74
<b>Figura 41.</b> Desarrollo de un proceso en un PLC.....	74
<b>Figura 42.</b> Desarrollo para la adquisición de datos.....	75
<b>Figura 43.</b> TOPOLOGÍA DE RED.....	77
<b>Figura 44.</b> Diagrama de datos para red Ethernet.....	78
<b>Figura 45.</b> Diagrama de flujo TIA PORTAL .....	81
<b>Figura 46.</b> Pantalla inicial del proyecto.....	82
<b>Figura 47.</b> Selección de módulos para sensores.....	82
<b>Figura 48.</b> Designación de IP para HMI .....	83
<b>Figura 49.</b> Conexión CPU –HMI .....	83
<b>Figura 50.</b> HMI banco de pruebas para bombas centrifugas.....	84
<b>Figura 51.</b> Ubicación de PC ACCESS .....	86
<b>Figura 52.</b> Documento de OPC creado y comunicado.....	87
<b>Figura 53.</b> Características de los diferentes tipos de tacómetros. ....	96
<b>Figura 54.</b> Diámetros de succión y descarga en Bomba de 7.5 HP .....	100
<b>Figura 55.</b> Diámetros de succión y descarga en Bomba de 10 HP .....	100
<b>Figura 56.</b> Diámetros de succión y descarga en Bomba de 15 HP .....	101
<b>Figura 57.</b> Estadística de diámetro de succión más comercializado .....	101
<b>Figura 58.</b> Estadística de diámetro de descarga más comercializado .....	102
<b>Figura 59.</b> Características de las válvulas .....	103

<b>Figura 60.</b> Banco de Pruebas para Bombas Centrifugas .....	104
<b>Figura 61.</b> Válvula de esfera cromada, macho-hembra y palanca. ....	106
<b>Figura 62.</b> Diagrama de flujo para acoplamiento de elementos en el Banco de pruebas .....	111

## **RESUMEN**

El presente proyecto de titulación aborda el diseño de un banco de pruebas para bombas centrífugas bajo la norma BS EN ISO 9906:2012, el mismo que es capaz de prestar servicios de diagnósticos de bombas centrífugas, así como brindar el soporte tecnológico y científico a los estudiantes del DECEM. Mediante un estudio de mercado de las bombas más comercializadas en el Ecuador, se obtiene información de las curvas de operación para llegar a un estudio óptimo de diseño del banco, aplicando cálculos ingenieriles que nos permitan obtener las curvas características de las bombas mediante un sistema de automatización. Este banco de pruebas tiene la ventaja de obtener datos precisos, exactos y con mayor rapidez debidos a que cuenta con instrumentos certificados y con una adquisición de datos correctamente programada mediante un diagrama de flujo de variables. Mediante la comparación de distintos instrumentos se utiliza las técnicas de mecánica y matrices de ponderación tanto para sensores como para cada componente del sistema hidráulico del banco de pruebas, los mismos que satisfagan los requerimientos de diseño. Por último, se realiza el análisis económico del proyecto de titulación, en el mismo, que se detallarán los costos individuales y el costo total del banco de pruebas, así lograr establecer las conclusiones y recomendaciones de todos los resultados obtenidos de la ejecución del presente proyecto de titulación.

### **PALABRAS CLAVES:**

- **BOMBA CENTRIFUGA**
- **NORMA BS EN ISO 9906:2012**
- **CURVAS CARACTERÍSTICAS**
- **INSTRUMENTACIÓN**
- **AUTOMATIZACIÓN**

## **ABSTRACT**

This titling project addresses the design of a testbed for centrifugal pumps under the BS EN ISO 9906: 2012, the same that is capable of providing diagnostics of centrifugal pumps as well as providing technological and scientific support to the DECEM students. By a market study of the pumps more commercialized in Ecuador, information curves operation is obtained to reach an optimal design studio bank, applying engineering calculations that allow us to obtain the characteristic curves of the pumps through a system of automation. This test has the advantage of precise, accurate and faster due to which has certified instruments and data acquisition correctly programmed using a flowchart of variable data. By comparing different instruments and techniques mechanical weighting matrices for both sensors and for each component of the hydraulic system test bed is used, the same that meet the design requirements. Finally, the economic analysis of titling project is done in the same, that the individual costs and the total cost of the test will be detailed, thus achieving establish findings and recommendations of all the results of the implementation of this project titling.

### **KEYWORDS**

- **CENTRIFUGAL PUMP**
- **RULE BS EN ISO 9906 : 2012**
- **CURVES CHARACTERISTICS**
- **INSTRUMENTATION**
- **AUTOMATION**

# CAPÍTULO 1

## GENERALIDADES

### 1.1 Antecedentes

Una búsqueda presentada al ser humano, es la necesidad de transportar agua de un lugar a otro, por lo que empezó a idear diversos mecanismos para su solución, iniciando así el desarrollo tecnológico en sistemas de bombeo. Una bomba sirve para producir una ganancia en carga estática de un fluido procedente de una energía mecánica que se transmite en su eje por medio de un motor.(Castro, Paulina, Guido, & Ruiz, 2016)

Los bancos de pruebas de bombas centrifugas tienen un objetivo vital ligado a la industria, la misma que se puede aplicar en diferentes campos como: bombeo de agua, sistema de bombeo en refinerías y oleoductos. Existen numerosos tipos de bancos de pruebas para bombas, pero esta investigación está centrada en la aplicación de la norma BS EN ISO 9906 para bombas centrifugas. La producción de equipos de bombas se ha mantenido firme y se prevé que seguirá creciendo durante los próximos años, de hecho, la producción global de la bomba aumentará un 6,4 por ciento anual hasta el año 2016 a \$ 76, 100, 000,000, el crecimiento se verá impulsado por el proceso de fabricación y con una fuerte demanda en mercados clave de Sur América, especialmente Perú, Cuba y Ecuador.

Actualmente, Alfa Laval ubicada en la ciudad de Guayaquil provee equipos de bombas para aplicaciones de alimentación, farmacia y biotecnología, cuenta con un gran historial de soluciones innovadoras para estas aplicaciones basadas en tecnologías clave de separación,

transferencia de calor y manejo de fluidos. (ALFALAVAL, 2008).

Esta empresa suministra bombas para Sudamérica, a través de contratistas en España de Proyectos en la zona, especialmente en los sectores de los sistemas de tratamiento de aguas residuales y agua, plantas de desalinización, alcoholeras, la construcción, los campos y también en las bombas de propósito especial.

En la Universidad de las Fuerzas Armadas- ESPE existe un solo equipo en el DECEM para ensayos de bombas centrífugas en serie y paralelo, pero no se ajusta a los requerimientos actuales para determinar la eficiencia de bombas centrífugas bajo la norma BS EN ISO 9906.

## **1.2 Definición del problema**

El uso de bombas centrífugas a nivel doméstico e industrial día a día va en incremento, debido especialmente a la necesidad de transportar el agua de un lugar a otro. La información teórica sobre los fundamentos del Transporte de Fluidos es amplia, pero la falta de información técnica necesaria para el dimensionamiento de equipos que sirvan como base para la selección y operación adecuada de las bombas que se deben utilizar para transportar los fluidos y de esta forma ahorrar gastos energéticos y económicos, ha despertado el interés de realizar este Plan de Titulación, que al dar una solución viable para realizar pruebas, contribuya a mejorar el consumo que acarrearán las inadecuadas instalaciones de bombeo. (Angel, 2012)

El plan de titulación propuesto está dirigido a una Ingeniería conceptual, básica y de detalle de un Banco de Pruebas de Bombas Centrífugas bajo la norma BS EN ISO 9906 para el Laboratorio de Fluidos, y así ofrecer los medios necesarios para realizar ensayos de caracterización elemental y completo de cada una de las bombas y lograr obtener las curvas características de operación, con el fin de mejorar su eficiencia y contribuir al desarrollo, técnico científico de la población

ecuatoriana, además se estima que los fabricantes de bombas en Ecuador incrementen el 5 % su producción en los próximos años.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 General**

Desarrollar la Ingeniería Conceptual, Básica y de Detalle de un banco de pruebas para bombas centrífugas bajo la norma BS EN ISO 9906:2012 para el laboratorio de fluidos.

### **1.3.2 Específicos**

- Identificar las variables que influyen en el proceso del comportamiento de las bombas centrífugas.
- Determinar las condiciones de operación que se requieren según la norma BS EN ISO 9906:2012.
- Seleccionar materiales e instrumentos más adecuados para el diseño del banco de pruebas
- Determinar las condiciones que rige el fenómeno del transporte de fluidos según la norma BS EN ISO 9906:2012.
- Diseñar el bosquejo del banco de pruebas de bombas centrífugas
- Efectuar el dimensionamiento del banco de pruebas.
- Validación del banco de pruebas mediante herramientas computacionales

## **1.4 Alcance**

El enfoque de este proyecto es realizar una Ingeniería Conceptual, Básica y de Detalle de un equipo y accesorios simples, para cuantificar el desempeño hidráulico de bombas rotodinámicas de una etapa con entrada de potencia menor a 10 KW.

Se realizará una ingeniería conceptual, básica y de detalle del banco

de pruebas para bombas verificando sus características más importantes y cumpliendo con la normativa de la ISO 9906, en el mismo que se pueda implementar los instrumentos de medida más adecuados.

## **1.5 Justificación**

El Transporte de Fluidos es una operación muy importante dentro de los procesos industriales, en la actualidad considerada como la alternativa más viable para transformar la materia prima en producto terminado, por este motivo estas operaciones de continuo interés en esta investigación, tanto en el aspecto económico como energético; además en el laboratorio de Fluidos de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE no cuenta con los equipos requeridos en la norma BS EN ISO 9906:2012.

El objetivo actual de las Universidades hace énfasis en lo formativo e investigativo de su formación profesional, pero el real compromiso se orienta a la formación de estudiantes competitivos e innovadores; es motivo más que suficiente, para que como futuros profesionales contribuyan al desarrollo de la misma mediante una Ingeniería Conceptual, Básica y de Detalle de un Banco de Pruebas para Bombas Centrifugas bajo la norma ISO 9906, orientado en el futuro a investigar el mejoramiento energético de las turbo máquinas que permita adaptar la fundamentación teórica a la aplicación práctica, complementando la investigación de los estudiantes del DECEM.

## CAPÍTULO 2

### INGENIERÍA CONCEPTUAL

#### 2.1 Introducción al banco de pruebas para bombas centrifugas

El banco de pruebas para Bombas Centrifugas es una herramienta que incluye la instrumentación necesaria para observar la transformación de energía y eficiencia durante la actividad de bombeo. Ofrece las facilidades para realizar un ensayo a cada una de las bombas que se requiera analizar y obtener las curvas características de operación.

Para cumplir todos estos requisitos el banco de pruebas debe tener ciertos elementos, mecanismos además de algunos dispositivos de medición y control del proceso. Por lo cual se debe tener en cuenta las normas internacionales y nacionales que competen para la funcionalidad técnica del banco entre las cuales tenemos:

Rotary pump test (ANSI/HI 3.6) – (American National Standards Institute- Hydraulic Institute). Esta norma aplica para bombas rotativas industriales de desplazamiento positivo, en la cual se detallan procedimientos y métodos de configuración para el desarrollo de pruebas de desempeño de estos equipos. La norma incluye terminología, instrumentación, procedimientos de pruebas, entre otros. Cabe recalcar que no existe diferencia alguna frente a la norma (ASME PTC 8.2), este código proporciona instrucciones para la realización y presentación de informes, las pruebas de rendimiento de las bombas centrífugas, incluidas las de los tipos de flujo y de flujo axial mixtas, el mismo que se aplica a la prueba de bombas que utilizan líquidos o mezclas de líquidos miscibles que tienen características de viscosidad newtoniana, además las dos normas mencionadas utilizan los mismos rangos de temperatura,

presión y tolerancias para cada de grado de aceptación de las bombas centrifugas.

En la actualidad se dispone de un código adicional que esta direccionado a pruebas de aceptación de rendimiento hidráulico para bombas centrifugas el cual se rige bajo la denominación: BS en ISO 9906:2012, esta normativa europea fue aprobada por CEN el 16 de marzo de 2012, de la cual los miembros CEN están obligados a cumplir con el reglamento interno de CEN/CENELEC. Ecuador es parte de este reglamento, por lo cual el presente proyecto de titulación esta direccionado bajo BS EN ISO 9906:2012 debido a los reglamentos de nuestro país y a las siguientes diferencias frente a la norma (ASME PTC 8.2 Y ANSI/HI 3.6).(ANSI3.6, 2011)

**Tabla 1.**  
Comparativa entre normas para bancos de pruebas de bombas centrifugas

NORMATIVAS PARA BANCO DE PRUEBAS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS								
BS en ISO 9906:2012				ASME PTC 8,2				
PARÁMETROS	RANGOS		INSTRUMENTOS DE MEDIDA		RANGOS		INSTRUMENTOS DE MEDIDA	
	Temperatura	Valor máximo de (40 ° C) Durante la prueba se mantiene constante		Medidor electrónico o de mercurio		Valor máximo de $\Delta T$ (17 ° C) Durante la prueba completa un máximo de (1 ° C)		Las lecturas de temperatura pueden tomarse en los cojinetes de las bombas en la prueba por medio de 12RTD (Resistencia detectores térmicos) con rango de medición 0 - 90 ° C
Presión	MEDIDAS DE ANILLO	DE INSTRUMENTOS DE MEDIDA	DE INSTRUMENTOS DE MEDIDA	MEDIDAS DE ANILLO	DE INSTRUMENTOS DE MEDIDA	DE INSTRUMENTOS DE MEDIDA	DE INSTRUMENTOS DE MEDIDA	
	Cada anillo se coloca 2 diámetros aguas abajo y 2 diámetros aguas arriba	Manómetro de Bourdon dentro de su óptimo rango (por encima de 40% de su escala completa)	de Bourdon dentro de su óptimo rango (por encima de 40% de su escala completa)	Cada anillo se coloca 5 diámetros aguas abajo y 2 diámetros aguas arriba	Transductores de presión diferencial 0,5-60 bar	Transductores de presión relativa 38-250 bar g	Transductores de presión relativa 38-250 bar g	
	Se conecta a 4 tomas de presión en la tubería (por lo menos 45 ° con respecto a los ejes horizontal y vertical)	El intervalo entre dos graduaciones de escala consecutivos debe ser entre 1.5 y 3 mm y estas divisiones corresponden a un máximo del 5% de la altura total de la	entre dos graduaciones de escala consecutivos debe ser entre 1.5 y 3 mm y estas divisiones corresponden a un máximo del 5% de la altura total de la	Se conecta a 4 tomas de presión en la tubería (por lo menos 45 ° con respecto a los ejes horizontal y vertical)	Se conecta a 4 tomas de presión en la tubería (por lo menos 45 ° con respecto a los ejes horizontal y vertical)	Se conecta a 4 tomas de presión en la tubería (por lo menos 45 ° con respecto a los ejes horizontal y vertical)	Se conecta a 4 tomas de presión en la tubería (por lo menos 45 ° con respecto a los ejes horizontal y vertical)	

bomba.			
Cada tubo de conexión tiene una válvula que se puede utilizar para determinar la uniformidad de la distribución de la presión en el interior de la tubería en la estación de medición	Transductor de presión electrónico, utiliza dentro de su rango de medida admisible	Cada tubo de conexión tiene una válvula que se puede utilizar para determinar la uniformidad de la distribución del fluido.	Transductores de presión absoluta de 0,09 - 2,5 bar a

**Tabla 2.**  
**Grados de aceptación y tolerancias para pruebas de Bombas Centrifugas**

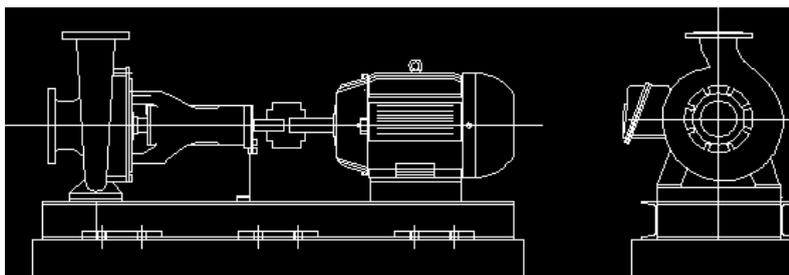
CANTIDAD MEDIDA	AMPLITUD PERMISIBLE			CANTIDAD MEDIDA	AMPLITUD PERMISIBLE % A
	BS en ISO 9906:2012				PTC 8,2
	GRADO	GRADO 2	GRADO 3		
Tasa de flujo	±2	±3	±6	Tasa de flujo	±0,75
Cabeza diferencial	±3	±4	±10	Cabeza diferencial	±0,25
Cabeza de salida	±2	±3	±6	Cabeza de salida	±0,25
Cabeza de entrada	±2	±3	±6	Cabeza de entrada	±0,25
Potencia de entrada	±2	±3	±6	Potencia de entrada	±1,00
Velocidad de rotación	±0,5	±1	±2	Velocidad de rotación	±0,10

En conclusión debido a que existe más amplitud permisible por la existencia de los tres grados de aceptación en los instrumentos de medida en la norma ISO 9906:2012 lo cual influye en costos de los instrumentos de medida, exactitud en sus mediciones y debido a que la norma rige en nuestro país el banco de pruebas será diseñado bajo todos

los parámetros descritos en la norma BS en ISO 9906:2012, una automatización y adquisición de datos desde los sensores incorporados en el mismo los cuales están sujetos a las diferentes fluctuaciones estimadas en la norma ya mencionada, con el fin de analizar dichas curvas características generadas de las bombas centrifugas de 1 etapa.

## 2.2. Características básicas de las bombas centrifugas

“Una bomba centrifuga forma parte de un grupo de bombas denominadas rotodinámicas y son un tipo de máquina hidráulica que transforma la energía mecánica de un impulsor rotatorio llamado rodete en energía cinética y potencial”(Friedrich, 2013)



**Figura 1.** Bomba centrifuga

Fuente: (3D CONTENTCENTRAL, 2014)

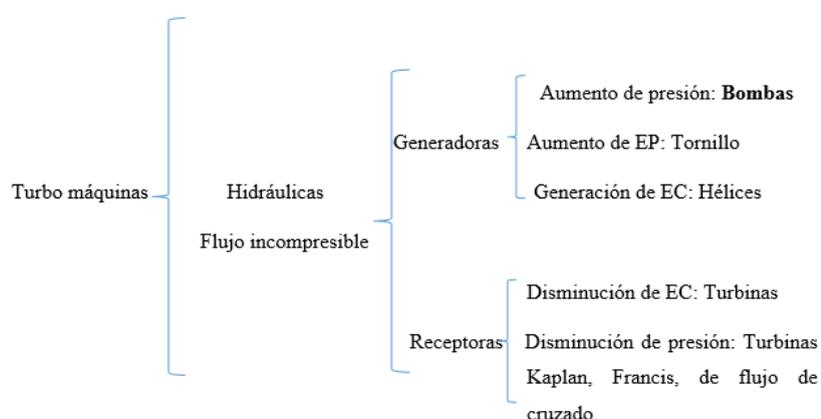
El rendimiento de la bomba a una velocidad de rotor dado se describe por:

- La tasa de flujo suministrado
- El aumento de presión alcanzado
- La potencia absorbida en el acoplamiento
- La eficiencia y la NPSH.

Actualmente se ofrecen en el mercado una amplia variedad de tipos de bombas con diferentes formas de rodetes, difusores, volutas y carcasa

dependiendo de la aplicación, todas tienen al menos un impulsor y un colector y se encuentran bombas centrífugas para caudales desde 1 L/min hasta 106 L/min, alturas de algunos metros hasta varias centenas, incluso en configuraciones de una etapa, y potencias de decenas de W hasta algunos MW. El rendimiento de las bombas grandes puede llegar al 90% y su curva de potencia aumenta con el caudal. (Fans Madison, 2013)

La definición presentada a continuación sugiere una clasificación de las máquinas en que se intercambia energía con un fluido.



**Figura 2.**Tipos de bombas centrífugas

Fuente: (IMFIA, 2009)

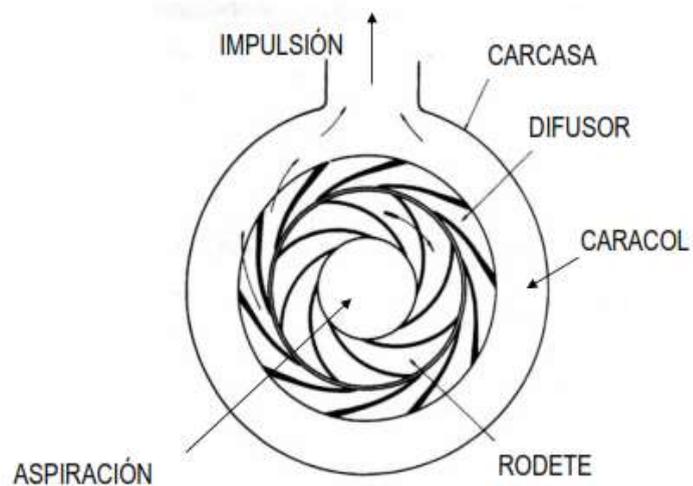
### 2.2.1 Diseño de la bomba centrífuga: Teoría del impulsor

La transferencia de energía en las turbomáquinas se basa siempre en los procesos hidrodinámicos para los que característicamente todas las diferencias de presión y energía son proporcionales al cuadrado de la velocidad del rotor circunferencial (Fernández Díez, 2003)

Una bomba centrífuga se compone esencialmente:

- Ducto de aspiración
- Carcasa

- Rodete
- Caracol
- Difusor



**Figura 3. Componentes de las Bombas Centrifugas**

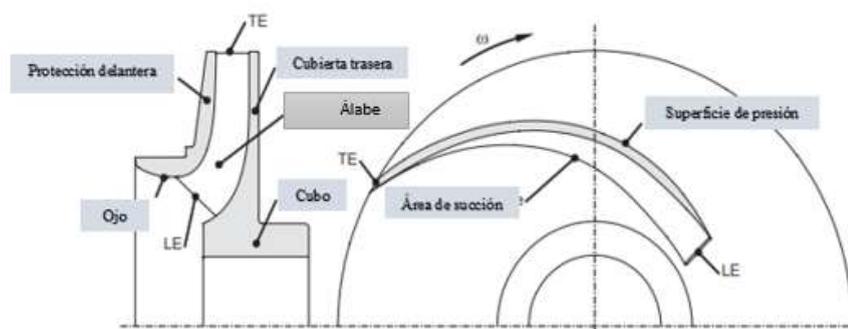
Fuente:(3D CONTENTCENTRAL, 2014)

### 2.2.1.1 Características del Impulsor

La cara delantera de la hoja de rotación del impulsor experimenta la presión más alta para un radio dado. Se llama superficie de presión o lado de presión, en la figura se muestra la sección meridional y la vista en planta de un impulsor donde:

LE= Borde delantero del álabe

TE= Borde posterior del álabe



**Figura 4.** Sección Meridional de un impulsor

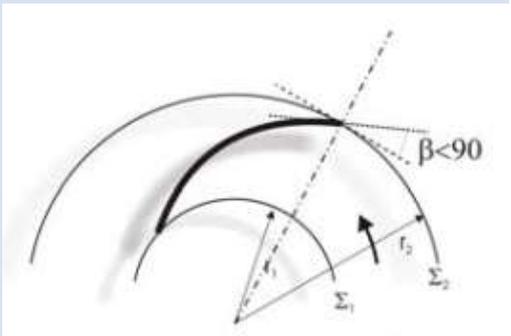
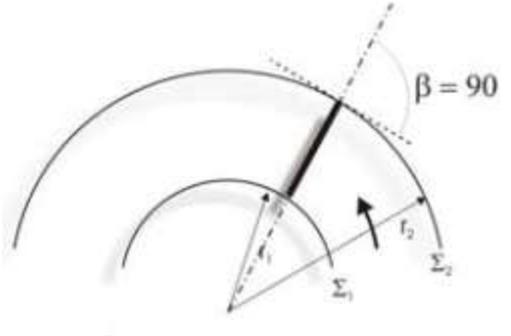
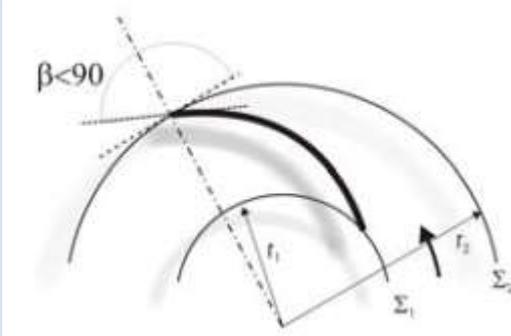
Fuente: (Friedrich, 2013, p. 45)

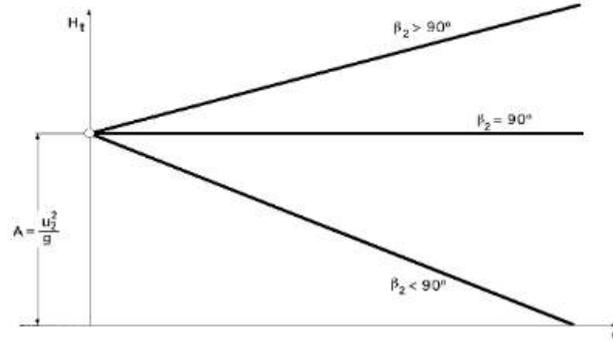
La forma de los álabes de una Bomba centrífuga viene determinada por el comportamiento del fluido para lo cual si se desea mayor caudal se debe colocar rodetes con los álabes hacia atrás de manera que el ángulo de salida sea negativo, con ello logramos que se tenga mayor velocidad de giro y menor presión. Ahora si deseamos crear un flujo de agua, sin que los parámetros de presión o caudal sean necesarios, los álabes estarán colocados a  $90^\circ$  respecto al sentido de giro a lo que, a medida que aumentamos la velocidad de la bomba, no cambiará esa proporción y tendremos el flujo constante que solo dependerá de la velocidad de giro de la bomba. Por último, se deseamos que la presión aumente, el ángulo de salida debe ser positivo respecto al sentido de giro, es decir, los álabes deben mirar hacia el sentido de giro, por lo que aumentamos las revoluciones, aumentaremos la presión más que el caudal. (Bomberos, n.d.)

A una visión general de los diferentes tipos de impulsores, los elementos de difusión, ventajas y desventajas se detallan en la siguiente tabla:

Tabla 3.

## Tipos de álabes de una bomba centrífuga

ÁLABE	VENTAJAS	DESVENTAJAS	ILUSTRACIÓN
<b>Curvado hacia adelante</b>	<p>Son álabes curvos en la dirección de rotación del impeler.</p> <p>Sensibles a las partículas.</p> <p>Alto flujo y baja presión</p> <p>Bajo costo</p>	<p>Peso debido a la gran cantidad de hojas que el impeler requiere</p> <p>Baja eficiencia</p>	
<b>Radiales rectos</b>	<p>Velocidades altas, bajos volúmenes y altas presiones.</p> <p>Aplicaciones industriales</p> <p>Permiten el paso de objetos extraños</p>	<p>Funciona a una eficiencia del 50 % o menos</p>	
<b>Curvado hacia atrás</b>	<p>Contra la dirección de rotación del impeler.</p> <p>Buena eficiencia operativa</p> <p>Económico</p> <p>Ligero</p> <p>Alto rango de velocidades específicas</p> <p>Requerimientos de potencia son a un máximo en 60 % del flujo.</p>	<p>Ciertas curvaturas pueden ser propensas a la acumulación de sólidos</p>	



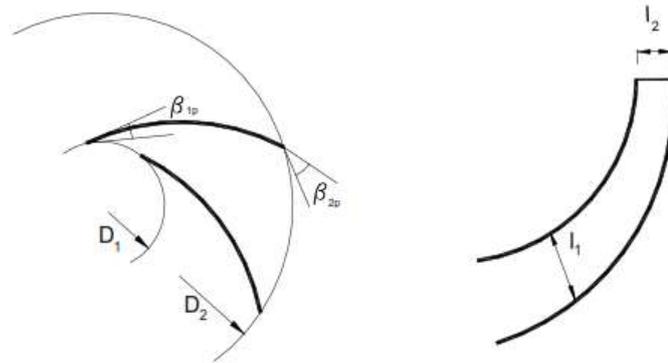
**Figura 5.** Desempeño ideal de una Bomba Centrífuga  
Fuente: (GRUNDFOS, 2013, p. 35)

### 2.2.1.2 Parámetros físicos y cálculos para el diseño del impulsor

La energía entregada por el impulsor al fluido depende de las condiciones cinemáticas del fluido, así como de la geometría del impulsor y las distintas partes de la bomba, por ese motivo el objetivo del cálculo del caudal de una bomba centrífuga es determinar las principales dimensiones y ángulos del impulsor para una tarea de bombeo especificada. (Friedrich, 2013).

A continuación, se presenta las dimensiones características del rotor de una bomba centrífuga.

- Diámetros exterior e interior  $D_1$  Y  $D_2$
- Anchos del rotor a la entrada a los alabes y en su salida  $l_1$  y  $l_2$
- Ángulos de alabe a la entrada y a la salida  $\beta_{1p}$  y  $\beta_{2p}$



**Figura 6.** Dimensiones características de un impulsor

Fuente:(IMFIA, 2009, p. 4)

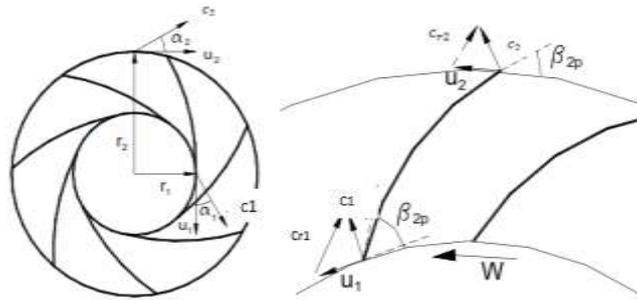
Las velocidades de entrada o de salida al rotor (absoluta o relativa) son respectivamente uniformes y las velocidades relativas de salida son colineales con las tangentes al borde de fuga de los alabes.

Donde:

$U$  = Velocidad periférica o circunferencial del impulsor.

$C_r$  = Velocidad relativa del flujo.

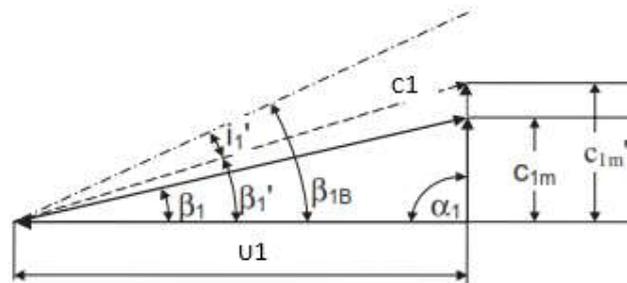
$C$  = Velocidad absoluta del flujo.



**Figura 7.** Velocidades de entrada y salida del impulsor

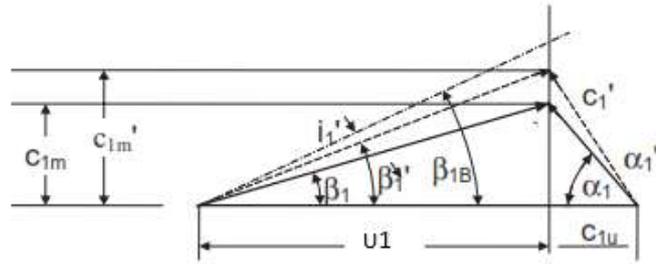
Fuente: (Friedrich, 2013, p. 82)

En las figuras presentadas a continuación se mencionara los triángulos de entrada y salida mediante un análisis de triángulo de velocidad de salida, se mostrará los componentes de la velocidad absoluta normal a la velocidad periférica que se designara como  $C_{m1}$  y  $C_{m2}$ .



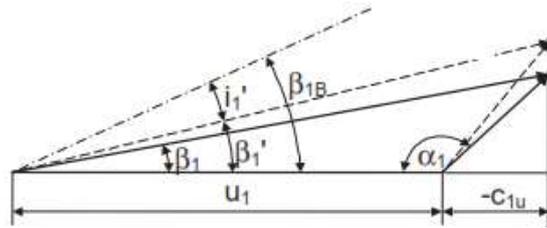
**Figura 8.** Sin remolino  $\beta_1 = 90^\circ$   $c_{1u} = 0$

Fuente: (Friedrich, 2013, p. 82)



**Figura 9.** Pre-rotación  $\beta_1 < 90^\circ$  y  $c_{1u} > 0$

Fuente: (Friedrich, 2013, p. 82)



**Figura 10.** Rotación en sentido contrario  $\beta_1 > 90^\circ$   $c_{1u} < 0$

Fuente: (Friedrich, 2013, p. 82)

Sean  $\overline{C}_1$ ,  $\overline{C}_2$  las velocidades absolutas de entrada y salida respectivamente:  $\overline{C}_{R1}$ ,  $\overline{C}_{R2}$  las velocidades relativas correspondientes a un referencial del rodete  $\overline{\mu}_1$  y  $\overline{\mu}_2$ , las de arrase en la entrada y salida. Los ángulos de las tangentes a los alabes en el borde de ataque y el de fuga se indicará como:

$$\beta_{1p} = \beta_1$$

$$\beta_{2p} = \beta_2$$

Suponiendo velocidad de rotación constante,  $\overline{u}_1$  y  $\overline{u}_2$  no dependen del caudal.

$$u_1 = \frac{D_1 \omega}{2}$$

$$u_2 = \frac{D_2 \omega}{2}$$

Estas velocidades planteadas en este caso cumplirán las relaciones conocidas con el nombre de “Triangulo de velocidades a la entrada y a la salida”

$$\overline{C}_1 = C_{R1} + \overline{u}_1$$

$$\overline{C}_2 = \overline{C}_{R2} + \overline{u}_2$$

(Ec.2.1)

Es usual considerar que C1 es radial, ellos se cumplen si al entrar al rotor el fluido tiene momento de cantidad de movimiento nulo respecto al eje de la máquina, en este caso:

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{2}$$

Merece señalarse que sí, cuando la bomba trabaja a su caudal de diseño se cumple  $\beta_{1p} = \beta_1$ , esta condición no se cumplirá cuando circule un caudal

distinto a ese.

### 2.2.1.3 Teorema de Euler

La segunda ecuación cardinal o ecuación de la cantidad de movimiento del fluido aplicada a una porción de fluido  $\Omega$  se expresa:

$$\bar{M} = \frac{d}{dt} \int_{\Omega} [(P - O) \wedge \rho \bar{v}] dV \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde:

$\rho$  = Densidad del fluido  $[kg/m^3]$

$\bar{v}$  = Velocidad del fluido  $[m/s]$

O = Punto fijo de referencia

M = Momento respecto a O, fuerza del rotor sobre el fluido  $[N \cdot m]$

Aplicando el teorema del transporte se obtiene:

$$\bar{M} = \frac{d}{dt} \int_{\Omega} [(P - O) \wedge \rho \bar{v}] d\Omega + \int_{d\Omega} [(P - O) \wedge \rho \bar{v}] (\bar{v} * \bar{n}) dS \quad (\text{Ec. 2.3})$$

En régimen estacionario, la proyección M del par sobre el eje de rotación vale.

$$\begin{aligned}
 M &= \frac{\gamma Q_1}{g} (r_2 v_2 \cos \alpha_2 - r_1 v_1 \cos \alpha_1) \\
 &= \frac{\gamma Q_1}{g} (\bar{u}_2 * \bar{v}_2 - \bar{u}_1 * \bar{v}_1)
 \end{aligned}$$

(Ec. 2.4)

Donde:

$\gamma$  = Peso específico del fluido  $[N/m^3]$

$\omega$  = *Velocidad de rotación del rotor* [rpm]

La potencia por unidad de gasto en peso vale, entonces:

$$\frac{M\omega}{\gamma Q_1} = \frac{\bar{u}_2 * \bar{v}_2 - \bar{u}_1 * \bar{v}_1}{g}$$

(Ec. 2.5)

“La ecuación (2.5), obtenida en 1754 por Leonhard Euler (1707, Basilea, Suiza – 1783, San Petersburgo, Rusia), es la ecuación básica que explica el intercambio energético en las maquinas centrifugas” (IMFIA, 2009)

#### 2.2.1.4 Carga teórica ideal: altura útil de una bomba centrifuga.

Se llama  $H_t$  a la potencia por unidad de gasto que le entrega el rotor al fluido.

$$H_t = \frac{M\omega}{\gamma Q_1}$$

(Ec. 2.6)

Ahora bien, la potencia entregada por el rotor al fluido no es aprovechada en su totalidad, pues parte se transforma en calor por lo que:

$H_t = \text{Bernoulli a la entrada y salida (potencia mecánica)}$   
 + Potencia termica

$$H_{t\infty} = \frac{\bar{u}_2 * \bar{v}_2 - \bar{u}_1 * \bar{v}_1}{g}$$

(Ec. 2.7)

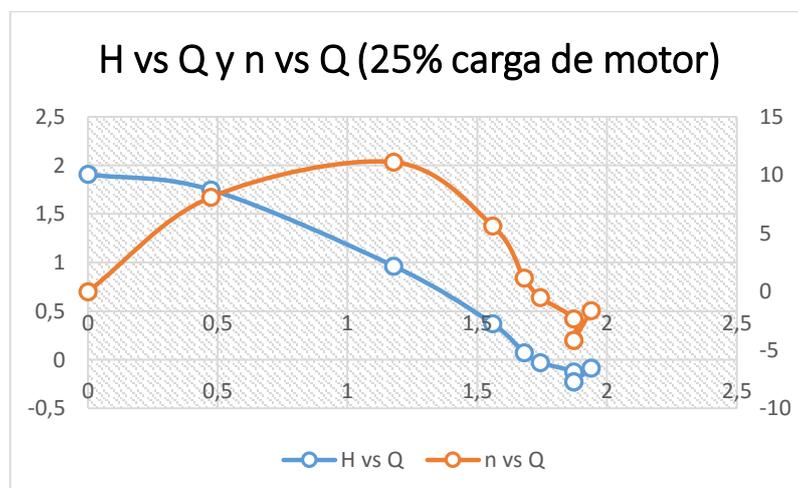
$\infty = \text{Existencia de infinitos alabes}$

Aplicando el teorema del coseno a los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida:

$$H_{t\infty} = \frac{(v_2^2 - v_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) - (v_{R2}^2 - v_{R1}^2)}{2g}$$

(Ec. 2.8)

La eficiencia general de la bomba será máxima en el punto tal, como se muestra a continuación, en la misma que se observa que aunque la eficiencia sea 0 con la válvula cerrada ( $Q=0$ ), la eficiencia en el flujo máximo (o sea, cuando  $H=0$ ) no es cero.



**Figura 11.** Curva Característica H vs Q y n vs Q

De la figura 11, se tiene que la bomba es más eficiente al 25% de carga, que corresponde a 860 rpm.

$H_{op} = 1.3 \text{ m}$  Altura óptima de la bomba.

$Q_{op} = 0.5 \text{ l/s}$  Flujo óptimo de la bomba.

Según el autor (Liñan, 2007) “la ley de conservación de la energía o cantidad de movimiento de Euler tenemos que la altura es directamente proporcional al caudal requerido para la potencia hidráulica y considerando que para el diseño de un impulsor de tipo radial tenemos que aumentar la altura óptima y caudal óptimo en un 10 %, para obtener la potencia hidráulica”

$$H_{di} = 1.43 \text{ m}$$

$$Q_{di} = 0.55 \text{ l/s}$$

$$W_{hop} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_{di} \cdot H_{di}}{1000} \quad [Watts] \quad (\text{Ec. 2.9})$$

#### 2.2.1.5 Cálculos de álabes del rodete mediante la velocidad específica.

Al utilizar la velocidad específica en el diseño del impulsor podemos clasificar el mismo mediante su desempeño, tamaño real y velocidad en la que debe operar.

$$\eta_s = N_{di} \frac{Q_{di}^{0.5}}{H_{di}^{0.75}} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

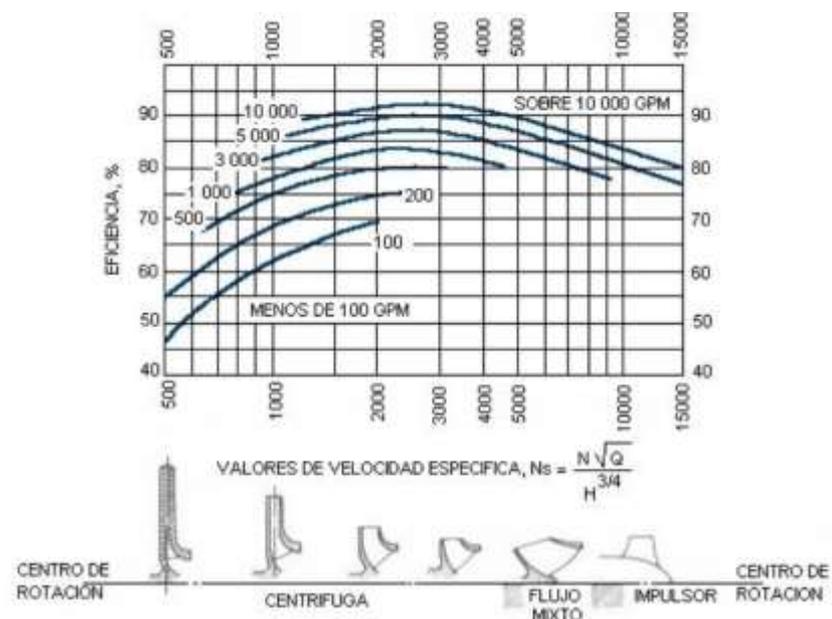
Donde:

$\eta_s$ = Velocidad específica

$N$ = Numero de giro [*rpm*]

### 2.2.1.6 Eficiencia global del impulsor

La potencia hidráulica de salida y la potencia en el eje requerido (o potencia al freno) pueden determinarse a partir de la eficiencia global de la bomba estimada en función de la velocidad específica basándose en el siguiente gráfico.



**Figura 12.** Eficiencia de la bomba en función de velocidad específica y su capacidad

Fuente: (William W. Peng, 1807, p. 79)

La eficiencia global para bombas en general debe ser menor que la eficiencia hidráulica, lo cual es lógico ya que no se consideran las pérdidas volumétricas.

- Máxima potencia en el eje ( $H_p$ ):

$$P_s = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot G \cdot H_{ai}}{\eta_{gl}} \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Donde:

$$Q = \text{Caudal de diseño } [l/s]$$

$$\rho = \text{Densidad del agua a 25 grados centígrados } [kg/m^3]$$

$$G = \text{Gravedad } (m/s^2)$$

Mediante el análisis expuesto basado en las ecuaciones del libro de **Fundamentals of Turbomachinery de William W. Peng**, el siguiente paso es elegir el tipo de impulsor el cual será completamente radial y así cumpla con las condiciones de diseño propuestas.

### 2.2.1.7 Cálculos de configuración de entrada de succión

La geometría de entrada está determinada por el tamaño mínimo del eje para transmitir el par requerido y poder dar cabida al flujo de aspiración y así satisfacer el NPSHR y caudal mínimo.

$$\omega = \frac{N \cdot \pi}{30} \quad (\text{Ec. 2.12})$$

$$\tau = \frac{Ps}{\omega} \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Donde:

N=Número de giros por minuto (rpm)

$\tau$  = Torque del eje (N.m)

$\omega$  =Velocidad angular (rad/s)

$\sigma_s$ = Esfuerzo cortante máximo del material

$$[kg/m^2]$$

A continuación, se debe calcular el diámetro teórico con el esfuerzo cortante máximo del material a utilizarse en el impulsor.

$$D_{sh} = \left( \frac{16 \cdot \tau}{\pi \cdot \sigma_s} \right)^{1/3} \quad [m] \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Es determinante también mediante el coeficiente de flujo obtener el diámetro de succión e interior de los álabes del impulsor, el mismo que según (Peng W, 2008, p. 78) el valor de  $\phi_e$  varía entre 0.2 y 0.3 por lo que se utiliza el valor medio = 0.25.

$$r_e = \left( \frac{Q \cdot f_c}{\pi \cdot \omega \cdot \phi_e} \right)^{1/3} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

$$D_1 = 1.3 D_e \quad (\text{Ec. 2.16})$$

Donde:

$r_e$  =radio de succión del impulsor (m)

$f_c$  = Factor de transformación de gpm a  $\frac{ft^3}{s}$

Para asegurar que el álabe del impeler es radial, debemos igualar  $D_1=D_{h1}=D_{t1}$  los mismos que corresponden a los diámetros del interior del impeler y succión respectivamente.

### 2.2.1.8 Componentes de las velocidades de entrada del flujo.

**Tabla 4.**  
**Ecuaciones de Fundamentals, Velocidades de entrada**

Velocidad absoluta (m/s)	Ec.	Proporcionalidad entre C1 y Ve	Ec.	Área y altura de alabes (m)
$Ve, abs = \frac{Q di. fc}{\left(\pi \cdot \frac{De^2}{4}\right)}$	2.17	C1= 1.2 Ve	2.18	$A1 = \varepsilon 1. \pi. D1. b1$
		Rango de proporcionalidad ente C1 Y Ve va de (1.05-1.20)		$b1 = \frac{A1}{\varepsilon 1. \pi. D1}$

$\varepsilon 1$  = Factor de contracción del espesor de los álabes

Fuente: (William W. Peng, 1807, p. 79)

Con estos datos ya podemos calcular la velocidad tangencial del álabe respecto al diámetro interior, la velocidad relativa y los respectivos ángulos de incidencia, en la misma que las diferencias entre incidencia del ángulo entre el aspa del flujo relativo tiene un valor de entre 2 a 3 grados para evitar un ángulo negativo para los caudales ligeramente superiores que las condiciones de diseño.

$$U1 = \frac{D1. \omega}{2} \quad (\text{Ec. 2.19})$$

$$Cr1 = \sqrt{U1^2 + C1^2} \quad (\text{Ec. 2.20})$$

$$\beta f1 = \arctg\left(\frac{C1}{U1}\right) \quad (\text{Ec. 2.21})$$

$$\beta b1 = i + \beta f1 \quad (\text{Ec. 2.22})$$

Donde:

$U_1$  = Velocidad tangencial del flujo (m/s)

$C_{r1}$  = Velocidad relativa del flujo (m/s)

$\beta_{f1}$  = Ángulo de incidencia del fluido (grados)

$\beta_{b1}$  = Ángulo de incidencia del aspa del impeler (grados)

### 2.2.1.9 Componentes de las velocidades de salida del flujo.

Las componentes de salida del impulsor se basan principalmente en la altura de descarga requerida en el punto de diseño.

$$\omega S = \frac{\omega(Q di. fc)^{0.5}}{(g.H)^{0.75}} \quad (\text{Ec. 2.23})$$

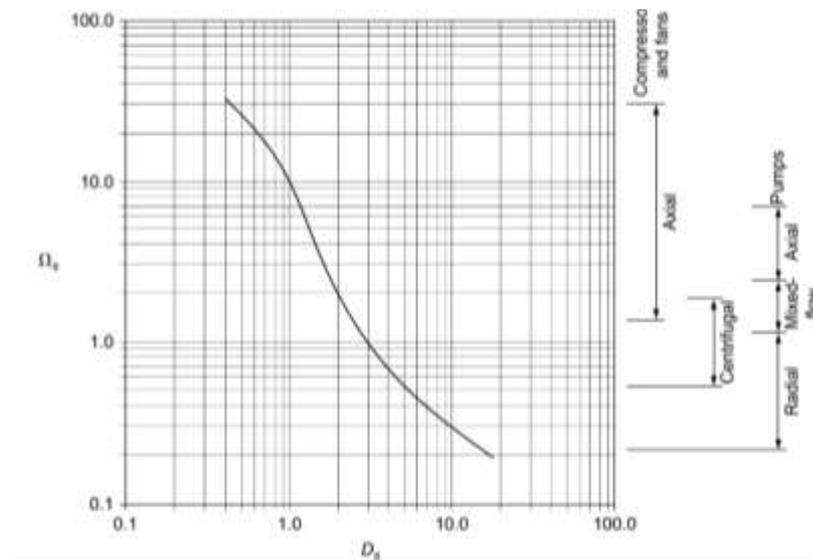
Donde:

$\omega S$  = Velocidad específica adimensional

$\omega$  = Velocidad angular a la entrada (rad/s)

$fc$  = Factor de conversión (gpm a ft<sup>3</sup>/s)

Los factores importantes son la altura de descarga requerida en el punto de diseño. El diámetro  $D_2$  puede determinarse a partir del diagrama de Cordier, y así podremos obtener la velocidad del fluido en su punto externo.



**Figura 13.** Diagrama de Cordier para bombas y ventiladores

Fuente: (Peng. W, 2008, p.27)

$$D2 = \frac{\Delta s \cdot (Qdi \cdot fc)^{0.5}}{(g \cdot Hdi)^{0.25}} \quad (m) \quad (\text{Ec. 2.24})$$

$$U2 = \frac{D2 \cdot \omega}{2} \quad [m/s] \quad (\text{Ec. 2.25})$$

Ahora se determinara el ángulo de incidencia a la salida del álabe, número de álabes y factor de deslizamiento, para lo cual se debe tener en cuenta que el ángulo de salida del aspa puede ser entre valor de 22.5°C - 28°C para tener una óptima eficiencia. (Stepanoff. A, 1993)

$$Zb = 6.5 \left[ \frac{(1 + \nu)}{(1 - \nu)} \right] \cdot \sin \left[ \frac{(\beta b1 + (\beta b2))}{2} \right] \quad (\text{Ec. 2.26})$$

Donde:

Zb=Número de aspas del impeler

$\nu$ = Relación de entre los diámetros del impeler

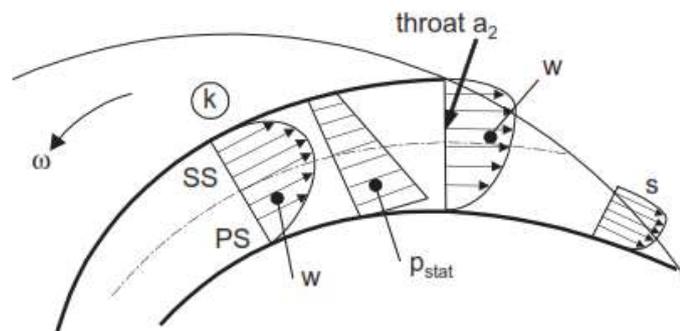
(adimensional)

$\beta b1$  y  $\beta b2$ = ángulos de incidencia (grados)

### 2.2.1.10 Factor de deslizamiento

El fenómeno descrito por factor de deslizamiento o factor del resbalón considera la desviación del verdadero flujo del ángulo de salida del aspa, esta distribución del flujo en la salida y por consiguiente el flujo medio se desvían y los resultados del factor del resbalón en un equilibrio complejo de fuerzas se da bajo la influencia de los mecanismos siguientes:

- Las diferencias de velocidad entre la presión y las superficies de la succión de las láminas son inducidos por la transferencia de trabajo, como se puede apreciar en el perfil k de la figura.



**Figura 14.** Fenómeno de deslizamiento, fluido entre aspas

Fuente: Fuente: (Friedrich, 2013, p. 86)

- La aceleración de Coriolis  $b2$  es opuesta a la rotación y causa que el fluido secundario se desvíe hacia la superficie de presión reduciendo el ángulo de flujo  $\beta$ .

- Las diferencias en la presión estática que afecta a la presión de la lámina y superficies de la succión desaparece, porque las diferencias de la presión en el flujo libre sólo pueden ser mantenidas a través de la curvatura aerodinámica diferente.

El factor de deslizamiento es determinado por formulas empíricas tal como menciona Stodola, el mismo que se encuentra publicado en (Peng. W, 2008, p.80).

$$\mu_s = 1 - \pi \sin\left(\frac{\beta b^2 \cdot fr}{Zb}\right) \quad (\text{Ec. 2.27})$$

Gracias al factor de deslizamiento y a la ecuación de Euler podemos obtener el área de descarga.

$$H = \eta h \cdot \mu_s \cdot \left(\frac{U_2}{g}\right) \left[ U_2 - \frac{Q}{(A_2 \cdot \tan(\beta b^2))} \right] \quad (\text{Ec. 2.28})$$

- Velocidad media o meridional a la salida del impeler, donde  $C_{m2}$  es la velocidad meridional,  $V_{u2}$  es componente de la velocidad tangencial y  $C_{r2}$  velocidad relativa respecto al impeler en su descarga.

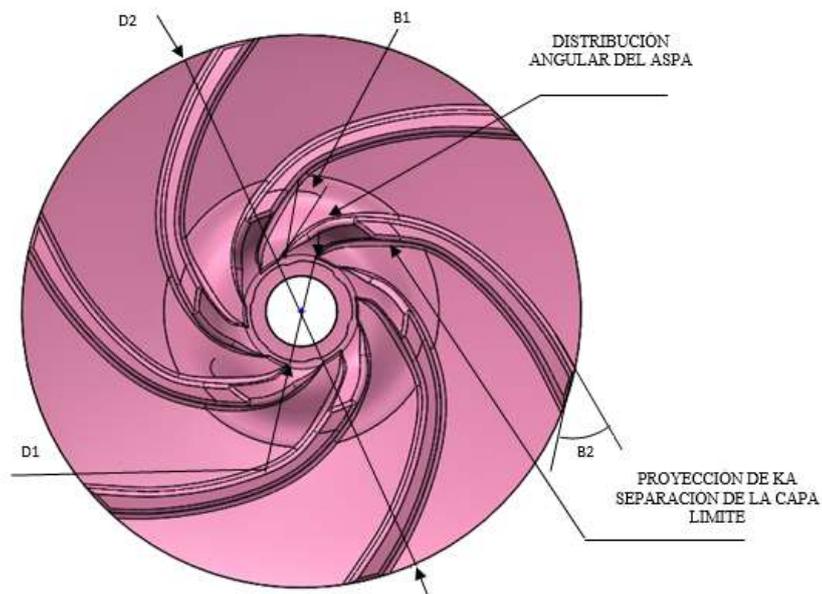
$$C_{m2} = \frac{Q \cdot di \cdot fe}{A_2} \quad (\text{Ec. 2.29})$$

$$V_{u2} = \frac{g \cdot H \cdot di}{\eta h \cdot U_2} \quad (\text{Ec. 2.30})$$

$$Cr2 = \sqrt{Cm^2 + (U2 - Vu2)^2} \quad (\text{Ec. 2.31})$$

Por último, para comprobar que el diseño es correcto, se debe comprobar el factor de difusión para asegurar que no exista separación de capa límite, ya que de existir se tiene que replantear el diámetro de salida y el ángulo del alabe para modificar el diseño. (Peng, W, 2008.).

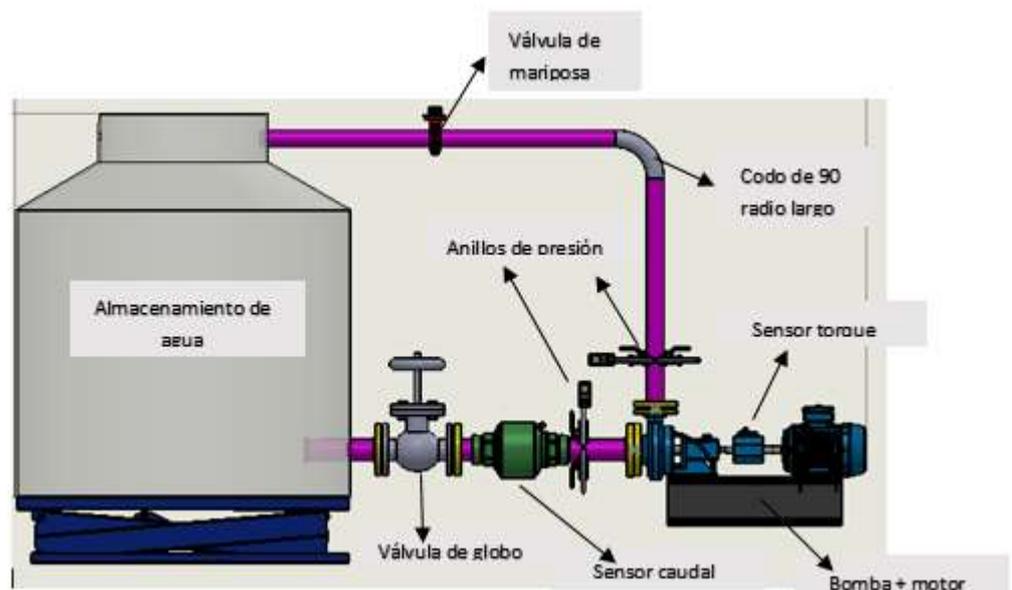
$$1 > \left( Df = \frac{Cr2}{Cr1} \right) > 0.75 \quad (\text{Ec. 2.32})$$



**Figura 15.** Descripción de los perfiles del impulsor

### 2.2.2 Características generales para la eficiencia de las bombas centrífugas en el banco de pruebas

Una bomba puede ser probada en una instalación de pruebas de laboratorio o en el campo para investigar su comportamiento hidráulico. El propósito de a prueba podría ser para el desarrollo de una nueva bomba, verificación de la producción o la resolución de problemas. (Peng, 2008, p88).



**Figura 16.** Lazo cerrado de un banco de pruebas

Los principales parámetros a ser medidos con la instrumentación son:

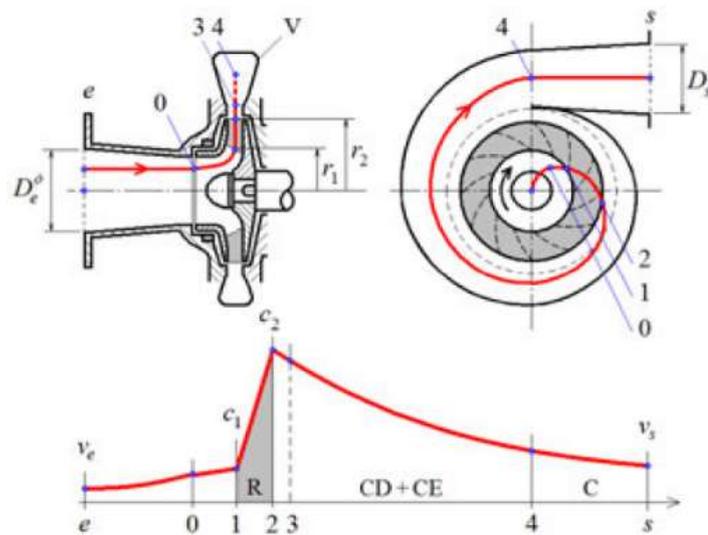
- Caudal volumétrico en aspiración y descarga
- Velocidad del rotor
- Potencia del eje
- Temperatura de fluido

El incremento total de energía que experimenta el fluido en el rodete representan una parte fundamental que resulta del incremento de su velocidad en forma de energía cinética, esta energía se transformará

adecuadamente en el interior de la bomba, de no hacerlo, el acoplamiento entre la bomba y la instalación no sería eficiente y por lo tanto el rendimiento de la bomba como el de la propia instalación disminuirá drásticamente.

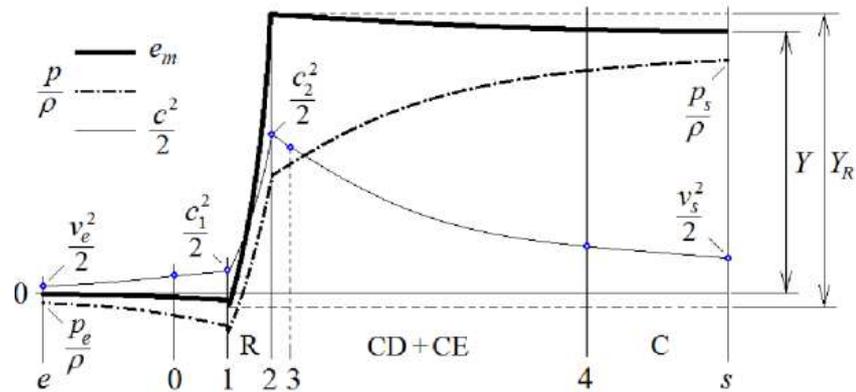
### 2.2.2.1 Energías dinámicas y estáticas

La energía total aportada por el rotor,  $Y_R$ , no coincide con la que se observa a través de la bomba, ya que por un lado es inevitable que se produzcan pérdidas de energía en los conductos fijos y aun asumiendo que la transformación de energía en los difusores es ideal, el rotor solo contribuye con una parte del incremento de energía estática de la bomba.



**Figura 17.** Evolución de la velocidad media en el interior de una bomba centrífuga.

Fuente: (Heras, 2011, p. 135)



**Figura 18.** Evolución de energías total, estática y cinética en la bomba centrífuga

Fuente: (Heras, 2011, p. 135)

La energía por unidad de masa comunicada por la bomba es  $Y = gH_B$ , y por el rotor  $Y_R$ .

La relación entre la energía estática comunicada por el rotor y la total se cuantifica mediante el grado de reacción.

#### 2.2.2.2 Grado de reacción

“Es un parámetro que permite discernir qué cantidad de la energía generada por la bomba es estática. El grado de reacción de la teoría unidimensional para el rotor de una turbo bomba según el análisis de” (Heras, 2011, p. 232)

Hay que distinguir la altura de presión que da el rodete de la presión  $H_p$  que da la bomba. Esta última es mayor, ya que la bomba tiene un sistema difusor que convierte la  $H_d$  del rodete en  $H_p$ .

$$\begin{aligned}
 \varepsilon &= \frac{H_p}{H_t} \\
 &= \frac{\text{Altura de presión que da el rodete}}{\text{Altura total que da el rodete}} \\
 &= 1 - \frac{H_d}{H_t}
 \end{aligned}
 \tag{Ec. 2.33}$$

*Siempre sera  $H_t > 0$*

*Si  $H_p < 0$ , el grado de reacción es negativo*

*Si  $H_p = 0$ , el grado de reacción es 0*

*Si  $0 < H_p < H_u$*

El grado de reacción está comprendido entre 0 y 1, que es el caso normal

*Si  $H_p > H_u$ , el grado de reacción es 1.*

Donde:

- $H_p$  = Altura de presión del rodete (signo –, Bombas) [m].
- $H_d$  = Altura dinámica o energía de velocidad que da el rodete (signo –, bombas) Meridional [m].

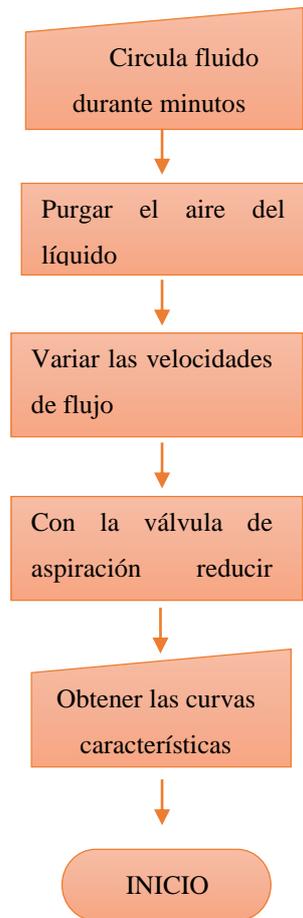
“En general las maquinas en que el grado de reacción es igual a cero se llaman de acción. Todas las bombas son de reacción, las bombas de acción no suelen construirse por lo que se busca en lo posible que  $\varepsilon$  se acerque a 1” (Heras, 2011, p. 22)

### **2.2.2.3 Criterios para realizar la prueba de rendimiento en el banco de pruebas para bombas centrifugas**

Durante la prueba la velocidad de rotación puede fluctuar a los efectos de trazado, la velocidad de flujo, la cabeza y a la potencia del eje deben ser corregidos a partir de valores medidos a la velocidad de prueba a la velocidad nominal. Las correcciones se hacen de acuerdo a las leyes de similitud.

El trabajo específico  $Y$  es la energía útil total transmitida por la bomba al líquido incomprensible por unidad de masa se mide entre la aspiración y la boquilla de descarga en la misma que se desea tener un aumento útil de entalpia y no exista variación en su proceso isentrópico. (Friedrich, 2013, p. 82).

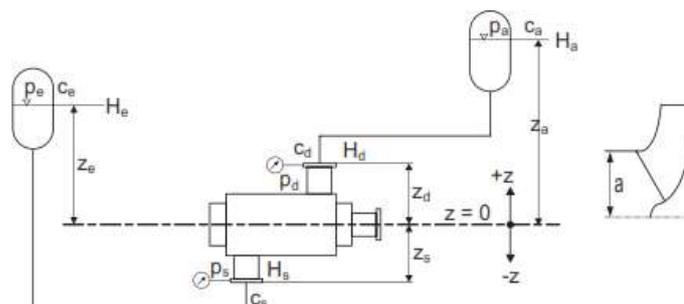




A continuación, se muestra cómo se deben tener en cuenta los diferentes componentes que forman la cabeza en una medición o un cálculo según la norma BS EN ISO 9906:2012, el plano de referencia como debe ser elegido en la línea central del eje en el caso de las bombas horizontales.

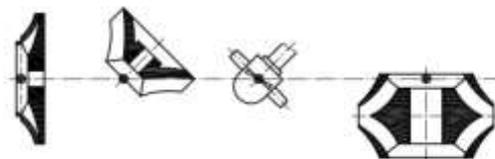
**Tabla 5.**  
**Ecuaciones para la Bomba Centrífuga y Banco de pruebas en general**

	BOMBA	Eq	PLANT	Eq	
			A		
Cabeza en la entrada	$\begin{aligned} H_s &= \frac{P_s}{\rho g} + Z_s \\ &+ \frac{c_s^2}{2g} \\ &= H_e - H_{v,s} \end{aligned}$	4	2.3	$H_e = \frac{P_e}{\rho g} + Z_e + \frac{c_e^2}{2g}$	5
Cabeza en la salida	$\begin{aligned} H_d &= \frac{P_d}{\rho g} + Z_d \\ &+ \frac{c_d^2}{2g} \\ &= H_a - H_{v,d} \end{aligned}$	6	2.3	$H_a = \frac{P_a}{\rho g} + Z_a + \frac{c_a^2}{2g}$	7
Cabeza dinámica total	$\begin{aligned} H_{tot} &= H_d - H_s \\ &= H_a - H_s \end{aligned}$	8	2.3	$\begin{aligned} H &= H_d - H_s = H_a - H_e \\ &+ H_{v,d} \\ &+ H_{v,s} \end{aligned}$	9
	$\begin{aligned} H_{tot} &= \frac{P_d - P_s}{\rho g} + Z_d \\ &- Z_s \\ &+ \frac{c_d^2 - c_s^2}{2g} \end{aligned}$	0	2.4	$\begin{aligned} H_A &= \frac{P_a - P_e}{\rho g} + Z_a - Z_e \\ &+ \frac{c_a^2 - c_e^2}{2g} + H_{v,d} + H_{v,s} \end{aligned}$	1
Carga dinámica total por encima de la presión de vapor	$NPSH = \frac{H_s + (p_{amb} - p_v)}{\rho g}$	2	2.4	$HPSH_A = \frac{H_s + (p_{amb} - p_v)}{\rho g}$	3
$p_{abs} = p_{amb}$ con	$NPSH = \frac{P_{s,abs} - P_v}{\rho g} + Z_s + \frac{c_s^2}{2g}$	4	2.4	$HPSH_A = \frac{P_{e,abs} - P_v}{\rho g} + Z_e + \frac{c_e^2}{2g} - H_{v,s}$	5



**Figura 19.** Acotaciones en la Bomba centrífuga

Fuente: Norma BS EN ISO 9906:2012



**Figura 20.** Planos e referencia para el Banco de

Pruebas para bombas centrífugas

Fuente: Norma BS EN ISO 9906:2012

#### 2.2.2.4 NPSH y Cavitación

Cuando la presión en un líquido cae por debajo de la presión de vapor, una porción del fluido se evaporará. El exceso de velocidades debido a la corriente alrededor del borde de la cuchilla principal causa una caída de presión local, que puede conducir a la evaporación parcial, este fenómeno se llama cavitación.

Extensa cavitación puede poner en peligro el rendimiento o incluso interrumpir el flujo. Por lo tanto, las condiciones de flujo en la boquilla de succión son un criterio importante para el diseño y la selección de una bomba.

Distinguimos entre la NPSH (usualmente medida) de la bomba que es necesaria con el fin de suprimir total o parcialmente la cavitación ("NPSH requerido" o NPSHR) y el NPSH disponible en la planta (NPSHA)

De la ecuación de Bernoulli se puede calcular la presión absoluta en el punto más alto del impulsor situado a una distancia "a" por encima del eje del rotor. Esta presión no se debe permitir que caiga por debajo de un nivel

en el que se formaría un inaceptable gran volumen de vapor a la entrada del rodete debido a la cavitación, por lo cuál

$$\text{NPSHA} > \text{NPSHR}.$$

Con la excepción de algunos tipos de bombas especiales, bombas centrífugas deben estar llenos de líquido para la puesta en marcha; no se "auto-cebado" y por lo tanto no puede evacuar el aire de la tubería de succión.

### 2.2.2.5 Curvas Características

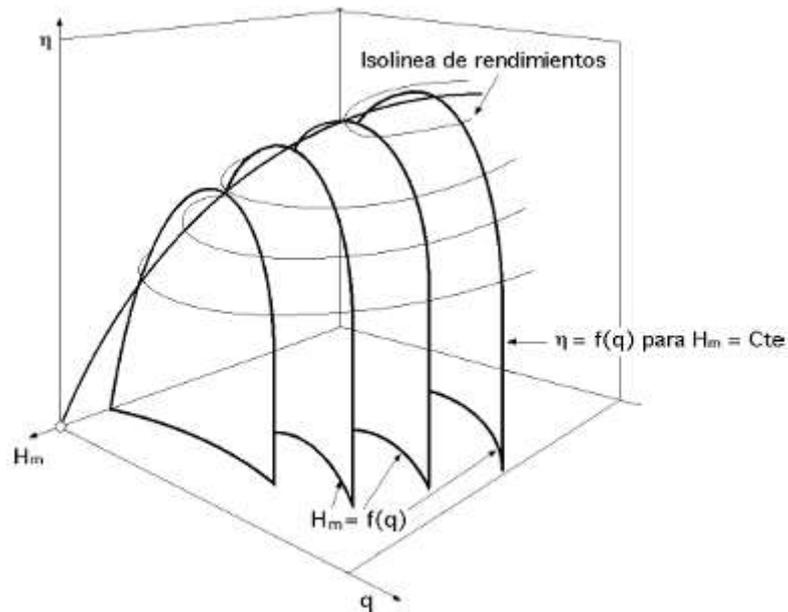
Las curvas son particulares de cada bomba y acogen las características de todos los puntos de funcionamiento posibles a unas revoluciones dadas. Como para cada uno de estos puntos, se verifica la relación siguiente según (Heras, 2011, p. 146):

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{H_p}{H_t} \\ &= \frac{\text{Altura de presión que da el rodete}}{\text{Altura total que da el rodete}} \\ &= 1 - \frac{H_d}{H_t} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 2.46})$$

- Altura vs Caudal
- NPSH vs Caudal
- Potencia vs Caudal
- Eficiencia vs Caudal

Se representa en el espacio como ejes ortogonales H, Q y  $\eta$ , resulta una superficie que es la característica de la bomba centrífuga, paraboloide hiperbólico, si en dicha superficie se considera la intersección con la familia de planos paralelos al (H vs Q), es decir, planos de ecuación con  $n = \text{cte}$ , se obtiene una familia de parábolas que constituyen las curvas

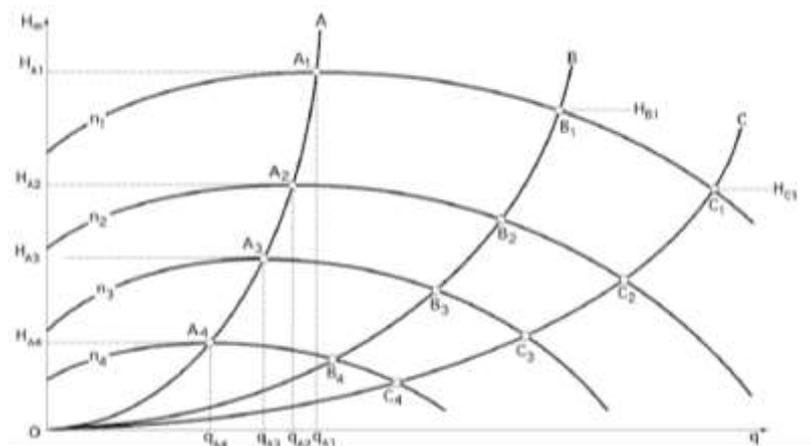
características de las bombas, a diversas velocidades de rotación.  
(Amancio & Flores, n.d., p. 3)



**Figura 21.** Representación espacial de las curvas características

Fuente:(Amancio & Flores, n.d., p. 4)

Según la figura 21 y como afirma Amancio & Flores “se deduce que las curvas características de una bomba dada correspondientes a distintas velocidades de rotación son congruentes”(p. 5)



**Figura 22.** Proyección sobre el plano (H, q) de las curvas características de una bomba

Fuente:(Amancio & Flores, n.d., p. 6)

### A. Curva Altura vs Caudal

Las curvas de operación al ser proyectadas en un plano paralelo Altura vs Caudal y diferentes revoluciones, podremos observar una serie de parábolas congruentes como se puede observar en la figura 22.

Adicional se debe considerar los puntos a  $n_1$  ( $H_{A1}$ ,  $Q_{A1}$ ),  $n_2$  ( $H_{A2}$ ,  $Q_{A2}$ ),  $n_3$  ( $H_{A3}$ ,  $Q_{A3}$ ), para obtener las ecuaciones de semejanza.

$$\frac{q_{A1}}{q_{A2}} = \frac{n_1}{n_2}; \frac{H_{A1}}{H_{A2}} = \frac{n_1^2}{n_2^2} = \left(\frac{q_{A1}}{q_{A2}}\right)^2$$

$$\frac{q_{A2}}{q_{A3}} = \frac{n_2}{n_3}; \frac{H_{A2}}{H_{A3}} = \frac{n_2^2}{n_3^2} = \left(\frac{q_{A2}}{q_{A3}}\right)^2$$

$$\frac{H_{A1}}{q_{A1}^2} = \frac{H_{A2}}{q_{A2}^2} = \dots = k_A$$

$$H_A = k_A q_A^2$$

(Ec. 2.47)

Donde:

$k_A$ : Constante para todos los puntos  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  que están proyectados en la parábola OA de igual rendimiento.

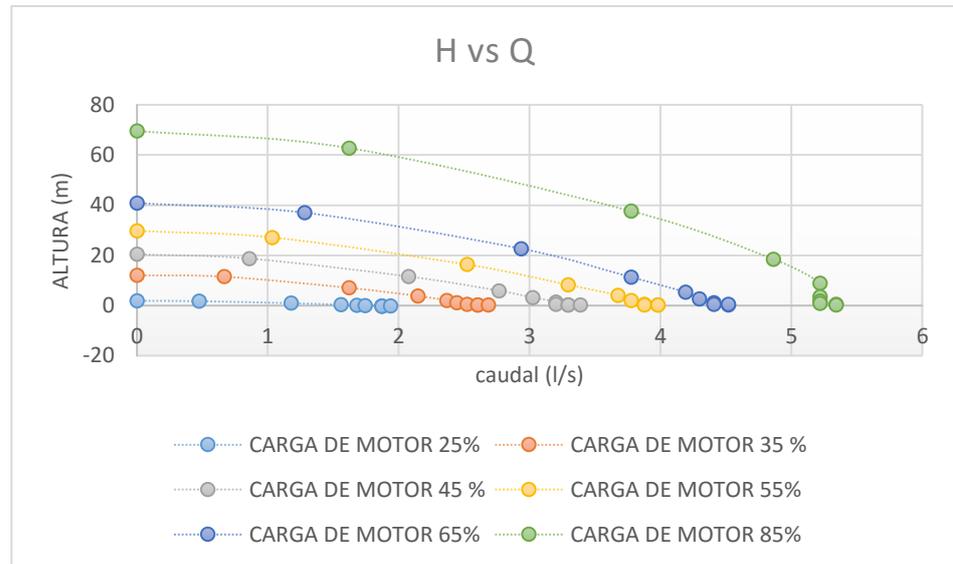
Si tenemos la curva a  $n_1$  y en el punto de funcionamiento  $q_{A1}$  y  $H_{A1}$  podemos determinar  $k_A$ :

$$k_A = \frac{H_{A1}}{q_{A1}^2}$$

$A_1$  y  $A_2$  tendrán el mismo rendimiento ya que se encuentran en la misma parábola, de la cual se puede obtener el caudal  $q_{A2}$  o la altura  $H_{A2}$  si conocemos  $n_2$ , o al revés según la ecuación:

$$q_{A2} = q_{A1} \frac{n_2}{n_1}$$

$$H_{A2} = H_{A1} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = H_{A1} \left(\frac{q_{A2}}{q_{A1}}\right)^2$$



**Figura 23.** Curva Característica de una Bomba Centrífuga H vs Q

### B. Curva Rendimiento vs Caudal

El rendimiento de la bomba o rendimiento global es la relación entre la potencia útil o hidráulica y la potencia al freno. Este es, en general, suministrado por los constructores de la bomba, y considera las pérdidas por fugas rendimiento volumétrico y por rozamientos en ejes y caras del impulsor rendimiento mecánico. (Delgado, Morales, & Perez, 2011)

Por lo tanto, el rendimiento varía, pero obtiene un punto máximo en una determinada curva de caudal el cual se denomina caudal nominal y es al que la bomba es diseñada.

$$\eta = \frac{Ph}{P_2} = \frac{\gamma Q H}{P} \quad (\text{Ec. 2.48})$$

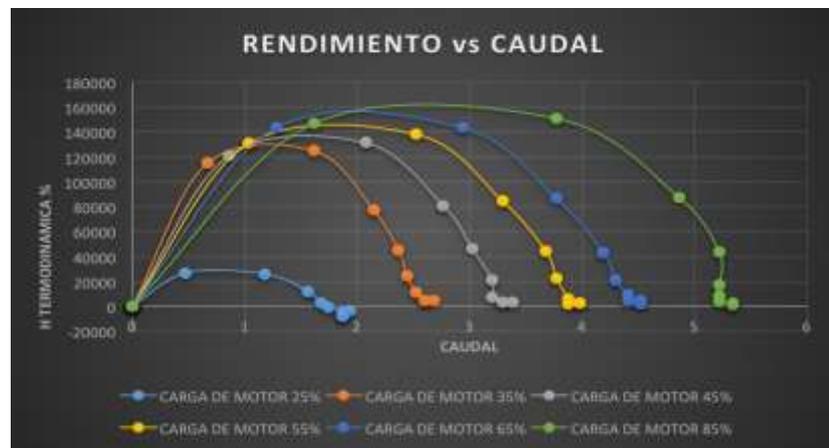
Donde:

$\gamma$ : Peso específico del fluido ( $\text{N/m}^3$ )

$Q$ : Caudal ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$H$ : Carga útil (m)

P: Potencia al freno.



**Figura 24.** Curva Característica de una Bomba Centrífuga  $n$  vs  $Q$

### C. Curva Potencia vs Caudal

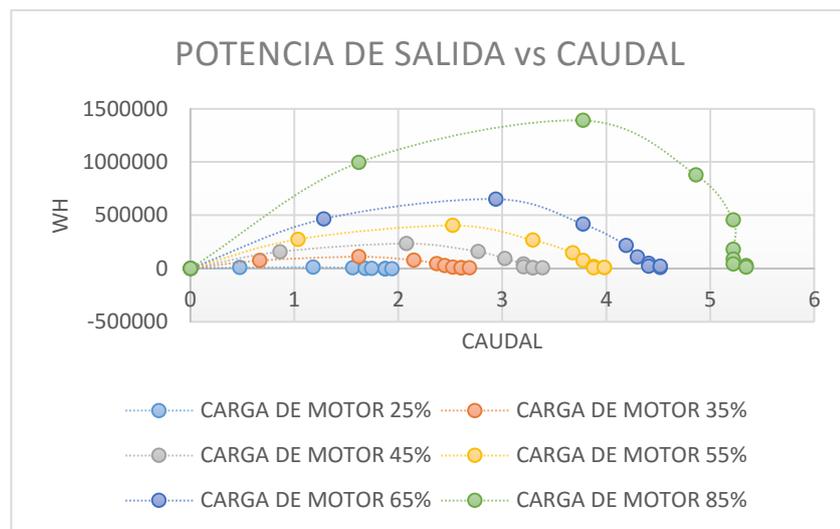
Para obtener la curva de potencia hidráulica, debemos considerar todas las pérdidas ya sea en el rozamiento del fluido y las tuberías, pérdidas en elementos mecánicos y fugas que corresponden a la potencia de freno. (Streeter & Bedford, 2010, p. 42)

$$P_{gr} = T \cdot N \quad (\text{Ec. 2.49})$$

Donde:

T=Torque

N= Número de revoluciones



**Figura 25.** Curva Característica de una Bomba Centrífuga Ph vs

Q

### 2.2.3 Matriz de decisión

Es una lista de valores en filas y columnas que permite a un analista identificar sistemáticamente, analizar y evaluar el desempeño de las relaciones entre conjuntos de valores e información. Los elementos de esta matriz muestran decisiones en base de diferentes criterios. La matriz de decisión se utiliza para describir un análisis de decisión, multicriterio para un problema. (Anderson, 1998)

Para obtener la matriz de decisión y liberarnos de la incertidumbre se realiza una ponderación ( $W_i$ ) lineal que es lo mismo que realizar una comparabilidad asignando a cada criterio una ponderación mediante la escala de 5 puntos (Toskano Gérard Bruno, 1960):

1 = muy poco sustancial

2 = poco sustancial

3 = categoría media

4 = algo sustancial

5 = muy sustancial

		<u>Wi</u>							
Orden	Criterio	1	2	3	4	5	6	7	8
1	Rango	1	1	1	1	1	1	1	1
2	Precisión		1	1	1	1	1	1	1
3	Sensibilidad			0	1	1	1	1	1
4	<u>Repetibilidad</u>			0,5	0	1	1	1	1
5	Costo						0,5	1	1

**Figura 26.** Ponderación en matriz de decisión  $W_i$ .

Ahora se debe establecer la calificación para cada  $W_f$  mediante la siguiente escala de 9 puntos:

1= extra insignificante; 2= muy insignificante; 3= insignificante; 4=poco insignificante; 5= promedio ,6= poco relevante; 7=alto; 8=muy relevante; 9=extra relevante: 10=relevante

Orden	Criterio	WF	TRANSDUCTOR DE PRESIÓN ELÉCTRICO	
			RF	Valor
1	Rango	0,3	9	2,7
2	Precisión	0,3	10	3
3	Sensibilidad	0,2	8	1,6
4	<u>Repetibilidad</u>	0,2	8	1,6
5	Costo	0,1	8	0,8
suma		1	9,7	
Prioridad			1	

**Figura 27.** Calificación de los  $W_f$

#### 2.2.4 Diagrama de flujo

Al realizar un diagrama de flujo o actividades se realiza un diagrama esquemático del proceso, el mismo que permite visualizar procesos constructivos y procesos de ensamblaje. (Bellows & Bellows, 2000)

Tabla 6.

## Simbología diagrama de flujo para la construcción

Actividad	Símbolo	Resultado predominante
Almacenaje		Se guarda o se protege el producto o los materiales.
Demora		Se interfiere o se retrasa el paso siguiente.
Inspección		Se verifica la calidad o la cantidad del producto
Transporte		Se cambia de lugar o se mueve un objeto
Operación		Se produce o se realiza algo

**Fuente:** (Bellows & Bellows, 2000)

### 2.2.5 Introducción a la norma europea: Pruebas para bombas rotodinámicas- Eficiencia hidráulica grados de aceptación 1, 2, y 3.

La norma europea fue aprobada por CEN en 16 de marzo del 2012 y fue publicado bajo la autoridad del Comité de estrategia y política de estándares en 31 de mayo del 2012, los miembros del CEN están obligados a cumplir con el Reglamento interno de CEN/CENELEC que estipulan las condiciones para dar a esta norma europea es estatus de norma nacional. Esta norma europea existe en tres versiones oficiales (inglés, francés, alemán).

#### 2.2.5.1 Alcance

Esta norma específica pruebas de funcionamiento hidráulico para determinar el rendimiento de la bomba y comparar esto con la garantía del fabricante.

Se aplicará para bombas roto dinámicas (centrífugo, mezclado de

flujo y bombas axiales) de cualquier tamaño y cualquier líquido bombeado que se comporta como el agua limpia y fría. Esta norma internacional especifica tres niveles de aceptación:

- Grado 1B, 1E, Y 1U con tolerancia más estrecha
- Grado 2B y 2U con tolerancia más amplia
- Grado 3B con tolerancia más amplia

### 2.2.5.2 Referencias

Las referencias indispensables para la aplicación de esta norma son:

- 17769-1, ISO Bombas de líquido y la instalación, condiciones generales, definiciones, cantidades, unidades y símbolos de letra- Parte 1: Bombas para líquido.
- 17769-2, ISO Bombas de líquido y la instalación, condiciones generales, definiciones, cantidades, unidades y símbolos de letra- Parte 2: Sistema de bombeo.

### 2.2.5.3 Pruebas a realizarse en el banco de prueba

Se realiza para comprobar el rendimiento, producción, recorte de rodete, rendimiento con materiales especiales.

#### Tabla 7.

#### Parámetros a evaluar en el banco de pruebas para bombas centrífugas

Prueba de rendimiento consiste:	
✓	Medir el caudal
✓	Medir la Cabeza y entrada a la bomba o el motor de prueba de la bomba de energía
Mediciones adicionales:	NPSH

Fuente: (ISO9906, 2012, p. 10)

### 2.2.5.4 Medidas de la bomba y criterios de aceptación

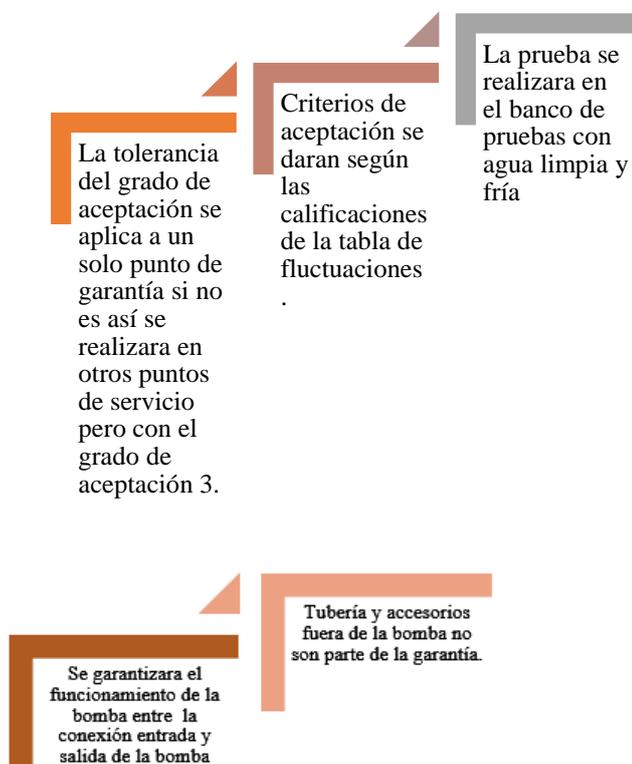


Tabla 8.

Amplitud permisible de fluctuación como un porcentaje de valor promedio

CANTIDAD MEDIDA	Amplitud permisible de las fluctuaciones		
	GRADO 1 %	GRADO 2%	GRADO 3 %
Tasa de flujo	2 ±	3 ±	6 ±
Cabeza diferencial	3 ±	4 ±	10 ±
Cabeza de salida	2 ±	3 ±	6 ±
Cabeza de entrada	2 ±	3 ±	6 ±
Potencia de entrada	2 ±	3 ±	6 ±
Velocidad de rotación	0,5 ±	1 ±	2 ±
Esfuerzo de torsión	2 ±	3 ±	6 ±
Temperatura	0,3°C	0,3°C	0,3°C

Fuente: (ISO9906, 2012, p. 12)

### 2.2.5.5 Tolerancias y grados de aceptación en pruebas de rendimiento

- Grado 1 es el grado más estricto, con 1U y 2U tienen una tolerancia unilateral y grados 1B, 2B y 3B que tienen una tolerancia bilateral.
- Grado 1E también es de naturaleza bilateral y es importante para los interesados en eficiencia energética.
- Garantizar grados de aceptación de un punto para cabezal de bomba, flujo, potencia y eficacia se proporcionan en la siguiente tabla:

**Tabla 9.**  
**Grados de aceptación de pruebas de bombas y tolerancias correspondientes**

GRADO	1	2	3	Requisito de garantía			
$T_Q$	10%	16%	18%				
$T_H$	6%	10%	14%				
Grado de aceptación	1U	1E	1B	2B	2U	3B	
$T_Q$	10%	±5%	±8%	±16%	±9%		<b>Obligatorio</b>
$T_H$	6%	±3%	±5%	±10%	±7%		
$T_P$	10%	4%	±8%	±16%	±9%		<b>Opcional</b>
$T_H$	≥0%	-3%	-5%	-7%			

Fuente: (ISO9906, 2012, p. 15)

#### A. TOLERANCIAS PARA LAS BOMBAS CON UNA POTENCIA DE ENTRADA 10 KW O MENOS

Los valores de la tabla 12 son muy estrictos para este tipo de bombas por lo tanto si no hay acuerdo con el fabricante y el comprador los valores serán los siguientes.

Tasa de flujo  $\tau_Q = \pm 10\%$   
Cabeza total de la bomba  $\tau_H = \pm 8\%$ .

El factor de tolerancia en la eficiencia,  $\tau_n$ , si se garantiza, se calculará según lo dado por la fórmula (2.56):

$$\tau_n = - \left[ 10 \left( 1 - \frac{P_2}{10} \right) + 7 \right] \% \quad (2.50)$$

Donde la entrada potencia de la bomba,  $P_2$ , coincide con la potencia máxima del eje (de entrada),  $P_2$ , máx., en kilovatios, sobre el rango de operación. Un factor de tolerancia,  $\tau_{P,gr}$ , se permite el uso de la fórmula:

$$\tau_{P,gr} = \sqrt{7^2 + \tau_n^2} \% \quad (2.51)$$

## B. GRADOS DE ACEPTACIÓN DE PRUEBAS POR DEFECTO PARA LA APLICACIÓN DE LAS BOMBAS.

Si se le da un punto de garantía, pero no se especifica el grado de aceptación, la Tabla 11 se aplicará.

**Tabla 10.**

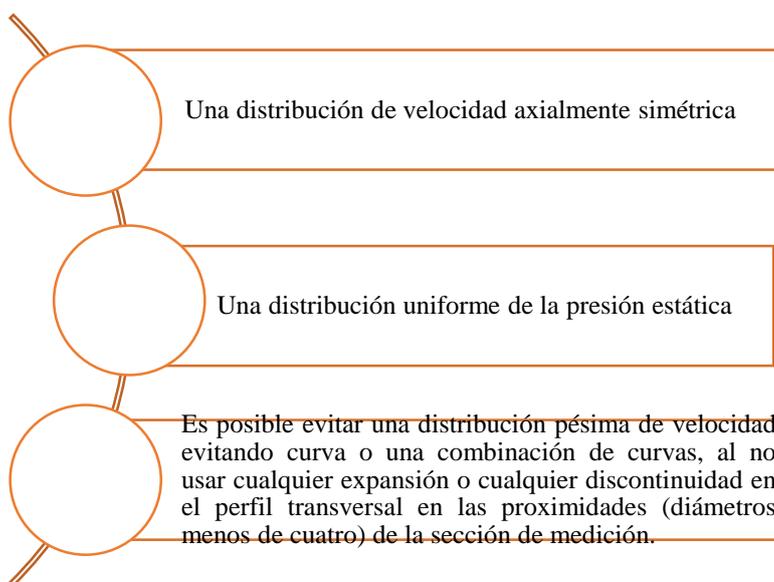
### Grados de aceptación por defecto

APLICACIÓN	ENERGÍA DEL EJE DE LA BOMBA	
	>10 Kw y ≤ 100 Kw	10 Kw
Aplicaciones de agua municipal	2B	1B
Aplicaciones de aguas residuales municipales	2B	1B
Bombas de drenaje	3B	2B
Industria de energía eléctrica	1B	1B
Industria de petróleo y gas	Bomba de acuerdo con ISO 13709	1B
Inyección de agua	N/A	1B
Aplicación de marina	1B	1B
Industria química	2B	2B
Aplicaciones de torre de refrigeración	2B	2B
Aplicaciones de pulpa y papel	2B	2B
Aplicaciones de la mezcla	3B	3B
Aplicaciones de la industria en general	3B	2B
Aplicaciones de riego	3B	2B

Fuente: (ISO9906, 2012, p. 22)

## 2.2.6 Requerimientos y mediciones para la construcción del banco de pruebas para bombas centrífugas

Se obtienen las mejores condiciones de medición si, en las secciones de medición, el flujo tiene:



**Figura 28.** Condiciones de medición.  
Fuente.(ISO9906, 2012)

Los vórtices pueden evitarse si:

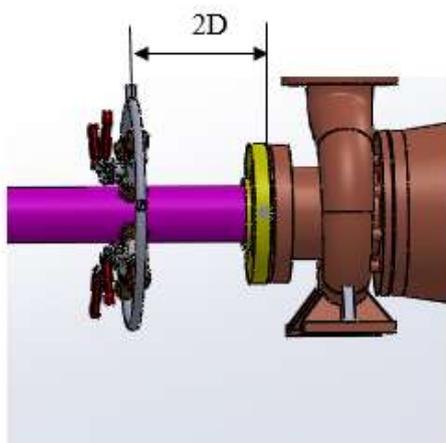
- Cuidadoso diseño del circuito de ensayo aguas arriba de la sección de medición.
- Disposición adecuada de las tomas de presión para minimizar su influencia sobre la medición.
- Se recomienda no instalar una válvula de mariposa en el tubo de entrada.
- En caso de que no se puede evitar, por ejemplo, para ensayos de cavitación, la longitud de la tubería recta entre la válvula y la entrada de la bomba debe garantizar que la tubería está totalmente llena de líquido y que las distribuciones de presión y velocidad en la entrada sección de medición son uniformes.
- Esto se puede conseguir mediante el uso de un largo tubo recto de por

lo menos  $12D$  de la longitud de la entrada de la bomba.

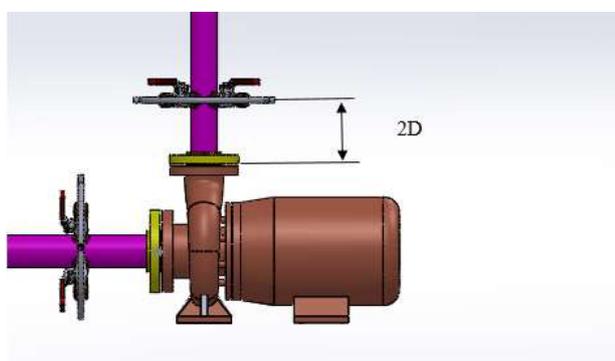
### 2.2.6.1 Parámetros en la entrada y salida de medición.

#### 2.2.6.2.1 Ubicación de la toma de presión

- Debe estar situado a una distancia de dos diámetros aguas arriba de la brida de la entrada de la bomba, la longitud de la tubería le permite entrar en la sección medición.
- Debe estar situado en una sección de tubería recta del mismo diámetro y coaxial con la brida de entrada de la bomba, para que el flujo este tan cerca de lo recomendado.



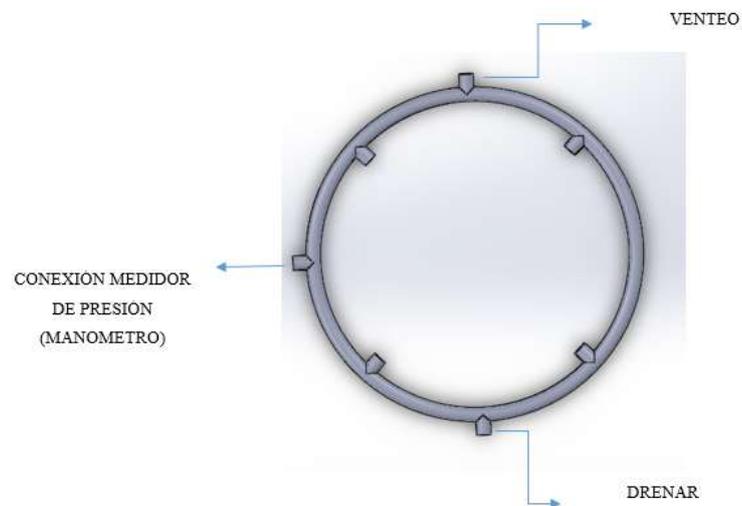
**Figura 29.** Entrada en la sección de medición



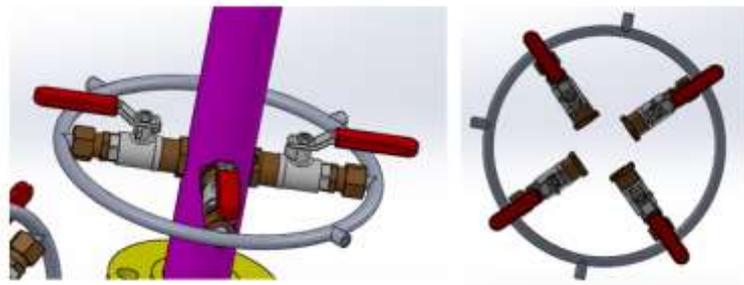
**Figura 30.** Salida en la sección de medición

### 2.2.6.2.2 Anillo colector de presión estática

Para el grado 1, cuatro tomas de presión estática serán siempre dispuesta simétricamente alrededor de la circunferencia de cada sección de medición, como se muestra en la Figura 31 y 32.



**Figura 31.** Anillo Colector de presión



**Figura 32.** Cuatro tomas de presiones conectadas por un colector de anillo

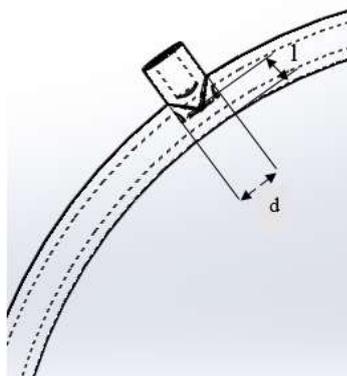
Para la toma de presión estática se debe considerar el siguiente

parámetro

$$l \geq 2.5d \quad (2.52)$$

Donde:

- $d = 3$  a  $6$  mm o  $\frac{1}{10}$  del diámetro de la tubería



**Figura 33.** Requisito para toma de presión estática

#### 2.2.6.2.2 Características del circuito

- Se garantizará que la cavitación y las burbujas y desgasificación producida por la cavitación en la bomba no alteren el funcionamiento de la instrumentación, particularmente el dispositivo de medición de flujo.
- Cavitación se evita en el flujo a través de una válvula reguladora a veces puede prevenirse mediante el uso de dos o más dispositivos de válvula reguladora conectados en serie o por arreglo de la válvula del acelerador a la descarga directamente en un recipiente cerrado o un tanque de diámetro interpuesto entre la válvula reguladora y la entrada de la bomba.
- Si válvula de mariposa está parcialmente cerrada hay que asegurarse que exista una adecuada distribución de presión y velocidad en la entrada. Esto se logra por medio de un adecuado tubo largo recto de al menos  $12 D$  en la entrada de la bomba.
- El tanque deberá ser de un tamaño suficiente y diseñado para evitar el arrastre de gas en el flujo de entrada de bomba

## CAPÍTULO 3

### INGENIERÍA BÁSICA

#### 3.1 Desarrollo de los cálculos para generar curvas características de las bombas centrifugas

Para el desarrollo de los cálculos se tomó datos de la práctica (MODERNIZACIÓN DE LA UNIDAD GILKES MODELOS GH53 TURBINA PELTON, GH58 TURBINA FRANCIS Y GH61 BOMBA CENTRIFUGA DEL LABORATORIO DE FLUIDOS). Con estas lecturas obtenidas en la práctica desarrollada, se determinará las curvas características en un rango de operaciones de 0 a 3000 rpm y al final los cálculos y resultados serán analizados en el Banco de Pruebas para Bombas Centrifugas bajo la norma BS EN ISO 9906:2012 el mismo que se construirá en el laboratorio de Fluidos de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.

**Tabla 11.**

**Datos de practica realizada en el Laboratorio de Fluidos de la UFA-ESPE.**

	TEST	ENTRADA			SALIDA		
		VELOCIDAD RPM	FUERZA N	ALTURA (m H20)	NIVEL (mm)	CAUDAL VOL (Lit/min)	CAUDAL VOL (Lit/seg)
PORCENTAJE DE CARGA DEL MOTOR 25%	1	901	1,5	2,4	0	0	0
	2	884	2	2,2	41	28,46	0,474333
	3	863	2,9	1,4	59	70,71	1,1785
	4	857	3,2	0,8	66	93,59	1,559833
	5	854	3,4	0,5	68	100,84	1,680667
	6	853	3,3	0,4	69	104,59	1,743167
	7	851	3,3	0,3	71	112,33	1,872167
	8	853	3,4	0,2	71	112,33	1,872167
	9	855	3,4	0,2	71	112,33	1,872167
	10	855	3,4	0,3	72	116,33	1,938833

### 3.1.1 Cálculo de propiedades de las bombas centrífugas

#### Gilkes: propiedades del fluido

- Densidad del Agua a 25 °C

$$\rho_{25} = 997.13 \frac{kg}{m^3}$$

- Viscosidad dinámica del agua a 25 °C

$$\mu_{25} = 0.890 * 10^{-3} \frac{s}{m^2} N$$

Anexo A para propiedades del agua a 25 °C

- Densidad del agua a otra temperatura según el autor (Streeter V.L & Bedford , 2010)

$$\rho_w = 999.939900 + 4.216485(10^{-2})T - 7.097451(10^{-3})T^2 + 3.509571(10^{-5})T^3 - 9.9037785(10^{-8})T^4$$

(Ec. 0.1)

Donde:

$$T = ^\circ C$$

### 3.1.2 Características de los accesorios.

Determinamos las especificaciones para la tubería utilizada en el set de bombas para los diámetros de 1 ½” y 2”, según la norma ASTM.

**Tabla 12.**

#### Propiedades ASTM para tuberías.

PROPIEDADES ASTM DE LAS TUBERIAS DEL BANCO DE PRUEBAS								
SCH-40 ANSI B36.10 1970 Y BS 1600								
Diámetro nominal NPS	Diámetro exterior (O.D)	Diámetro exterior (O.D)	Diámetro interno (O.I)	Diámetro interno (O.I)	Espesor (T)	Espesor (T)	Presión a 25 °C	Peso aproximado
	mm	m	mm	m	mm	m	kg/cm <sup>2</sup>	kg/m
1 1/2	48,26	0,04826	40,9	0,0409	3,68	0,00368	182	4,05
2	60,33	0,06033	52,5	0,0525	3,91	0,00391	153	5,45

Fuente: (Crane, 1996, p. 41)

- Rugosidad absoluta  $\varepsilon_{acero} = 1.5 * 10^{-6}m$

**Tabla 13.**

**Tubería general del sistema acero ASTM A53 grado A para  $\phi$  2"**

STANDART 2 PULGADAS		
De1	0,0603	m
Di 1	0,052	m
t1	0,0039	m

**Tabla 14.**

**Tubería general del sistema acero ASTM A53 grado A para  $\phi$  1 1/2"**

STANDART 1 1/2 PULGADAS		
De2	0,0483	m
Di 2	0,0409	m
t2	0,0037	m

**Tabla 15.**

**Codo del sistema acero ASTM A234  $\phi$  1 1/2"**

STANDART 1 1/2 PULGADAS		
Di	0,0409	m
D0	0,0483	m
Ri	0,1143	m

Fuente: (Catálogo WELDWEND, 2013).

### 3.1.3 Cálculo del número de Reynolds

Mediante el número de Reynolds se podrá reconocer el estado de transición del fluido a través de una tubería recta y circular, el cual determina si es laminar, o turbulento.

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\mu} \quad (\text{Ec. 0.2})$$

Donde:

V = velocidad del fluido en la tubería (m/s)

D = Diámetro interno de la cañería (m)

$\nu$  = Viscosidad cinemática del flujo (kg/ms)

$\mu$  = Coeficiente de viscosidad (N s/m<sup>2</sup>)

$\rho$  = Densidad del fluido (kg/m<sup>3</sup>)

Para cada diámetro se calculará las velocidades:

$$Q_1 = 1.94 \text{ l/s}$$

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

$$V_1 = \frac{Q}{\left[ \frac{(Di_1)^2 * \pi}{4} \right]}$$

$$V_1 = 0,913 \frac{m}{s}$$

$$V_2 = \frac{Q}{\left[ \frac{(Di_2)^2 * \pi}{4} \right]}$$

$$V_2 = 1,476 \frac{m}{s}$$

Para cada diámetro se calculará el número de Reynolds:

$$Re_1 = \frac{V_1 \cdot Di_1 \cdot \rho_{25}}{\mu_{25}}$$

$$Re_1 = 53187,43282$$

$$Re_2 = \frac{V_2 \cdot D_{i2} \cdot \rho_{25}}{\mu_{25}}$$

$$Re_2 = 67622,16397$$

$Re < 2000$ Régimen Laminar
$2000 < Re$
$< 4000$ Régimen de transición
$Re > 4000$ Régimen Turbulento

Se determina que todos los flujos medidos en el set de bombas son turbulentos, por esta razón la influencia de la viscosidad es muy pequeña y varía también dependiendo de la temperatura.

### 3.1.4 Cálculo del factor de fricción

El cálculo de pérdidas de carga en flujos turbulentos que dependen de Reynolds y de la rugosidad absoluta del canal se determinara por la expresión de Darcy y gracias al uso de correlaciones se determinara el factor de fricción (f).

**Tabla 16.**

#### Rugosidad absoluta para otros materiales

MATERIAL DE LA TUBERÍA COMERCIAL	RUGOSIDAD UNIFORME Equivalente $\varepsilon$ , DE LA SUPERFICIE (mm)
Vidrio, latón, cobre o plomo	Lisa
Acero	0,05
Hierro fundido asfaltado	0,12
Hierro galvanizado	0,15
Hierro fundido asfaltado	0,25
Hormigón	0,30 a 3,0
Acero remachado	1,0 a 10,0

Fuente: (ISO9906, 2012)

Entre mayor es la velocidad, mayor será el rozamiento por lo tanto como el fluido se encuentra en estado turbulento se utiliza la fórmula de Colebrook y White, el mismo que permite el cálculo explícito del factor de fricción de la tubería de acero.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (Ec. 0.3)$$

Donde:

$$\varepsilon = 0.00005 \text{ (m}^{18}\text{)}$$

En este caso se utilizará el uso de correlaciones, por lo cual para deducir la fórmula de Colebrook y White se realizara el método numérico “INTERACCIÓN DE UN PUNTO EL DE NEWTON-RAPHSON”

$$X_{i+1} = X_i - \frac{g(X_i) - X_i}{g'(X') - 1} \quad (Ec. 0.4)$$

$$x = \frac{1}{\sqrt{f}} \quad (Ec. 0.5)$$

$$g(x) = -2 \log \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51 \cdot X_i}{Re} \right) \quad (Ec. 0.6)$$

$$g'(x) = - \left( \frac{2}{\ln(10)} \right) \left( \frac{\frac{2.51}{Re}}{\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51 X_i}{Re}} \right) \quad (Ec. 0.7)$$

Esquemmatizando el proceso de Newton-Raphson en una tabla, para el cual se utilizó el factor de fricción de Darcy  $f=0.001$  y el Re para la tubería de 2”.

**Tabla 17.****Factor de fricción para tubería de 2 “con carga del motor al 25 %***DIAMETRO TUB 2" & RE 1*

<i>863 RPM</i>				
<i>Cálculo del factor f 25%</i>				
<i>Método de Newton-Raphson</i>				
<i>f</i>	<i>X</i>	<i>g(x)</i>	<i>g'(x)</i>	<i>f</i>
<i>Re</i>	1180,86459			
<i>0,001</i>	31,6227766	2,3417329	-0,02736241	0,1823582
<i>0,1823582</i>	2,3417329	4,56218373	-0,35267916	0,04804569
<i>0,04804569</i>	4,56218373	4,00395227	-0,1854659	0,06237667
<i>0,06237667</i>	4,00395227	4,11419436	-0,21056448	0,05907863
<i>0,05907863</i>	4,11419436	4,09128606	-0,20508361	0,05974208
<i>0,05974208</i>	4,09128606	4,09599693	-0,20619892	0,05960473
<i>0,05960473</i>	4,09599693	4,09502609	-0,20596858	0,059633
<i>0,059633</i>	4,09502609	4,09522608	-0,20601601	0,05962718
<i>0,05962718</i>	4,09522608	4,09518488	-0,20600624	0,05962838
<i>0,05962838</i>	4,09518488	4,09519337	-0,20600825	0,05962813

$$f_{T1} = 0.05962813$$

Esquemmatizando el proceso de Newton-Raphson en una tabla, para el cual se utilizó el factor de fricción de Darcy  $f=0.001$  y el Re para la tubería de 11/2”.

**Tabla 18.****Factor de fricción para tubería de 1 1/2“con carga del motor al 25****%**

<b>DIAMETRO TUB 1 1/2" &amp; RE 1</b>				
<b>863 RPM</b>				
<b>Cálculo del factor f 25%</b>				
<b>Método de Newton-Raphson</b>				
<b>f</b>	<b>X</b>	<b>g(x)</b>	<b>g'(x)</b>	<b>f</b>
<b>Re</b>	2069,88692			
<b>0,001</b>	31,6227766	2,82509388	-0,02723255	0,12529514
<b>0,12529514</b>	2,82509388	4,8505054	-0,28041039	0,04250363
<b>0,04250363</b>	4,8505054	4,41350135	-0,16954777	0,05133735
<b>0,05133735</b>	4,41350135	4,49094664	-0,18535945	0,04958202
<b>0,04958202</b>	4,49094664	4,47670875	-0,18234581	0,04989791
<b>0,04989791</b>	4,47670875	4,47930886	-0,18289248	0,04983999
<b>0,04983999</b>	4,47930886	4,47883345	-0,1827924	0,04985058
<b>0,04985058</b>	4,47883345	4,47892036	-0,18281069	0,04984864

<b>0,04984864</b>	4,47892036	4,47890447	-0,18280735	0,04984899
<b>0,04984899</b>	4,47890447	4,47890737	-0,18280796	0,04984893

$$f_{T2} = 0,04984893$$

### 3.1.5 Cálculo de las pérdidas en la tubería del sistema

Darcy- Weisbach relaciona la pérdida de presión debido a la fricción a lo largo del canal.

$$hf = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Ec. 0.8})$$

Donde:

f= Coeficiente de fricción

L=Longitud del canal (m)

V=Velocidad media del flujo (m/s)

g= Aceleración gravitacional (m/s<sup>2</sup>)

D=Diámetro interno del canal (m)

LB1=0.6 m                      Longitud total de tubería 2"

$$hf_1 = f_{T1} \cdot \frac{LB1}{Di_1} \cdot \frac{V1^2}{2g}$$

$$hf_1 = 0,011507718 \text{ (m)}$$

LB2=4.12m                      Longitud total de tubería 1 ½"

$$hf_2 = f_{T2} \cdot \frac{LB2}{Di_2} \cdot \frac{V1^2}{2g}$$

$$hf_2 = 0,251398553 \text{ (m)}$$

### 3.1.6 Cálculo de las pérdidas locales del sistema

El cálculo de las pérdidas locales del sistema se determinará por medio del coeficiente de resistencia  $K_L$ .

$$h_{loc} = K_L \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Ec. 0.9})$$

Donde:

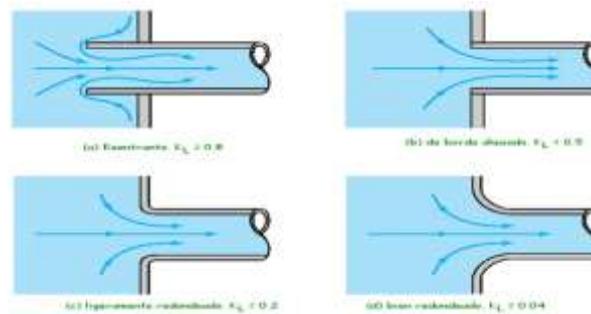
$h_{loc}$  = Pérdidas de carga locales (m)

$K_L$  = Coeficiente según el tipo de accesorio

$\frac{V^2}{2g}$  = Carga de velocidad

#### 3.1.6.1 Pérdidas en la entrada del sistema

Pérdidas según la conexión de entrada.



**Figura 34.** Coeficiente de pérdida en la entrada del sistema

Fuente: (Munson B.R, 1994)

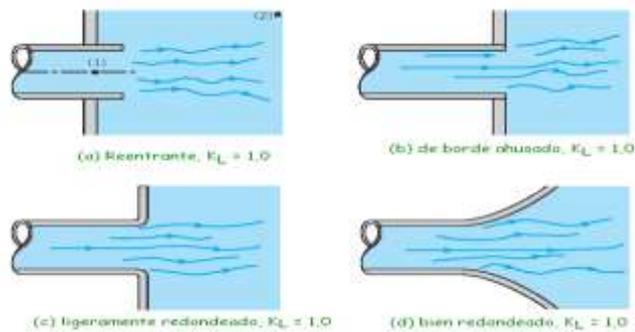
- Tubería de 2" con coeficiente de fricción ligeramente redondeado  $K_L=0.2$

$$h_{loc} = K_L \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{loc,entrada} = 0,008504754 \text{ (m)}$$

### 3.1.6.2 Pérdidas en la salida del sistema

Perdida según la conexión de salida.



**Figura 35.** Coeficiente de pérdida en la salida del sistema

Fuente: (Munson B.R, 1994)

- Tubería de 1 1/2" con coeficiente de fricción ligeramente redondeado  $K_L=1.0$

$$h_{loc} = K_L \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{loc,salida} = 0,111109678 \text{ (m)}$$

### 3.1.7 Pérdida de carga en singularidades

Estas pérdidas se originan en codos, cambios de dirección, juntas entre otros.

**Tabla 19.**  
**Perdidas en singularidades**

		Codo 90 radio largo	Válvula de globo de 2" BZ C125S NPT	Válvula de mariposa de 1 1/2" 175 PSI Wafer
Correlación	Ecuación 3.10	$h_{i3} = K_c \cdot \frac{V^2}{2g}$	$h_{i4} = K_v \cdot \frac{V^2}{2g}$	$h_{i5} = K_v \cdot \frac{V^2}{2g}$
Coefficiente de resistencia del codo, y válvulas	3.11	Kc= 14 ft ver figura 35	Kv=3ft ver figura 36	Kv=45 ft ver figura 37
Solución	3.12	hl3= 0,0326 (m)	hl4= 0,00242 (m)	hl5= 0,040(m)

Donde:

$f_t$ =Coeficiente de fricción tubería 1 1/2" y 2"

V= Velocidad media del flujo (m/s)

**Tabla 20.**  
**Factores de fricción tuberías 2 y 1 1/2**

Díámetro nominal (mm)	15	20	25	32	40	50	65-80	100	125	150	200-250	300-400	450-600
Díámetro nominal (pulg)	1/2	3/4	1	1/4	1/2	2	2 1/2, 3	4	5	6	8-10	12-16	18-24
(ft)factor de fricción	0.027	0.025	0.023	0.022	0.021	0.019	0.018	0.017	0.016	0.015	0.014	0.013	0.012

Fuente: (Crane, 1996, p. 46)

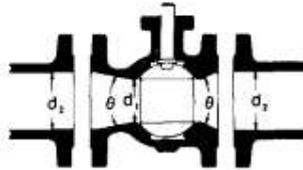
**CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE**



**Figura 36.** Coeficiente de resistencia para el codo de 90 radio largo.

Fuente: (Crane, 1996, p. 176)

### VÁLVULAS DE GLOBO

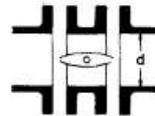


Si: $\beta = 1, \theta = 0$ .....	$K_1 = 3 f_T$
$\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ$ .....	$K_2 = \text{Fórmula 5}$
$\beta < 1$ y $45^\circ < \theta < 180^\circ$ .....	$K_2 = \text{Fórmula 6}$

**Figura 37.** Coeficiente de resistencia para la válvula de globo

Fuente: (Crane, 1996, p. 176)

### VÁLVULAS DE MARIPOSA



Diámetro 50 mm (2") a 200 mm (8") .....	$K = 45 f_T$
Diámetro 250 mm (10") a 350 mm (14") ..	$K = 35 f_T$
Diámetro 400 mm (16") a 600 mm (24") ..	$K = 25 f_T$

**Figura 38.** Coeficiente de resistencia para la válvula de mariposa.

Fuente: (Crane, 1996, p. 176)

### 3.1.8 Pérdidas totales en el sistema de tuberías.

La altura de la bomba se obtiene mediante la pérdida total generada por todos los accesorios y la fricción existente en la tubería, elementos que son parte de todo el Banco de Pruebas para Bombas Centrifugas.

$$H_{pT} = \sum_{i=1}^5 h_l \quad (\text{Ec. 0.13})$$

$$H_{pT} = h_{f1} + h_{f2} + h_{l1} + h_{l2} + h_{l3} + h_{l4} + h_{l5}$$

Donde:

$hf1$ = Perdida de carga en tubería de 2”

$hf2$ = Perdida de carga en tubería de 1 ½”

$hl1$ = Perdida local de carga en la entrada del sistema

$hl2$ = Perdida local de carga en la salida del sistema

$hl3$ = Perdida local en el codo de 90 de radio largo en la tubería de 1 ½”

$hl4$ = Perdida local en la válvula de globo de 2”

$hl5$ = Perdida local en la válvula de mariposa de 1 1/2”

$$H_{pT} = hf1 + hf2 + hl1 + hl2 + hl3 + hl4 + hl5$$

$$H_{pT} = 0.0115 + 0.2514 + 0.0085 + 0.1111 + 0.0326 + 0.0024 + 0.040$$

$$H_{pT} = 0.4575 (m)$$

### 3.1.9 Cálculo de la altura útil de la bomba centrífuga.

**Tabla 21.**

**Datos obtenidos de la práctica**

	T	ENTRADA			SALIDA		
		VELOCIDAD DE GIRO RPM	FUE RZA N	PRESIÓN DESCARGA (m H2O)	NIVEL Z2 (m)	CAUDAL VOL (Lit/min)	CAUDAL VOL (Lit/seg)
PORCENTAJE DE	1	901	1,5	2,4	0	0	0
	2	884	2	2,2	0,041	28,46	0,474333
	3	863	2,9	1,4	0,059	70,71	1,1785
	4	857	3,2	0,8	0,066	93,59	1,559833
	5	854	3,4	0,5	0,068	100,84	1,680666

6	853	3,3	0,4	0,06	104,59	1,743166
				9		67
7	851	3,3	0,3	0,07	112,33	1,872166
				1		67
8	853	3,4	0,2	0,07	112,33	1,872166
				1		67
9	855	3,4	0,2	0,07	112,33	1,872166
				1		67
1	855	3,4	0,3	0,07	116,33	1,938833
0				2		33

Para determinar la altura útil de la bomba centrífuga partiremos de la ecuación de BERNOULLI la cual puntualiza la conducta de un flujo en situaciones desiguales y tiene la forma siguiente según la norma BS en ISO 9906:2012:

$$H = (Z_2 - Z_1) + \left( \frac{P_2 - P_1}{\rho 25gr} \right) + \left( \frac{U_2 - U_1}{2g} \right) \quad (\text{Ec. 0. 14})$$

Como el depósito de impulsión y el de descarga se encuentran a presión atmosférica, entonces  $\frac{U_2}{2g}$  y  $\frac{U_1}{2g}$  son igual a cero. (Mataix, 2005)

$$H = (Z_B - Z_A) + \left( \frac{(P_2 - P_1) \cdot cv}{\rho 25gr} \right) + h_{pt} \quad (\text{Ec. 0. 15})$$

$$1 \text{ m}_{H_2O} = 9807 \text{ Pa}$$

Donde:

$H$ = Altura útil de la bomba

$cv$ = Factor de conversión de 1 mH<sub>2</sub>O a 1 Pa

$Z_A$ = Altura geométrica hasta la bomba (0.5 m)

$Z_B$ = Altura geométrica de elevación del fluido (m)

$H_{pt}$ = Perdida total por fricción generadas por el sistema (m)

$$H_{pt} = (0,072 - 0,5) + \left( \frac{(0,3 - 0)}{997,13 * 9,8} \right) + 0,4575$$

$$H_{pt} = (-0.428) + \left( \frac{(2942.1)}{9771.874} \right) + 0.4575$$

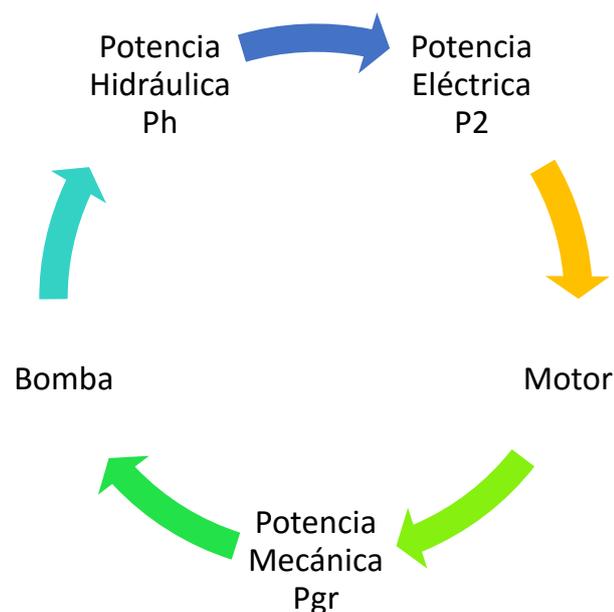
$$H_{pt} = (-0.428) + (0.30) + 0.4575$$

$$H_{pt} = 0.3295 \text{ (m)}$$

### 3.2 Cálculo de potencias

Para lograr el funcionamiento de una Bomba Centrífuga primero se transmite energía eléctrica al motor, debido a diversas pérdidas solo se proporciona fragmentos de potencia eléctrica, la cual se transforma en potencia mecánica y se obtiene el movimiento del rotor, así recibe la bomba la potencia del motor mediante el impulsor y así se logra la potencia hidráulica la cual provoca que el fluido tenga una elevación de presión, posición o velocidad.

Para el cálculo de las potencias las correlaciones se basan en la norma BS EN ISO 9906:2012.



**Figura 39.** Diagrama de los procesos de transformación de la energía.

### 3.2.1 Cálculo de potencia eléctrica del sistema (P<sub>2</sub>)-

La bomba se encuentra accionada por un motor eléctrico, la potencia eléctrica del motor trifásico se puede calcular a partir de los rendimientos de la bomba y el motor. (Mataix, 2005, p. 394)

$$P_2 = \sqrt{3}.V_o.A1.\cos \phi \quad (\text{Ec. 0. 16})$$

$$\cos \phi = 0.8$$

Donde:

$P_2 =$  Potencia eléctrica de la bomba (W), (potencia entrada)

$V_o =$  Voltaje del sistema (Volt)

$A1 =$  Amperaje del sistema (A)

$\cos \phi =$  Ángulo de desfase entre los vectores  $V$  y  $I$

$$P_2 = 579.23 \text{ (W)}$$

### 3.2.2 Cálculo de la potencia mecánica del sistema (P<sub>gr</sub>).

Designada como potencia del eje, y tiene la siguiente expresión:

$$P_{gr} = \frac{2.\pi}{60}.N.T \quad (\text{Ec. 0. 17})$$

Donde:

$P_2 =$  Potencia mecánica de la bomba (W)

$N =$  Velocidad de rotación del motor (rpm)

$T = \text{Torque (N.m)}$

$$T = F \cdot dr$$

$$dr = 0.165 \text{ (m)}$$

Donde:

$F = \text{Fuerza del dinamómetro (N)}$

$dr = \text{Distancia del rotor al dinamo (m)}$

$$T1 = 1.5 * 0.165 = 0.561 \text{ (Nm)}$$

$$P_{gr} = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot 855 * 0.561$$

$$P_{gr} = 50.22 \text{ (W)}$$

### 3.2.3 Cálculo de la potencia hidráulica del sistema (PH).

Designada como la potencia suministrada por el eje del impulsor al fluido en la bomba

$$P_h = \rho_{25} * g * Q * H \quad (\text{Ec. 0.18})$$

$$P_h = 997.13 * 9.81 * 1.94 * 0.3295$$

$$P_h = 997.13 * 9.81 * 1.94 * 0.3295$$

$$P_h = 6252.85 \text{ (W)}$$

## 3.3 Cálculo de Eficiencias.

### 3.3.1 Cálculo de eficiencia de la bomba

Esta eficiencia se logra a través de dos transformaciones de energía.

$$\eta = \frac{P_h}{P_2} * 100$$

$$\eta = \frac{6252.85}{579.23} * 100$$

$$\eta = \frac{6252.85}{579.23} * 100$$

$$\eta = 10.51 \%$$

### 3.3.2 Cálculo de eficiencia general

Es designada como la relación entre la potencia hidráulica y mecánica en medios estáticos.

$$\eta = \frac{P_h}{P_{gr}} * 100$$

$$\eta = \frac{6252.85}{50.22} * 100$$

$$\eta = 12.92 \%$$

## CAPÍTULO 4

### SELECCIÓN DE PARÁMETROS E INSTRUMENTOS PARA EL BANCO DE PRUEBAS DE BOMBAS CENTRIFUGAS

#### 4.1 Parámetros de selección de instrumentos

El presente capítulo tratará acerca de la selección de instrumentos eléctricos y electrónicos que se utilizarán en el banco de pruebas para

bombas centrifugas con el propósito de visualizar el comportamiento de las bombas centrifugas y así poder cuantificar sus rendimientos energéticos, eficiencias y su comportamiento en general.

Para esto es necesario receptar y codificar una serie de magnitudes físicas que a continuación se lista con los rangos de fluctuación para cada grado de aceptación según la norma BS EN ISO 9906:2012.

**Tabla 22.**

**Magnitudes físicas con sus amplitudes permisibles de fluctuación**

CANTIDAD MEDIDA	Amplitud permisible de las fluctuaciones		
	%	GRADO 1	GRA DO 2% GRA DO 3 %
Tasa de flujo	±2	±3	±6
Cabeza diferencial	±3	±4	±10
Cabeza de salida	±2	±3	±6
Cabeza de entrada	±2	±3	±6
Potencia de entrada	±2	±3	±6
Velocidad de rotación	±0,5	±1	±2
Esfuerzo de torsión	±2	±3	±6
Temperatura	0,3°C	0,3°C	0,3°C

**Fuente:**(ISO9906, 2012)

De acuerdo con lo expuesto se necesita instrumentos de medición con iguales o mejores características mecánicas-físicas, rangos, resoluciones y adaptables a las condiciones de trabajo de los instrumentos mecánicos. Además, como se utilizará instrumentos certificados debido a la precisión y exactitud de las mediciones lo cual vendrá especificado en las hojas técnicas que ofrece el fabricante y cumpla con los periodos de calibración de los instrumentos como lo sugiere en la norma mencionada anteriormente y que a continuación se despliega.

Tabla 23.

## Periodos de calibración de los instrumentos

Equipo	Periodo	Equipo	Periodo
<b>TASA DE FLUJO</b>		<b>POTENCIA DE ENTRADA</b>	
Pesaje tanque	1	Dinamómetro	0,5
Tanque volumétrico	10	Medidor de torque	1
Venturi, boquilla	a	Motor calibrado	NRc
Orificio, Vertedero		Vatímetro	1
Turbina	1	Engranajes	10
Electromagnético	1b		
Ultrasónico	0,5	<b>CABEZA</b>	
Medidor de corriente	2	Tubo de Bourdon	0,33
<b>VELOCIDAD DE LA BOMBA</b>		Peso muerto	NR
Tacómetro	3	Manómetro	NR
Electrónico (engranaje de dientes)	NRc	Transductores	0,33
Frecuencia de respuesta			
Dispositivos		<b>TEMPERATURA</b>	
Magnético	10	Eléctrico	2
Óptico	10	Mercurio	5
Estroboscopia	5		

a. No se requiere a menos que se sospeche un cambio crítico en una dimensión  
b. Secundario (procesador electrónico) La sección primaria debe calibrarse cada cinco años  
c. A menos que haya fallas mecánicas o eléctricas

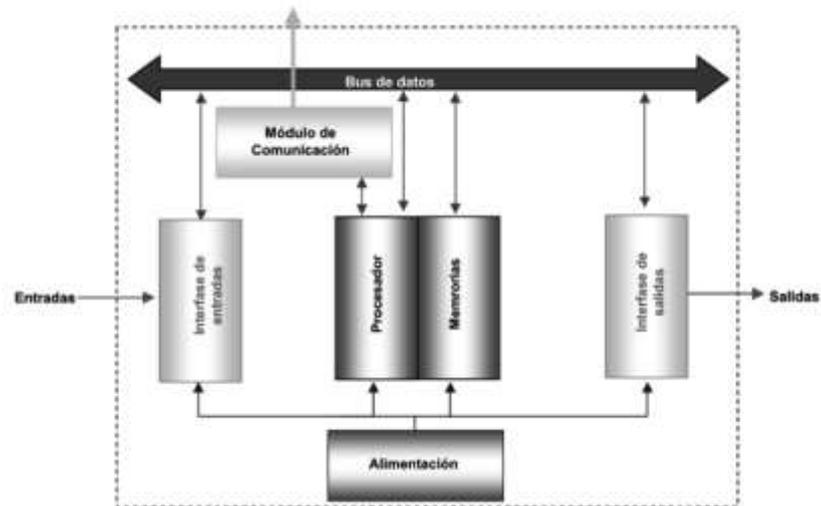
Fuente: (ISO9906, 2012).

La utilización de sensores más precisos ofrecerá una mejor sensibilidad ya que las mediciones se realizarán de forma continua a lo largo de todo el rango de medición de los instrumentos. Por lo que se necesita sensores cuyas salidas sean continuas (salidas analógicas) y no discretas, ya que se perdería en buena cantidad el rango de medición y la resolución necesaria para esta adquisición de datos.

## 4.2 Sistema de control

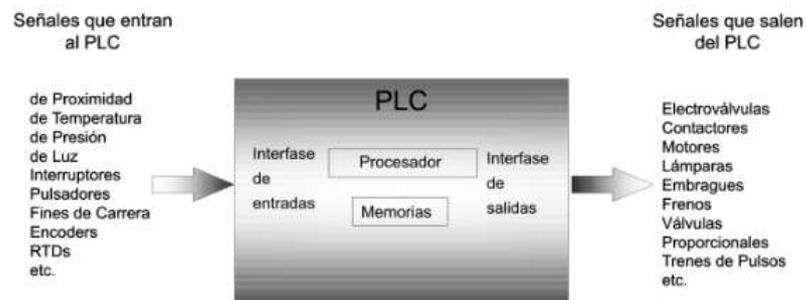
### 4.2.1 Adquisición de datos PLC

Según lo define la Asociación Nacional de Fabricantes Eléctricos de los Estados es un dispositivo digital electrónico con una memoria programable para el almacenamiento de instrucciones, permitiendo la implementación de funciones específicas como ser: lógicas, secuenciales, temporizadas, de conteo y aritméticas; con el objeto de controlar máquinas y procesos.(Grupo MICRO, 2003)



**Figura 40.** Estructura Básica de un PLC

Fuente: (M. Moreno, 2002, p. 11)



**Figura 41.** Desarrollo de un proceso en un PLC

Fuente: (M. Moreno, 2002, p. 13)

## 4.2.2 Requerimientos para la adquisición de datos en el banco de pruebas para bombas centrífugas.

### 4.2.2.1 Descripción de la adquisición de datos.

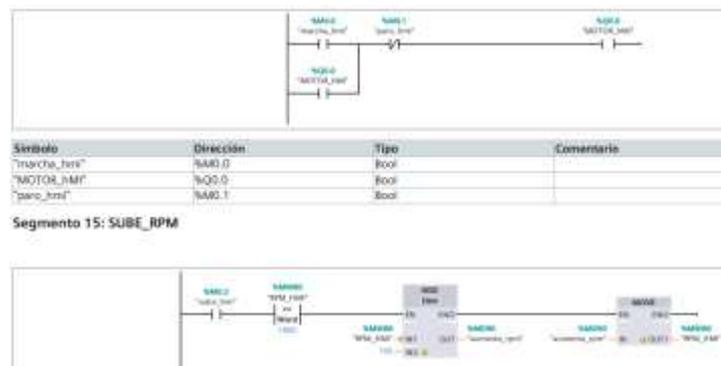
El objetivo de implantar un sistema de control en el Banco de Pruebas es con el fin de obtener las curvas características de las bombas centrífugas, por lo cual se requiere implementar un panel para la

observación y almacenamiento de datos, considerando las condiciones requeridas para el banco.

El esquema constará de un PLC, un touch panel, sensores y alimentación respectiva para la bomba centrífuga. Por medio de indicadores en el touch panel se representará condiciones tales como el nivel del tanque y diversas operaciones de la bomba.

El sistema de control se basa en un modo semiautomático en el que el operador tendrá que regular el variador de frecuencia para aumentar o disminuir la velocidad de a bomba hasta obtener el número de revoluciones y caudal deseado.

Para la obtención de los datos de la bomba el programa constara de indicadores en tiempo real de las variables directas y así lograr obtener las gráficas de las curvas de las bombas o una adquisición de datos para cualquier fin estudiantil.



**Figura 42.** Desarrollo para la adquisición de datos

Como es un sistema industrial se debe considerar los sistemas de seguridad tanto para los equipos como para el operador por lo que el programa contara con indicadores de inicio y paro tanto para el motor como para accionar la bomba, además constara con un indicador de paro de emergencia en el touch panel.

**4.2.2.2 Requisitos técnicos para el programa de adquisición de datos**

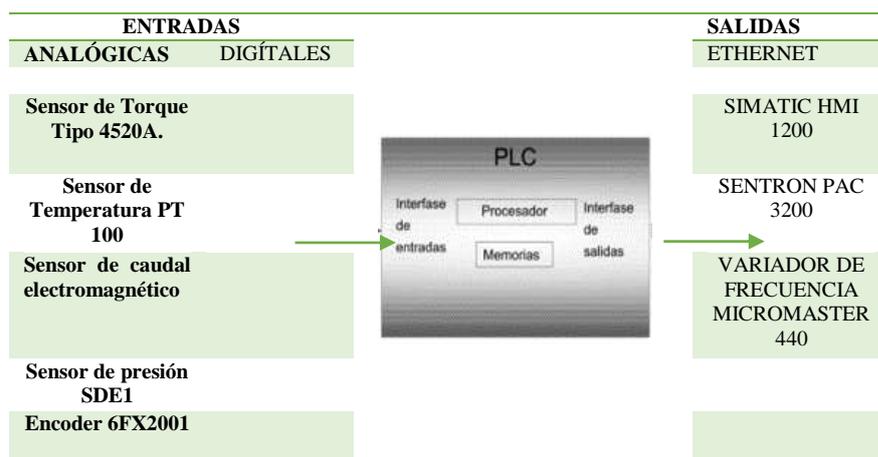
**a. Memoria:**

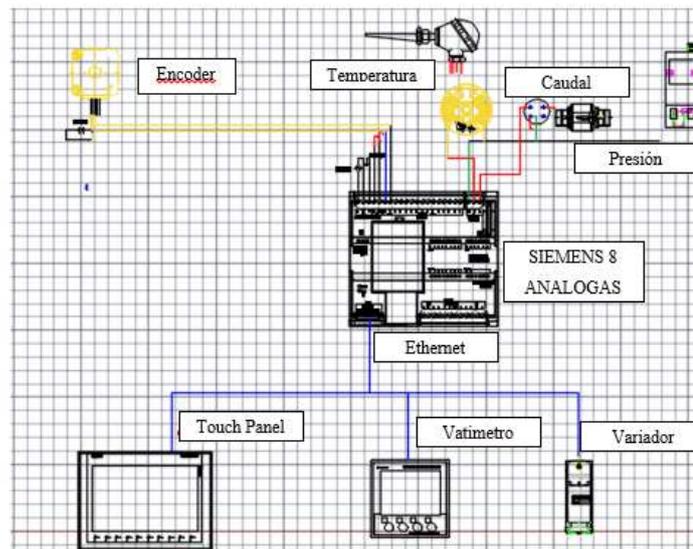
El PLC cuenta con miles de cientos de direcciones para acumular información.

**b. Datos del sumario:**

Se puede obtener señales a la entrada y salida del PLC, la misma que puede tener fichas constantes y alfanuméricos. Las variables de temperatura, presión y posición se pueden obtener en el PLC por medio de sensores, termocuplas, encoders, en la salida podemos tener electroválvulas, todas estas codificadas por medio de señales analógicas o digitales.

**Tabla 24. Requerimientos de entrada y salida del PLC**





**Figura 43.** TOPOLOGÍA DE RED

**c. Fuente de alimentación:**

Suministra el voltaje a todos los módulos que se conecten al PLC, su función es reducir y adaptar el voltaje de entrada, que es de valores elevados a valores más bajos y de corriente directa.

**Tabla 25.**

**Requerimientos fuente de alimentación PLC.**

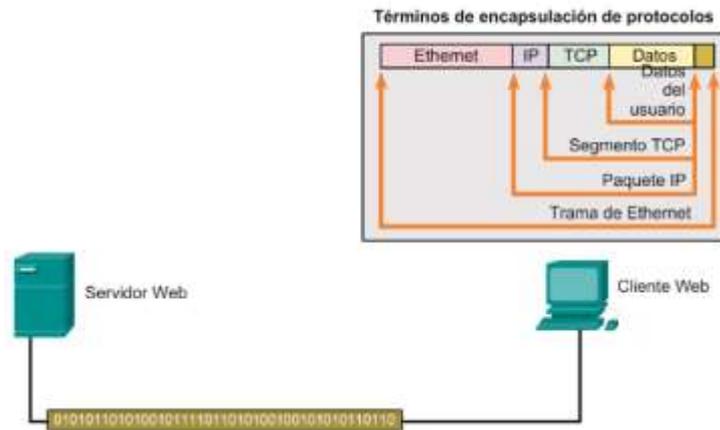
Características de entrada - salida		Características de alimentación		Características ambientales	
Tipo	Voltaje	Voltaje entrada	240 VAC	Margen de temperatura	15-20 °C
Destino	Conversión analógica	Voltaje salida	4 VDC A 24 VDC	Humedad Relativa	60%
		Corriente de salida	5 Amperios		
		Frecuencia	60 Hz		
		Protecciones	Sobre corrientes y voltajes		

**d. Protocolo de comunicación:**

Los protocolos de comunicación más utilizados en la automatización son:

- HART
- Profibus

- Fieldbus Foundation
- Profinet
- Ethernet



**Figura 44.** Diagrama de datos para red Ethernet

Fuente:(Coto, CISCO, 2008)

Para el Banco de pruebas planteado se trabajará con el bus Profinet y Ethernet considerando las siguientes ventajas y desventajas.

**Tabla 26.**

**Ventajas y Desventajas de las redes a utilizarse.**

<b>RED BUS PROFINET Y ETHERNET</b>	
<b>VENTAJAS</b>	<b>DESVENTAJAS</b>
Comunicación directa con todos los sensores y transmisores seleccionados (mismo lenguaje entre sensores), uso de base de datos común.	Personal especializado por lo que se necesita un programa adecuado y conocimiento.
Introducir modificaciones sin cambiar cableado	Centraliza el proceso mediante un software compatible con el PLC, influye el costo de las licencias del programa.
Mínimo espacio de ocupación	Condiciones ambientales adecuadas
Menor tiempo para el funcionamiento del proceso	
Facilidad de comunicación hombre máquina	
Excelente alcance con la red	

### 4.2.3 Selección del controlador lógico programable PLC.

**Tabla 27.**

**Diferentes PLCs Entradas/Salidas.**

	PLC	E/S
	modulares	Hasta 2,560
	compactos	Hasta 320

**Tabla 28.**

**Matriz de decisión para la selección del PLC.**

<i>Orden</i>	<i>Criterio</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>Punt</i>	<i>Índice</i>	<i>WF</i>
1	E/S	1	1	1	1	1	1	1	1	8	0,29	0,3
2	Memoria y comunicación		1	1	1	1	1	1	1	7	0,26	0,3
3	Motion control			0	1	1	1	1	1	5	0,19	0,2
4	Software			0,5	0	1	1	1	1	4,5	0,17	0,2
5	Costo						0,5	1	1	2,5	0,1	0,1
								Total		27	1.00	1

Orden	Criterio	WF	<i>SIMATIC S7-1200 SIEMENS</i>		<i>WAGO 787-722</i>		<i>FESTO FC34 20 digital inputs/outputs for 24 V DC</i>	
			RF	Valor	RF	Valor	RF	Valor
1	E/S	0,3	9	2,7	7	2,1	6	1,8
2	Memoria y comunicación	0,3	10	3	8	2,4	8	2,4
3	Motion control	0,2	8	1,6	7	1,4	5	1
4	Software	0,2	8	1,6	7	1,4	4	0,8
5	Costo	0,1	8	0,8	6	0,6	5	0,5
	<i>suma</i>	1		9,7		7,9		6,5
	<i>Prioridad</i>			1		2		3

El escogido para el Banco de Pruebas es el controlador lógico programable SIMATIC S7-1200 SIEMENS. Ver especificaciones técnicas en anexos.

### 4.3 Panel de Operador y Visualización.

SIMATIC HMI interfaces abiertas y estandarizadas de hardware y software, que permiten una fácil integración en sus sistemas de adquisición de datos. Características técnicas ver en anexos.

**Tabla 29.****Características SIMATIC HMI**

CARACTERÍSTICAS DESTACADAS
Serie de iniciación idónea para aplicaciones HMI sencillas
Montaje compatible con los SIMATIC HMI confort Panels y los SIMATIC HMI Basic Panels 4 y 6 pulgadas.
Escalabilidad flexible en la familia HMI
Pantalla panorámica de alta resolución y atenuables con 64,000 colores
Innovadora interfaz de usuario y facilidad de uso mejorada gracias a los nuevos controles y gráficos.
Funcionalidad táctil o con teclado para manejo intuitivo.
Interfaz para conexión con diversos PLC
Variantes para PROFIBUS y PROFINET
Archivado mediante lápiz USB
Ingeniería en el TIA Portal

**Fuente:** (Siemens, 2015, p. 85)

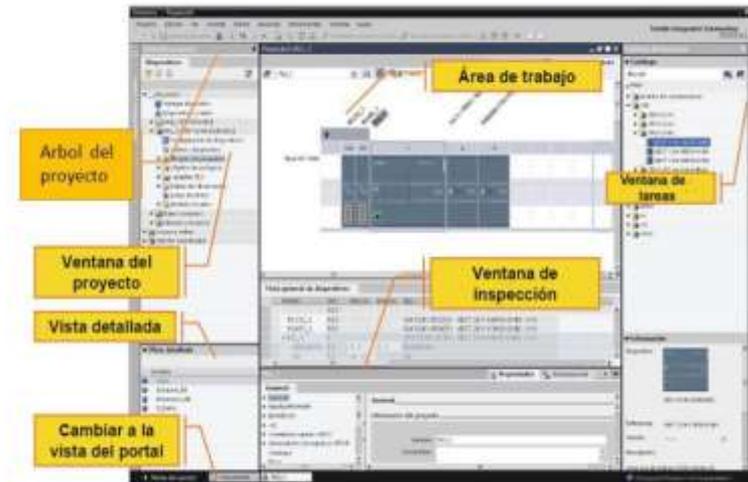
**4.3.1 TIA Portal v13 Basic para Simatic S7-1200.**

El software TIA PORTAL se ha desarrollado para tener ingeniería en operación y monitorización de variables mediante una plataforma de control.

**Figura 45.** Diagrama de flujo TIA PORTAL

Fuente: (Electrónica, 2012, p. 45)

#### 4.3.1.1 Desarrollo del proyecto en TIA portal.



**Figura 46.** Pantalla inicial del proyecto

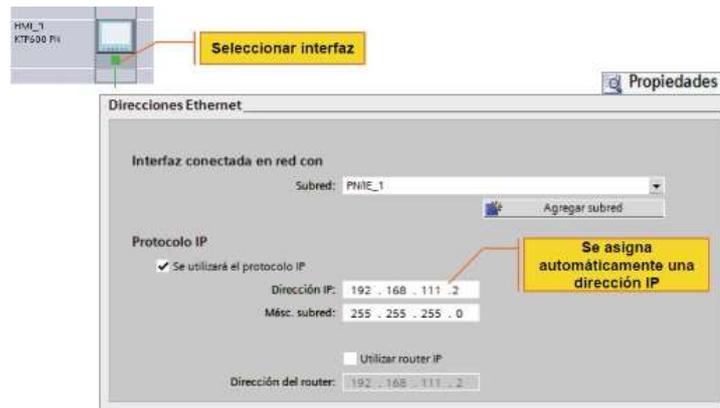
Mediante el inventario de hardware tenemos los módulos en la entrada:

- Analógica SDE1 representa sensor de presión.
- módulo para RTD que se lo usará para el sensor de temperatura PT-1000. Por ultimo estableceremos la dirección IP de cada sensor a ser guardada en el PLC.



**Figura 47.** Selección de módulos para sensores

Para agregar el touch panel KTP900 es necesario arrastrar el HMI desde el catálogo de hardware y obtener una dirección para el HMI y controlar a través de bus Ethernet.



**Figura 48.** Designación de IP para HMI

Podemos obtener el enlace por medio del CPU y el sistema operativo HMI.



**Figura 49.** Conexión CPU –HMI

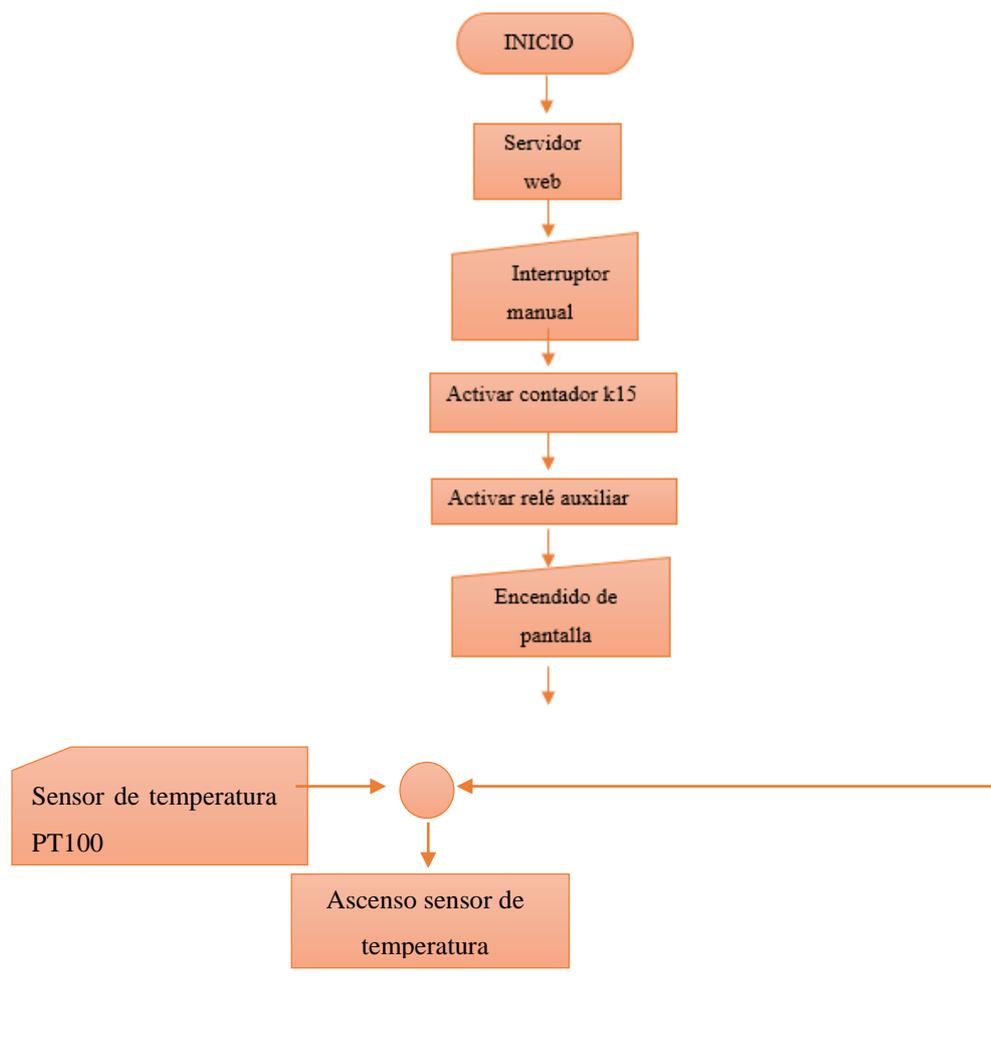
Para finalizar se realiza diferentes diseños en los que pueden abarcar botones de emergencia, avisos, procesos entre otros.

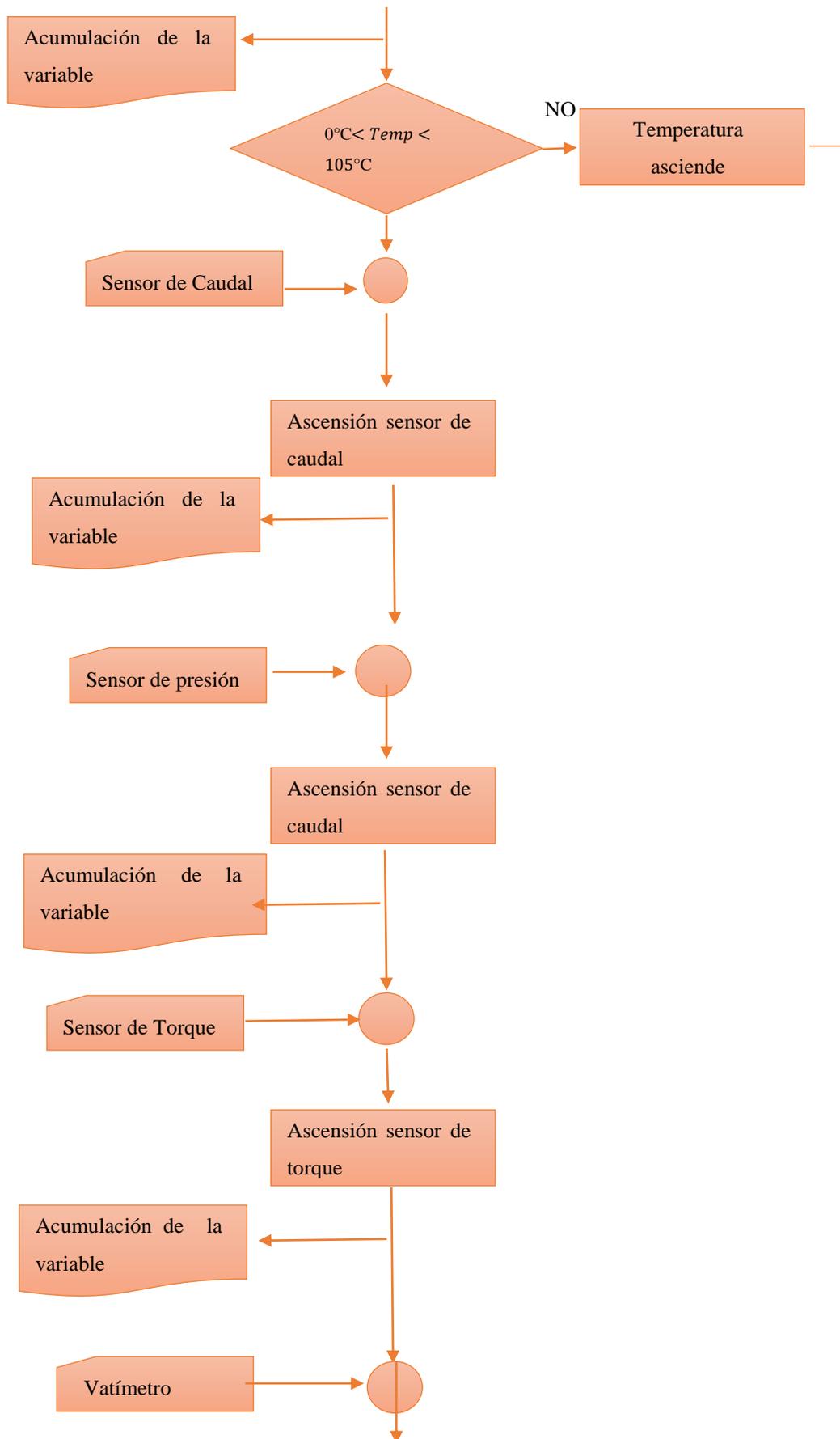


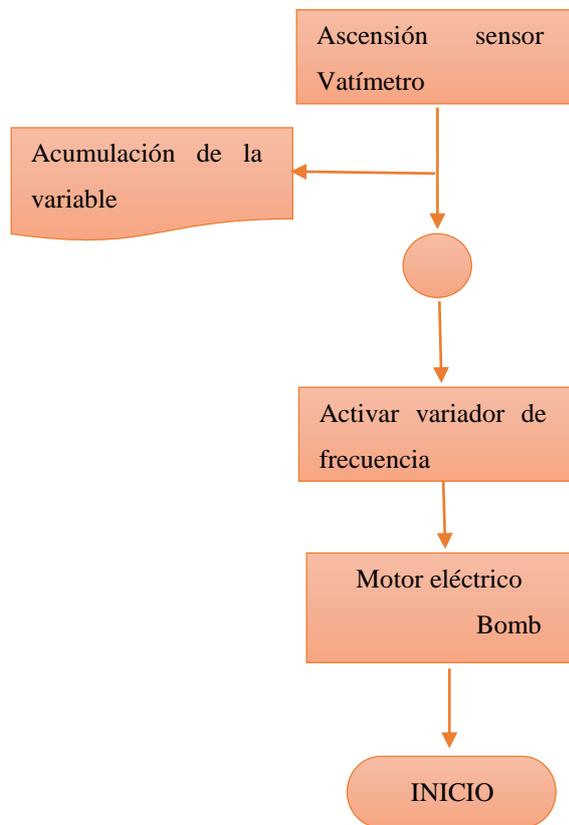
Figura 50. HMI banco de pruebas para bombas centrifugas.

#### 4.3.1.3 Diagrama de flujo para el programa con PLC S7-1200.

Se debe tener en cuenta que el contador K15 y relé RA activan el motor y el variador de frecuencia. El proceso de adquisición de datos se podrá observar mediante el diagrama de flujo presentado a continuación.







#### 4.3.1.4 Comunicaciones PC e INTOUCH para adquisición de datos.

Después de acumular todas las señales de todas las variables es necesario guardar los valores por medio del INTOUCH, el mismo que precisa de un documento en Microsoft Excel y este se encuentre ligado a Macros OPC57200Excel que por defecto su origen está en PC ACCESS lo que nos dará como resultado un aviso en tiempo real.



**Figura 51.** Ubicación de PC ACCESS

	A	B	C	D
1				
2				
3			1 Caudal	
4			1 Presión int	
5			15 Presión out	
6			0 Temperatura	
7			0 RPM	
8			0 Torque	
9			0 P. Electri	
10				

**Figura 52.** Documento de OPC creado y comunicado

#### 4.3.1.5 Generar curvas características con los datos obtenidos.

Una vez que se cuenta con los datos de las variables requeridas, se procede a realizar los respectivos cálculos en el mismo documento de EXCEL, los mismos que están basados en la norma BS EN ISO 9906:2012 y en el siguiente diagrama de flujo de los cálculos de las variables para un sistema hidráulico. Ver diagrama de flujo en Anexos.

#### 4.4 Selección de sensores y transductores.

Para la selección de los sensores a utilizarse en el banco de pruebas para bombas centrifugas se debe considerar varios factores, los cuales se describen a continuación:

Según la magnitud a medir:

- Magnitud a medir: Presión, Caudal, Temperatura, Torque, Corriente
- Rpm, Nivel.
- Señal de salida: 0...10 Voltios; 4...20 mA
- Exactitud deseada: Elevada
- Precisión deseada: Elevada
- Resolución: Elevada
- Estabilidad del sensor: Elevada
- Linealidad del sensor
- Tiempo de respuesta

Límites absolutos posibles de la magnitud a medir:

- Presión: 0-145 psi
- Caudal: 5-900 l/min
- Corriente: 0-15 A
- Temperatura: -50 – 400 °C
- Torque: 1 – 1000 Nm

Además de los factores expuestos anteriormente es esencial considerar otros factores que influyen de una manera indirecta en la selección de los sensores tales como:

- Peso
- Dimensiones
- Vida media
- Disponibilidad
- Costo

Para la selección de los diferentes sensores se realizó una matriz de decisión entre los diferentes sensores que se presentan en la norma BS en ISO 9906:2012, con las características técnicas e ítems más relevantes en la adquisición de un sensor y transmisor.

#### 4.4.1 Sensor de presión.

Son elementos que convierten una magnitud física de presión (unidad de fuerza aplicada a una determinada superficie) en una magnitud eléctrica (señal de tensión variable o señal de intensidad) la cual será empleada en la adquisición de datos. Su rango de medida variará entre milésimas de bares a miles de bares.

En el mercado podemos encontrar básicamente dos tipologías: los mecánicos y los electrónicos.

**Tabla 30.**

**Tabla comparativa de los tipos de sensores y transductores de presión.**

Sensor o transductor	Aplicación	Modo operacional	Señal	Voltaje alimentación	Rango de medida	Disponibilidad en mercado
<b>Presión SITRANS P220</b>	Líquidos, gases, vapores	Piezorresistivo	4-20 mA	8-33 V	2,5-600 Bar	Importar
<b>Presión TURCK PT100</b>	Líquidos, gases, vapores	Piezorresistivo	4-20 mA	8-33 V	2,5-600 Bar	Importar
<b>Presión SDE1</b>	Líquidos, gases, vapores	Piezorresistivo	4-20 mA	8-33 V	-1 a 10 Bar	Disponible

**Tabla 31.**

**Matriz de decisión para la elección del sensor de presión.**

Orden	Criterio	1	2	3	4	5	6	7	8	Punt	Índice	WF	
1	Rango	1	1	1	1	1	1	1	1	8	0,29	0,3	
2	Precisión		1	1	1	1	1	1	1	7	0,26	0,3	
3	Sensibilidad			0	1	1	1	1	1	5	0,19	0,2	
4	Repetibilidad			0,5	0	1	1	1	1	4,5	0,17	0,2	
5	Costo						0,5	1	1	2,5	0,1	0,1	
										Total	27	1,00	1

Orden	Criterio	WF	Presión SDE1		Presión SITRANS P220		Presión SITRANS P220	
			RF	Valor	RF	Valor	RF	Valor
1	Rango	0,3	9	2,7	7	2,1	6	1,8
2	Precisión	0,3	10	3	8	2,4	8	2,4
3	Sensibilidad	0,2	8	1,6	7	1,4	5	1
4	Repetibilidad	0,2	8	1,6	7	1,4	4	0,8
5	Costo	0,1	8	0,8	6	0,6	5	0,5
	<b>suma</b>	1		9,7		7,9		6,5
	<b>Prioridad</b>			1		2		3

El escogido para el Banco de Pruebas es el sensor de presión electrónico FESTO SDE1-D10-G2-H18-L-PI-M8. Ver especificaciones del sensor en Anexos.

#### 4.4.2 Sensor de caudal.

Un sensor de caudal nos permite obtener masa o caudal volumétrico, para su asignación se debe considerar calibración y mantenimiento.

Tabla 32.

Tabla comparativa de los tipos de sensores de caudal.

Sensor de flujo	Líquidos recomendados	Pérdida de presión	Exactitud típica en %	Medidas y diámetros	Efecto viscoso	Coste
<b>Orificio</b>	Líquidos sucios y limpios; algunos líquidos viscosos	Medio	$\pm 2$ a $\pm 4$	10 a 30	Alto	Bajo
<b>Tubo Venturi</b>	Líquidos viscosos, sucios y limpios	Bajo	$\pm 1$	5 a 20	Alto	Medio
<b>Tubo Pitot</b>	Líquidos limpios	Muy bajo	$\pm 3$ a $\pm 5$	20 a 30	Bajo	Bajo
<b>Coriolis</b>	Gases, Fluidos viscoso, sucios, corrosivos, con T extrema alta o baja y con altas presiones.	NO	0,2 a 0,5 %	2,5mm a 150mm	Alto	Alto
<b>Electromagnético</b>	Líquidos sucios y limpios, líquidos viscosos y conductores	NO	$\pm 0,5$	5	No	Alto
<b>Ultrasónico (Doppler)</b>	Líquidos sucios y líquidos viscosos	No	$\pm 0,5$	5 a 30	No	Alto
<b>MAX PD meters</b>	Max se suelen especificar para medición de flujo intermitente, como inyección de <u>odorizante</u> en gas natural, o inyección de aditivos de anticorrosivos en las tuberías	No	$\pm 0,5$	200 a 1	No	Medio

Tabla 33.

Matriz de decisión para la elección del sensor de Caudal.

Orden	Criterio	1	2	3	4	5	6	7	8	Punt	Índice	WF
1	Precisión	1	1	1	1	1	1	1	1	8	0,26	0,3
2	Rango		1	1	1	1	1	1	1	7	0,23	0,2
3	Sensibilidad			0	1	1	1	1	1	5	0,16	0,2
4	Repetibilidad			0,5	0	1	1	1	1	4,5	0,15	0,2
5	Costo			1	1	1	1	1	1	6	0,19	0,2
Total										30.5	1.00	1

Orden	Criterio	WF	Caudalímetro Coriolis SITRANS FC MASS		Flujometro MAGN- INDUC		MAX PD Meters	
			RF	Valor	RF	Valor	RF	Valor
1	Rango	0,3	7	2.1	8	2.4	8	2.4
2	Precisión	0,2	10	2	8	1.6	8	1.6
3	Sensibilidad	0,2	8	1,6	8	1,6	5	1
4	Repetibilidad	0,2	8	1.6	7	1,4	4	0,8
5	Costo	0,2	9	1.8	6	1.2	7	1.4
	<b>suma</b>	1	9.1		8.2		7.2	
	<b>Prioridad</b>		1		2		3	

Para el Banco de Pruebas se utilizará el sensor de caudal electromagnético FESTO SM0150. Ver especificaciones el sensor en Anexos.

#### 4.4.3 Sensor de temperatura.

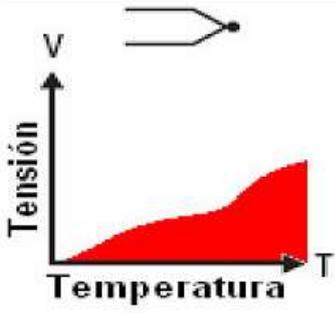
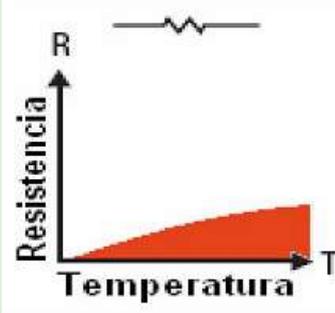
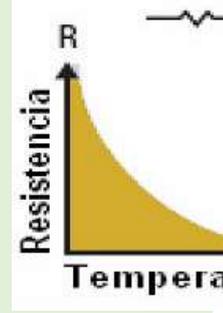
Se dispone de una gran variedad de sensores de temperatura para realizar las mediciones, a fin de seleccionar el mejor, para cada aplicación, se deben tener en cuenta varios factores:

- Temperatura Máxima
- Rango de Temperatura a medir
- Exactitud
- Velocidad de respuesta
- Costo
- Requerimiento de mantenimiento

Estos factores serán analizados a continuación en relación con los sensores de uso más frecuente, en las industrias de procesos:

Tabla 34.

Tabla comparativa de los tipos de sensores de temperatura

TERMOPAR	RTD	TERMISTOR
		
<b>VENTAJAS</b>	<b>VENTAJAS</b>	<b>VENTAJAS</b>
Rango -270...+1 800 °C	Rango -260...+850 °C	Rango -80...+150 °C
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sencillo</li> <li>• Robusto, resistencia a vibraciones y golpes</li> <li>• Económico</li> <li>• Amplia variedad de formas físicas</li> <li>• Gran rango de temperatura</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Muy estable</li> <li>• Amplio alcance de temperatura</li> <li>• Buena exactitud</li> <li>• Mejor linealidad que el termopar</li> <li>• Mejor deriva que el termopar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Costo accesible</li> <li>• Necesita medir a 2 hilos</li> <li>• mudanzas de resistencia a vs. Temperatura</li> <li>• Pequeños</li> <li>• Buena estabilidad</li> <li>• Respuesta rápida</li> </ul>
<b>DESVENTAJAS</b>	<b>DESVENTAJAS</b>	<b>DESVENTAJAS</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Baja estabilidad</li> <li>• Baja sensibilidad</li> <li>• Descenso de tensión</li> <li>• Necesita prestación en la unión fría</li> <li>• No lineal</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Costo elevado</li> <li>• Sensible y frágil cuando se enfrenta a vibraciones y golpes</li> <li>• Precisa de fuente de corriente</li> <li>• Necesita medir a 4 hilos para mejorar la precisión</li> <li>• Respuesta lenta</li> <li>• Sufre cortos cambios de resistencia</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Muy frágil</li> <li>• Necesita de conexión a fuente de corriente</li> <li>• Limitado alcance de temperatura</li> <li>• No lineal</li> </ul>

**Tabla 35.****Matriz de decisión para la elección del sensor de temperatura.**

Orden	Criterio	1	2	3	4	5	6	7	8	Punt	Índice	WF
1	Rango	1	1	1	1	1	1	1	1	8	0,26	0,3
2	Precisión		1	1	1	1	1	1	1	7	0,23	0,2
3	Sensibilidad			0	1	1	1	1	1	5	0,16	0,2
4	Repetibilidad			0,5	0	1	1	1	1	4,5	0,15	0,2
5	Costo			1	1	1	1	1	1	6	0,19	0,2
Total										30.5	1.00	1

Orden	Criterio	WF	TERMOPAR		RTD		TERMISTOR	
			RF	Valor	RF	Valor	RF	Valor
1	Rango	0,3	8	2.4	7	2.1	5	1.5
2	Precisión	0,2	8	1.6	9	1.8	6	1.2
3	Sensibilidad	0,2	7	1.4	8	1.6	5	1
4	Repetibilidad	0,2	8	1.6	7	1.4	4	0,8
5	Costo	0,2	6	1.2	8	1.6	5	1
<b>suma</b>		1	8.2		8.5		5.5	
<b>Prioridad</b>			2		1		3	

Para el Banco de Pruebas se utilizará el sensor de temperatura basado su funcionamiento en RTD, El SITRANS TH100 es ideal para mediciones PT100. Ver especificaciones en Anexos.

**4.4.4 Sensor de torque.**

Los sensores de par miden la fuerza de torsión a la que se somete un eje durante las diferentes fases de su funcionamiento, bien sea en arranque, dinámico o parada. Un transductor de par proporciona una variación mecánica en una eléctrica, en este caso una torsión se traduce en una variación de voltaje.

Los tipos de sensor de par son diferentes, pero por tecnología se dividen en estáticos o dinámicos, a su vez, estos últimos se dividen en sensores de par dinámicos sin escobillas o anillos rozantes y sensores de par con escobillas o anillos rozantes, a continuación, se detalla una tabla comparativa de sensores de torque.

Tabla 36.

## Características de los diferentes tipos de sensores de torque.

Par estático	Par dinámico con escobillas	Par con telemetría
Eje no rotativo	Medir el par o el torque en un eje rotativo.	Se emplea en instalaciones donde existen ejes muy grandes, por lo general, medida de par en turbinas de mucha potencia, generadores, motores de grandes buques
Señal es muy débil, propia de extensometría en mV/V	Altos valores de par, pero a bajas velocidades	
Aumentar señal de acondicionamiento o amplificación, para tener señal en corriente o tensión	La señal del puente wheatstone que compone la extensometría se transmite a la carcasa mediante las escobillas y de ahí al conector para obtener la señal de salida.	Sistema de alimentación por inducción, para instalaciones de larga duración
Modeladores para sensor de par con brida, sensor de par de doble eje macho, sensores de par tipo llave		Con pilas, para ensayos de unas pocas horas o días. Máxima versatilidad y rapidez de instalación
Muy bajos rangos hasta los 20000Nm		

Tabla 37.

## Matriz de decisión para la elección del sensor de torque

Orden	Criterio	1	2	3	4	5	6	7	8	Punt	Índice	WF
1	Rango	1	1	1	1	1	1	1	1	8	0,27	0,3
2	Precisión		1	1	1	1	1	1	1	7	0,23	0,2
3	Sensibilidad			0	1	1	1	1	1	5	0,17	0,2
4	Aplicación				1	1	1	1	1	5	0,17	0,2
5	Costo				1	1	1	1	1	5	0,17	0,2
Total										30	1.00	1
Orden	Criterio	WF	SENSOR DE PAR ESTÁTICO		SENSOR DE PAR DINÁMICO CON ESCOBILLAS		MEDIDA DE PAR CON TELEMETRÍA					
			RF	Valor	RF	Valor	RF	Valor				
1	Rango	0,3	7	2.1	7	2.1	8	2.4				
2	Precisión	0,2	8	1.6	9	1.8	8	1.6				
3	Sensibilidad	0,2	7	1,4	8	1,6	8	1.6				
4	Aplicación	0,2	5	1	8	1,6	4	0,8				
5	Costo	0,2	6	1.2	8	1.6	9	1.8				

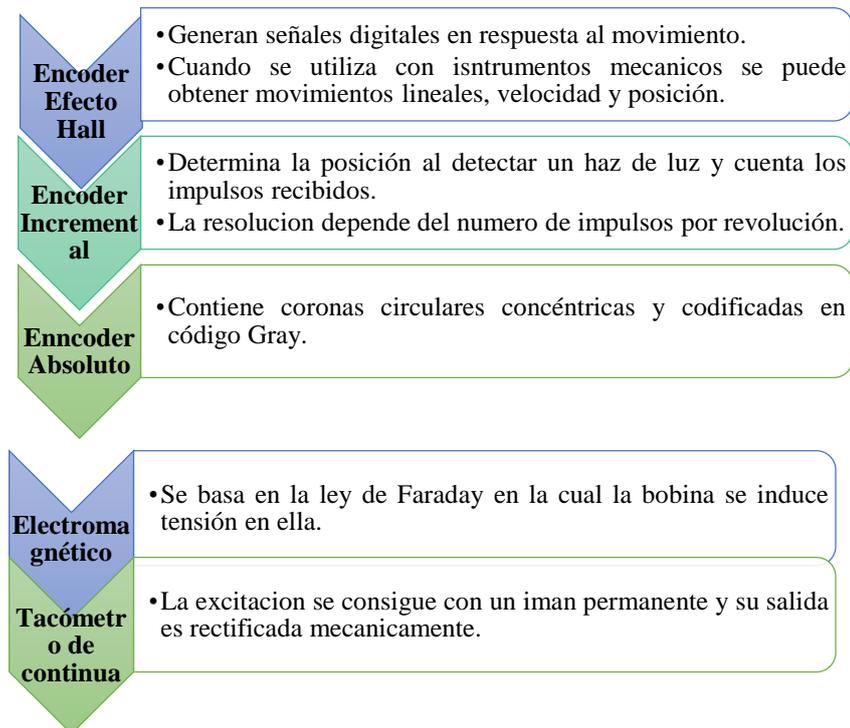
<b>suma</b>	1	7.3	8.7	8.2
<b>Prioridad</b>		3	1	2

Para el Banco de Pruebas se utilizará el sensor de TORQUE tipo 4520<sup>a</sup>.

Ver especificaciones en Anexos.

#### 4.4.5 TACÓMETRO.

El sensor de velocidad, es un aparato de medida, para determinar la velocidad en diferentes modos. Los modelos más usados, se acoplan por contacto o mecánicamente a un eje para conocer el número de RPM al girar, o bien utilizan determinados medios ópticos, evitando así el contacto físico entre los elementos a medir y el medidor. Entre los tipos de tacómetros tenemos:



**Figura 53.** Características de los diferentes tipos de tacómetros.

**Tabla 38.****Matriz de decisión para la elección del tacómetro.**

Orden	Criterio	1	2	3	4	5	6	7	8	Punt	Índice	WF
1	Rango	1	1	1	1	1	1	1	1	8	0,27	0,3
2	Precisión		1	1	1	1	1	1	1	7	0,23	0,2
3	Sensibilidad			0	1	1	1	1	1	5	0,17	0,2
4	Aplicación				1	1	1	1	1	5	0,17	0,2
5	Costo				1	1	1	1	1	5	0,17	0,2
Total										30	1,00	1
Orden	Criterio	WF	EFECTO HALL		INCREMENTAL		ABSOLUTO					
			RF	Valor	RF	Valor	RF	Valor				
1	Rango	0,3	6	2,3	9	2,1	7	2,4				
2	Precisión	0,2	8	1,9	8	1,8	7	1,6				
3	Sensibilidad	0,2	8	1,4	8	1,8	7	1,6				
4	Aplicación	0,2	5	1,2	8	1,8	4	0,8				
5	Costo	0,2	6	1,2	8	1,8	9	1,8				
<b>suma</b>		1	8,5		8,8		7,7					
<b>Prioridad</b>			3		1		2					

Para el Banco de Pruebas se utilizará el encoder incremental 6FX2001-2CB02, el mismo que será acoplado con el convertidor MICROMASTER 440 para obtener diferentes rpm. Ver especificaciones en Anexos.

#### 4.4.6 Vatímetro

También conocido como multitester, comprobador, polímetro, amperímetro, medidor o detector de tensión, el mismo que sirve para determinar parámetros eléctricos y electrónicos.

Tabla 39.

## Ventajas y desventajas de los diferentes Vatímetros.

Instrumento	Ventajas	Desventajas
<b>Medidor TYP-UT 71E y Medidor de potencia TYP-232</b>	Bajo Costo No requiere de energía de alimentación Se adapta a diferentes tipos de escalas no lineales	Poca resolución no proporciona más de 3 cifras % de fluctuación de erros a 0,5% Rapidez de lectura baja 1 lectura /segundo
<b>Sentron PAC 3200</b>	Alta resolución más de 9 cifras % de fluctuación (exactitud) +0,002% Rapidez de lectura supera las 1000 lecturas/según	Costo elevado Escalas no lineales son difíciles de introducir Requiere fuente de alimentación

Tabla 40. Matriz de decisión para la elección del vatímetro.

Orden	Criterio	1	2	3	4	5	6	7	8	Punt	Índice	WF
1	Rango	1	1	1	1	1	1	1	1	8	0,27	0,3
2	Precisión		1	1	1	1	1	1	1	7	0,23	0,2
3	Sensibilidad			0	1	1	1	1	1	5	0,17	0,2
4	Aplicación				1	1	1	1	1	5	0,17	0,2
5	Costo				1	1	1	1	1	5	0,17	0,2
Total										30	1,00	1
Orden	Criterio	WF	Multímetro TYP-UT 71E		Medidor de potencia TYP-232		Sentron PAC 3200					
			RF	Valor	RF	Valor	RF	Valor				
1	Rango	0,3	7	2.1	7	2.1	8	2.4				
2	Precisión	0,2	7	1.4	7	1.4	8	1.6				
3	Sensibilidad	0,2	7	1,4		1,4	8	1.6				
					7							
4	Aplicación	0,2	7	1,4	8	1,6	7	1,4				
5	Costo	0,2	6	1.2	7	1.2	5	1.0				
	<b>suma</b>	1			7.7		8					

7.5			
<b>Prioridad</b>	3	2	1

El Vatímetro SENTRON PAC 3200. Ver especificaciones en anexos.

#### **4.5 Diseño del sistema hidráulico e implementación de instrumentos.**

El banco de pruebas para bombas centrifugas contiene en su estructura varios elementos individuales los cuales son:

- Equipo eléctrico, Bomba centrifuga, Motor.
- Tanque de reserva.
- Sistema hidráulico de succión y descarga.
- Anillos de presión.

##### **4.5.1 Selección para diámetro de succión y descarga de la bomba centrifuga**

Mediante un estudio óptimo de varios de los comerciantes de bombas centrifugas en Ecuador se pudo determinar mediante su potencia que se encuentra en el rango de 10 HP a 20 HP, modelo y marca los diámetros más usados en la industria actual y por lo cual tenemos los siguientes resultados.



7.5 HP														
MARCA	MODELO		DIAMETRO DE SUCCION (Pulg.)						DIAMETRO DESCARGA (Pulg.)					
	Monofásicas	Trifásicas	1	1 1/4	1 1/2	2	3	4	1	1 1/4	1 1/2	2	3	4
PEDROLLO	-	CP 220AM				X						X		
PEDROLLO	-	2CP 32/210B				X			X					
SPERONI	-	2CP 32/210B				X			X					
SPERONI	-	2C 40/180C				X				X				
SPERONI	-	75 ME 50				X				X				
SPERONI	-	CS 32-200 B				X			X					
SPERONI	-	CS 40-200 B				X				X				
SPERONI	-	CS 50-160 B				X				X				
SPERONI	-	CS 65-160 E				X					X			
SPERONI	-	CX 40-200/5,5				X				X				
			0	0	0	10	0	0	0	3	5	2	0	0

Figura 54. Diámetros de succión y descarga en Bomba de 7.5 HP

10 HP														
MARCA	MODELO		DIAMETRO DE SUCCION (Pulg.)						DIAMETRO DESCARGA (Pulg.)					
	Monofásicas	Trifásicas	1	1 1/4	1 1/2	2	3	4	1	1 1/4	1 1/2	2	3	4
PEDROLLO	-	2CP 40/180A				X					X			
SPERONI	-	CX 50-200/7,5					X					X		
SPERONI	-	CS 32-200 A				X						X		
SPERONI	-	CS 40-200 A				X				X				
SPERONI	-	CS 50-160 A					X					X		
SPERONI	-	CS 65-160 D					X					X		
SPERONI	-	CX 40-200/7,5				X				X				
BARNES	-	AE 4 100						X						X
FRANKLIN ELECTRIC	-	10FPDC1-1/2-T				X				X				
FRANKLIN ELECTRIC	-	10FPDC1-1/2-S				X				X				
			0	0	0	6	3	1	0	0	5	4	0	1

Figura 55. Diámetros de succión y descarga en Bomba de 10 HP

15 HP			DIAMETRO DE SUCCION (Pulg.)						DIAMETRO DESCARGA (Pulg.)					
MARCA	MODELO		1	1 1/4	1 1/2	2	3	4	1	1 1/4	1 1/2	2	3	4
	Monofásicas	Trifásicas												
BARNES	AE 4 15	-						X						X
FRANKLIN ELECTRIC	-	15FPDB2-T					X					X		
FRANKLIN ELECTRIC	-	15FPDB3-T						X					X	
FRANKLIN ELECTRIC	-	15FPDC1-1/2-T				X				X				
SPERONI	-	2C 32/215A				X			X					
SPERONI	-	2C 40/200A				X				X				
SPERONI	-	CS 32-250 B				X			X					
SPERONI	-	CS 40-250 B				X				X				
SPERONI	-	CS 50-200 B					X					X		
SPERONI	-	CS 65-160 B					X					X		
			0	0	0	5	3	2	0	2	3	3	1	1

**Figura 56.** Diámetros de succión y descarga en Bomba de 15 HP

Resultados de la elección del diámetro de succión y descarga para la bomba centrífuga y a la vez con estos resultados se estimara con certeza los diámetros de las tuberías de succión y descarga y de los diferentes sensores y accesorios a usarse en el diseño de Banco de Pruebas.

DIAMETRO DE SUCCIÓN (Pulg.)					
1	1 1/4	1 1/2	2	3	4
15,56%	13,33%	15,56%	<b>37,78%</b>	13,33%	4,44%



**Figura 57.** Estadística de diámetro de succión más comercializado



**Figura 58.** Estadística de diámetro de descarga más comercializado

#### 4.5.2 Selección de válvulas para la entrada y salida del banco de pruebas

En la industria actualmente se utiliza en sistemas de fluidos válvulas manuales como, por ejemplo: compuerta, bola, globo y mariposa.

<b>Válvula de Compuerta</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>•Pequeña caída de presión cuando esta totalmente abierta</li> <li>•Se usa en aplicaciones de agua y aire.</li> </ul>
<b>Válvula de Bola</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>•Muy buena capacidad de cierre y son prácticas porque para abrir y cerrar la válvula es tan sencillo como girar la manivela 90°</li> <li>•Se pueden hacer de 'paso completo', lo que significa que la apertura de la válvula es del mismo tamaño que el interior de las tuberías y esto resulta en una muy pequeña caída de presión</li> <li>•Esta no es adecuada para su uso en una posición de apertura parcial para ningún propósito, tal como el control de caudal</li> </ul>
<b>Válvula de Globo</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>•La válvula de globo es adecuada para utilizarse en una amplia variedad de aplicaciones, desde el control de caudal hasta el control abierto-cerrado (On-Off)</li> <li>•El control de caudal está determinado no por el tamaño de la abertura en el asiento de la válvula, sino más bien por el levantamiento del tapón de la válvula</li> <li>•Se utiliza en la posición parcialmente abierta, hay pocas posibilidades de daños al asiento o al tapón por el fluido°.</li> </ul>
<b>Válvula de mariposa</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>•Es un tipo de dispositivo para control de fluido , se usa para regular líquido que fluye a través de una sección de la tubería</li> <li>•Similar a una válvula de bola.</li> <li>•La placa tiene una barra a través de ella esta conectada con una manija o caja reductora en el exterior de la válvula.</li> </ul>

**Figura 59.** Características de las válvulas

A continuación, mediante el análisis con una matriz de decisión se tomará las mejores alternativas para seleccionar los accesorios en este caso válvulas que formaran parte del Banco de Pruebas.

**Tabla 41.**

**Matriz de decisión de las diferentes válvulas para la selección en la entrada del banco.**

Orden	Criterio	1	2	3	4	5	6	7	8	Punt	Índice	WF
1	Presión	1	1	1	1	1	1	1	1	8	0,302	0,30
2	Caudal	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1	7	0,264	0,26
3	Temperatura			0,5	1	1	1	1	1	5	0,189	0,19
4	Diferencia de presiones			0,5	1	1	1	1	1	5,5	0,208	0,21
5	Precio								0 1	1	0,038	0,04
									Total	26,5	1,000	1

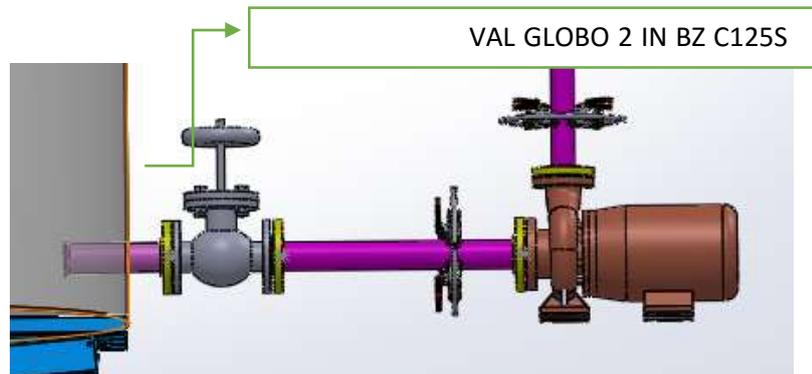
**Bronze**

**150 lb.**

**VAL GLOBO**

Orden	Criterio	WF	Globe Valve 300 SWP, 1000 WOG, Non-Shock		Globe Cast Steel Valve Bonney Forge		2 IN BZ C125S NPT	
			RF	Valor	RF	Valor	RF	Valor
1	Presión	0,30	10	3,02	10	3,02	10	3,02
2	Caudal	0,26	7	2,11	8	2,42	9	2,72
3	Temperatura	0,19	9	2,72	8	2,42	10	3,02
4	Diferencia de presiones	0,21	7	2,11	6	1,81	8	2,42
5	Precio	0,04	10	3,02	5	1,51	8	2,42
<i>Suma</i>		1	12,98		11,17		13,58	
<i>Prioridad</i>			2		3		1	

De estas 3 válvulas direccionales se escogió la válvula: VAL GLOBO 2 IN BZ C125S NPT. Ver especificaciones técnicas en el Anexo.



**Figura 60.** Banco de Pruebas para Bombas Centrífugas

**Tabla 42.**

**Matriz de decisión de las diferentes válvulas para la selección en la entrada del banco**

Orden	Criterio	1	2	3	4	5	6	7	8	Punt	Índice	WF
1	Presión	1	1	1	1	1	1	1	1	8	0,302	0,30
2	Caudal	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1	7	0,264	0,26
3	Temperatura			0,5	1	1	1	1	1	5	0,189	0,19
4	Diferencia de presiones			0,5	1	1	1	1	1	5,5	0,208	0,21

5	Precio	0	1	1	0,038	0,04
			Total	26,5	1,000	1

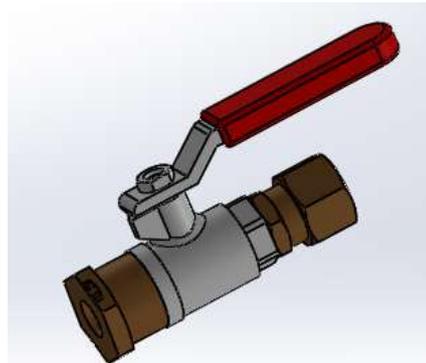
Orden	Criterio	WF	Mariposa Valve LD - 838 PROVINDUS 150 PSI		150 PSI. Apollo valves 141/143		VAL MARIPOSA 2 175PSI WAFER	
			RF	Valor	RF	Valor	RF	Valor
1	Presión	0,30	10	3,02	10	3,02	10	3,02
2	Caudal	0,26	7	2,11	8	2,42	9	2,72
3	Temperatura	0,19	9	2,72	8	2,42	10	3,02
4	Diferencia de presiones	de 0,21	7	2,11	6	1,81	8	2,42
5	Precio	0,04	10	3,02	5	1,51	8	2,42
<b>Suma</b>		1	12,98		11,17		13,58	
<b>Prioridad</b>			2		3		1	

De estas 3 válvulas de mariposa se escogió la válvula: VAL MARIPOSA 2 175PSI WAFER. Ver especificaciones técnicas en el Anexo.

#### 4.5.3 Selección de la válvula para los anillos de presión estática.

Como en las demás válvulas lo que se debe tener en cuenta en la selección es la presión y caudal máximos a la cual puede trabajar la válvula de presión estática (Catálogo ver Anexos).

Válvula de esfera cromada, macho-hembra y palanca. Paso estándar



**Figura 61.** Válvula de esfera cromada, macho-hembra y palanca.

Fuente. (3D CONTENTCENTRAL, 2014)

#### 4.5.4 Selección de las bridas para el banco de pruebas

**Tabla 43.**

**Matriz de decisión para la selección de la brida**

Orden	Criterio	1	2	3	4	5	6	7	8	Punt	Índice	WF
1	Material	0	0,5	1	1	1	1	1	1	6,5	0,26	0,3
2	Condiciones de servicio	0,5	0	1	1	1	1	1	1	6,5	0,26	0,3
3	Dimensiones			0	1	1	1	1	1	5	0,20	0,2
4	Forma de unión			0,5	0	1	1	1	1	4,5	0,18	0,2
5	Precio						0,5	1	1	2,5	0,1	0,1
Total										25	1,00	1

Orden	Criterio	WF	BRIDAS CON ASIENTO PARA SOLDAR		BRIDAS ROSCADAS		BRIDAS DESLIZANTES	
			RF	Valor	RF	Valor	RF	Valor
1	Material	0,3	8	2,4	10	2,3	6	1,38
2	Condiciones de servicio	0,3	8	2,4	9	2,07	8	1,84
3	Dimensiones	0,2	6	1,2	10	2,3	5	1,15
4	Forma de unión	0,2	6	1,2	4	0,92	4	0,92
5	Precio	0,1	3	0,3	5	1,15	5	1,15
<b>suma</b>		1	7,5		12,65		10,12	
<b>Prioridad</b>			3		1		2	

Para el Banco de Pruebas se utilizará bridas roscadas

Ver especificaciones técnicas en Anexos.

#### 4.5.5 Resumen de materiales a utilizarse en todo el banco de pruebas

**Tabla 44.**

**Lista de materiales a emplearse en la línea de succión.**

<b>LÍNEA DE SUCCIÓN</b>			
<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>	<b>Función</b>	<b>Proveedor</b>
2	Tubería de 2"	Transporte de fluido	HCJ
1	Válvula de globo de 2"	Control de flujo	LA LLAVE
2	Bridas ANSI 150 lb. RF-WN-STD	Unión bomba y tubería	ACEROS INDUSTRIALES

**Tabla 45.**

**Lista de materiales a emplearse en la línea de descarga.**

<b>LÍNEA DE DESCARGA</b>			
<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>	<b>Función</b>	<b>Proveedor</b>
2	Tubería de 1 1/2"	Transporte de fluido	HCJ
1	Codo	Direccionar flujo	WELDBEND
1	Válvula de Mariposa de 1 1/2" 175PSI WAFER	Control de flujo	LA LLAVE
2	Bridas ANSI 150 lb. RF-WN-STD	Unión bomba y tubería	ACEROS INDUSTRIALES

**Tabla 46.**

**Lista de materiales a emplearse en los anillos de presión.**

<b>ANILLOS DE PRESIÓN</b>			
<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>	<b>Función</b>	<b>Proveedor</b>
8	Válvulas esféricas cromada, macho-hembra y palanca 1/4	Control de flujo	HCJ
1.55	Tubería 5/16 acero A36	Direccionar	HCJ

		flujo	
7	Uniones 100-4-4	Conexión	HCJ
7	Neplos B68-5/16*1/4	Conexión	HCJ

**Tabla 47.****Lista de materiales a emplearse en la línea de alimentación.**

<b>LÍNEA DE ALIMENTACIÓN</b>			
<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>	<b>Función</b>	<b>Proveedor</b>
2	Tubería 1/2"	Transporte de fluido	HCJ
1	Codo 90 grados, cédula STD	Direccionar flujo	WELDBEND
1	Válvula de filtro 1/2"	Limpieza	LA LLAVE
2	Universal 1/2"	Conexión	Grimasa
1	Unión IPS 1/2"	Conexión	Grimasa
1	Llave de compuerta 1/2" 240psi	Control de flujo	LA LLAVE
1	Tanque de ROTOPLAS Ver especificaciones en los anexos	Almacenamiento de fluido	ROTOPLAS

**4.5.2 Hoja de procesos de la construcción de los anillos de presión.**

La hoja de proceso de una pieza es una hoja informativa en la que se recogen todas las características necesarias para su fabricación, operaciones a realizar y su secuencia de trabajo, tratados de forma secuencial, y con un proceso lógico y estudiado de fabricación, máquinas que intervienen en su mecanizado, herramientas que se han de utilizar y sus características, así como los cálculos técnicos. (Gora, 2012).  
Hoja de procesos ver en Anexos.

**4.5.3 Montaje de los instrumentos y del banco en general.**

Después de realizar el análisis de todos los elementos que formaran parte del banco de pruebas, se procederá a la simulación de cada actividad para llegar al montaje final del banco, las mismas que se detallan en la tabla 48:

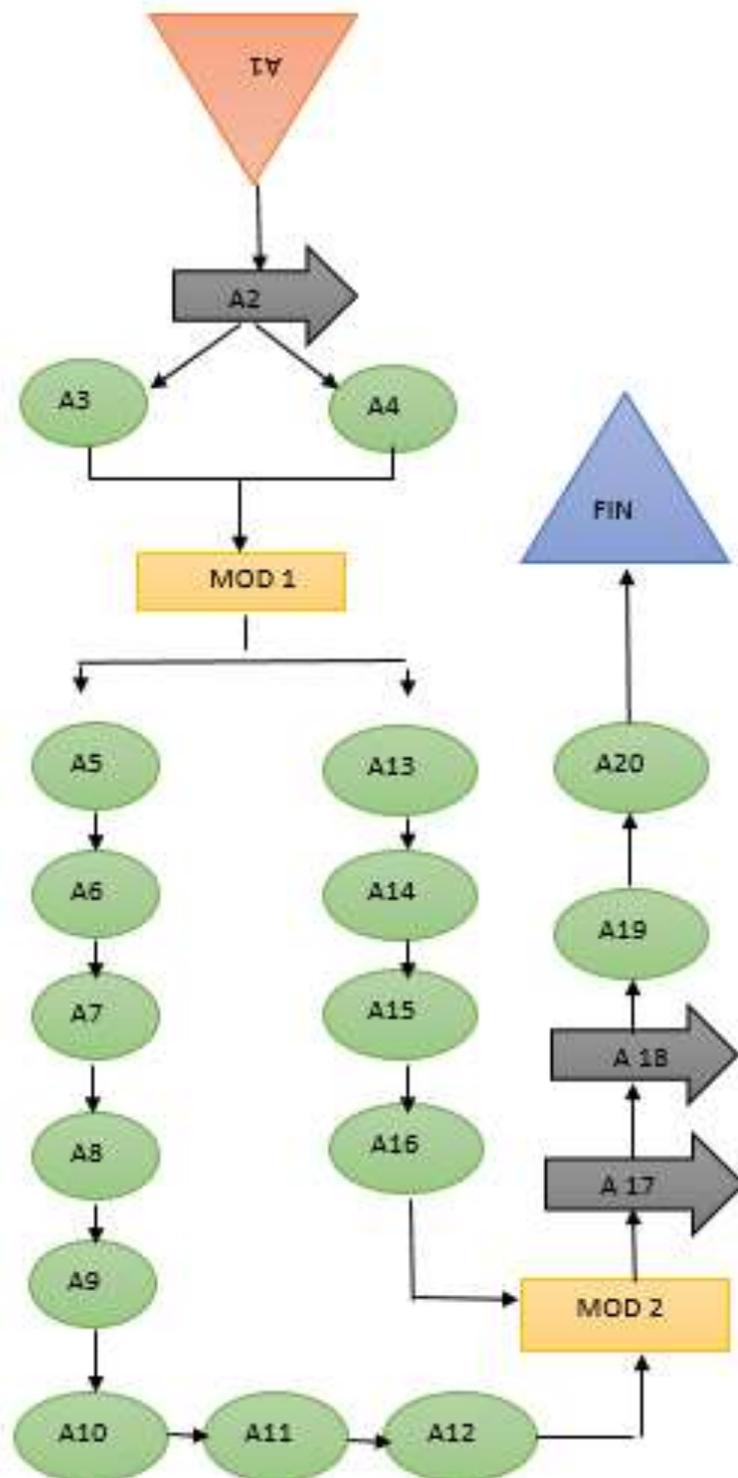
**Tabla 48.****Actividades a realizarse en el montaje de banco de pruebas**

<b>Actividad</b>	<b>Código</b>
Almacenamiento de herramientas y equipos	A1
Transportar y ubicar el motor, la bomba y el medidor de torque alineados respectivamente en un solo eje.	A2
Colocar el tanque a una distancia prudente hasta lograr las conexiones de la tubería.	A3
Conectar las tuberías de succión, de descarga y los respectivos anillos de presión, tomando en cuenta las medidas que debe existir desde las bridas hasta los anillos	A4
Colocar las válvulas en la succión y descarga respectiva.	A5
Alinear el tanque a todo el sistema hidráulico.	A6
Conectar la línea de alimentación al tanque.	A7
Ubicar los respectivos equipos para adquisición de datos	A8
Colocar el touch panel y la pc a una distancia prudente del Banco de pruebas.	A9
Conectar todo el sistema ETHERNET	A10
Conectar la fuente de los sensores al sistema eléctrico.	A11
Colocar los respectivos sensores en cada parte del banco.	A12
Ubicar el sensor de presión SDE1 en los respectivos anillos de presión (enroscar).	A13
Colocar el sensor de caudal electromagnético en la línea de succión	A14
Conectar los sensores a la tarjeta de adquisición de datos y a la respectiva alimentación por medio de los cables	A15
Tomar datos durante 10 minutos hasta que se estabilice el sistema	A16
Adquirir datos y procesar al Excel programado para que se realicen los respectivos cálculos.	A17
Obtener las potencias y eficiencias de la bomba para evaluar.	A18
Registrar los datos en la hoja de reporte proporcionada por la norma BS EN ISO 9906:2012, como se observa en la Tabla (49).	A19
Obtener las curvas características de la bomba centrífuga y comparar sus respectivas tolerancias con las fluctuaciones especificadas en la norma BS EN ISO 9906:2012	

Tabla 49.

## Informe de prueba según la norma BS EN ISO 9906:2012

INFORME DE PRUEBA									
<b>Datos ordenados</b>	Orden No.				Fin orden				
	Tipo				Item No.				
<b>Garantía/ Datos de orden</b>	Clase de prueba de aceptación: ISO 9906				Puntos medidos: 5				
	Q	$[m^3/h]$	16,8	Q	$[l/s]$	4,67			
	H	$[m]$	52,5	$P_N$	$[kW]$	4,16			
	$\eta$	$[\%]$	51,4	$P_{mot}$	$[kW]$	6,3			
	$\eta_N$	$[1/min]$	3500	$\rho$	$[kg/dm^3]$	1,39			
	NPSHR	$[m]$	1,4						
<b>Datos del Impeller</b>	Diámetro de Impeller [mm] 163				Tipo remaching A15				
<b>Condiciones de prueba</b>	Tipo de prueba: cerrado				Prueba media: agua fría				
	Punto de medición de succión lateral 66,05 mm				Descarga punto de medición lateral 4,30mm				
<b>Datos de Motor</b>	Prueba de motor No. 22C/60								
<b>Valores prueba de velocidad</b>		<b>Prueba NPSH</b>			<b>Presión barométrica [hPa] 962,59; 9,82 [m]</b>				
Meas. Pt./No.	Dimensión	1	2	3	4	5	6	7	8 9
n	1/min	3575	3589	3581	3569	3565			
Hin	m	-8,12	-8,32	-8,15	-8,05	-7,31			
	m	44,44	46,24	46,15	39,33	31,97			
	m	0,61	0,05	0,26	1,47	2,63			
	m	53,16	54,62	54,56	48,86	41,9			
	m <sup>3</sup> /h	17,06	4,98	11,2	26,59	35,52			
	l/s	4,74	1,38	3,11	7,38	9,87			
	m	0,1	0,01	0,04	0,24	0,42			
	C	29,28	29,27	29,27	29,32	29,38			
	m	0,42	0,42	0,42	0,42	0,43			
	m	1,37	1,08	1,28	1,58	2,5			
<b>Valores de velocidad garantizados</b>									
<b>3500 min-1</b>	H	m	50,96	51,94	52,12	46,99	40,39		
	Q	m <sup>3</sup> /h	16,7	4,86	10,95	26,07	34,87		
	Q	l/s	4,64	1,35	3,04	7,24	9,69		
	NPSH	m	1,31	1,02	1,22	1,52	2,41		
<b>Observaciones:</b>			Registro de prueba No.						
			Probado:			Cliente:			



**Figura 62.** Diagrama de flujo para acoplamiento de elementos en el Banco de pruebas

## **CAPÍTULO 5**

### **PRESUPUESTO Y FINANCIAMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS CENTRIFUGAS**

#### **5.1 Introducción**

En el presente capítulo se analizará la inversión del proyecto propuesto en el cuál se puede apreciar la lista de costos directos e indirectos para poner en funcionamiento al banco de pruebas para bombas centrifugas.

Para los costos directos del banco de pruebas incluyen los costos de elementos e instrumentos en donde se puede encontrar proveedores y elementos del sistema hidráulico, además de la ingeniería de diseño.

Los costos indirectos se basan en costos ya realizados con respecto a la investigación y elaboración del banco.

## 5.2 Costos directos

**Tabla 50.**

### Costo para adquisición de datos

ELEMENTO	CANTIDAD	PROVEEDOR	COSTO UNITARIO [USD]	COSTO TOTAL [USD]
<b>SISTEMA DE CONTROL</b>				
CPU 1214C DC/DC/DC, alimentación 24VDC. Incorpora 14 DI a 24 VDC, 10 DC a 24 VDC, 2 AI (0-10VDC), memoria 100KB. Con puerto de comunicación Profinet / Industrial Ethernet RJ45 10/100Mbps. Capacidad de ampliación hasta 1 seña, 8 módulos de señal (SM) y 3 módulos de comunicación (CM).	1	INASEL SIEMENS	610,3	610,3
Simatic Basic Panel KTP900 a color, pantalla de 9", táctil y 8 teclas de función. Display TFT de alta resolución, 64.000 colores, formato widescreen. Con interfaz PROFINET /Industrial Ethernet y USB. Configurable con software TIA PORTAL WinCC V13 Basic ó superior.	1	INASEL SIEMENS	2082,5	2082,5
<b>SUBTOTAL DEL SISTEMA DE CONTROL</b>				<b>\$ 2692,8</b>

Fuente: (INASEL CIA.LTDA, 2016)

Tabla 51.

## Costos de sensores y transductores

	Elemento	Cantidad	Proveedor	Costo unitario [USD]	Costo total [USD]
<b>SENSORES Y TRANSDUCTORES</b>					
SENSOR DE PRESIÓN	Sensor de presión electrónico SDE1-D10-G2-H18-L-PI-M8.	1	ECUAINSETE C	305,77	610,3
	Racor orientable QSL-1/8-6	1	ECUAINSETE C	2,86	2,86
	Cable conector DOL-0804-G05M	1	ECUAINSETE C	27,45	27,45
SENSOR DE CAUDAL	Flujo metro mag-induc SM0510	1	ECUAINSETE C	1904,05	1904,05
SENSOR DE TEMPERATURA	SITRANS TH100: Transmisor de temperatura para montaje sobre el elemento sensor de conexión tipo DIN B, señal de salida 4-20 mA, separación galvánica, para PT-100. Sin protección de explosión.	1	INASEL SIEMENS	134,94	134,94
	PT-100 Longitud de montaje 100 mm., conexión eléctrica de 3 hilos y 4hilos, rango de medición de -50 a 400°C, termopozo de acuerdo con DIN 43722, conexión a proceso rosca 1/2" NPT, para aplicaciones en ambientes no explosivos	1	INASEL SIEMENS	185,28	185,28
VARIADOR DE FRECUENCIA	Variador de frecuencia para motor de inducción trifásico 220VAC. Corriente de salida: 54A. MICROMASTER 440. Incluye panel operador.	1	INASEL SIEMENS	2481,15	2481,15
MULTI MEDIDOR	Sentron PAC 3200 Ue= 690/400Vac trifásico, Uc= 95..240VAC, 140...340VDC	1	INASEL SIEMENS	612,85	612,85
SENSOR DE TORQUE	4520A100 Kistler Instrumente AG	1	AREC KISTLER	16429	16429

ENCODER INCREM	ENCODER INCREM. 6FX2001-2EB02 CON RS 422(TTL), 1024 I/V, BRIDA SINCRONA EJE 6MM TENSION EMPLEO: 5 V BRIDA RADIAL	1	INASEL SIEMENS	299,54	299,54
					22687,42
<b>SUBTOTAL DE SENSORES Y TRANSDUCTORES</b>					<b>22687,42</b>

**Tabla 52.**

**Costos del sistema hidráulico**

Elemento	Cantidad	Proveedor	Costo unitario [USD]	Costo total [USD]
<b>SISTEMA HIDRAULICO</b>				
Tubería de 2"	1	HCJ	30	30
<b>Sistema de succión hidráulica</b>				
Bridas ANSI 150 lb. RF-WN-STD	1	HGB Aceros industriales	20,69	20,69
<b>Sistema de descarga hidráulica</b>				
Codo de 90 cedula Estándar	1	HGB Aceros industriales	15	15
Bridas ANSI 150 lb. RF-WN-STD	1	HGB Aceros industriales	20,69	20,69
Tubería de 1 ½"	1	HCJ	27,45	27,45
<b>Sistema alimentación hidráulica</b>				
Codo 1/2" X 90 grados HG	1	HCJ	0,6	0,6
Válvula de filtro 1/2"	1	HCJ	2,3	2,3
Unión IPS 1/2"	1	HCJ	0,34	0,34
Llave de compuerta 1/2" 240psi	1	HCJ	2,42	2,42
Universal 1/2" HG	1	HCJ	1,5	1,5
Tanque de almacenamiento Rotoplas	1	Rotoplas	115	115

<b>Otros</b>	Gasto de envío de elementos y sensores		200	200
	Pernos MILX80 y pernos 5/8x4	Castillo H.	8	8
<b>SUBTOTAL SISTEMA HIDRÁULICO</b>				<b>443,99</b>

**Tabla 53.****Costos de elementos mecánicos**

Elemento	Cantidad	Proveedor	Costo unitario [USD]	Costo total [USD]
<b>ELEMENTOS MECANICOS</b>				
B.CENTRIF.CORVEX EJE LIBRE IS50-32-250 +M. ABB STD. M2QA132M2B 15HP 3600RPM	1	INDUCOM	3.516,80	3.516,80
Válvula de globo de 2in BZ C125S NPT	1	LA LLAVE	178,96	178,96
Válvula de Mariposa de 1 1/2" 175PSI WAFER	1	LA LLAVE	86,15	86,15
<b>SUBTOTAL DE ELEMENTOS MECANICOS</b>				<b>3.781,91</b>

**Tabla 54.****Costos del anillo colector de presión estática**

MATERIALES CONSUMIBLES CONSTRUCCION ANILLO COLECTOR				
Elemento	Cantidad	Proveedor	Costo unitario [USD]	Costo total [USD]
Válvulas esféricas Bronce, macho-hembra y palanca ¼	8	HCJ	4,5	31,5
Tubería 5/16	2	HCJ	4,95	7,67

Uniones 100-4-4	8	HCJ	2,68	18,76
Neplos B68-5/16*1/4	8	HCJ	1,75	12,25
Válvulas mariposa para drenar	4	HCJ	4,25	17
<b>SUBTOTAL DE LOS ANILLOS COLECTORES</b>				<b>\$ 87,18</b>

### 5.2.1 Total de costos directos

**Tabla 55.**

#### Costos totales directos

Costos directos	
Subtotal del sistema de control	2692,8
Subtotal de sensores y transductores	22687,42
Subtotal sistema hidráulico	443,99
Subtotal de elementos mecánicos	3.781,91
Subtotal de los anillos colectores	87,18
<b>Total, de costos directos</b>	<b>29693,3</b>

### 5.3 Costos indirectos

**Tabla 56.**

#### Costos consumibles

DETALLE	Cantidad	Unidad	Costo unitario [USD]	Costo total [USD]
Adquisición de la Norma ISO 9906	1	n/a	300	300
Traductor MULTILIZER	1	n/a	250	250
Servicios profesionales Docente	400	Horas	18	7200
Servicios estudiante	400	Horas	15	6000
Subtotal				13750

## 5.4 Costo total del proyecto

**Tabla 57.**

**Costos totales del proyecto**

<b>COSTOS TOTALES DEL PROYECTO</b>	
<b>COSTOS DIRECTOS</b>	<b>29693,3</b>
<b>COSTOS INDIRECTOS</b>	<b>13750</b>
<b>TOTAL</b>	<b>43443,3</b>

## CAPÍTULO 6

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 6.1 Conclusiones

- Se desarrolló la ingeniería conceptual, básica y de detalle para la implementación de un Banco de Pruebas para Bombas Centrifugas bajo la norma BS EN ISO 9906:2012.
- Las variables que influyen en el proceso del comportamiento del fluido y la configuración de la bomba centrifuga se determinaron mediante cálculos experimentales de ingeniería en cuanto al caudal, altura útil, potencias y eficiencias.
- Se estableció mediante un análisis estadístico que se debe utilizar bombas centrifugas hasta de 20 Hp con un diámetro de succión de 2" que corresponde al 37.78 % de bombas comercializadas en Ecuador y de descarga de 1" o 2", que corresponden al 36.67% y 22.22 % respectivamente, estas son implementadas constantemente a nivel industrial y en diversas aplicaciones.
- Se estableció que para obtener la mejor precisión, sensibilidad, exactitud y rapidez en los instrumentos y en el módulo de adquisición de datos, las empresas SIEMENS Y FESTO proporcionaron en sus sensores y transductores porcentajes de fluctuaciones óptimos y con un periodo de calibración similar al que exige la norma.
- Fue necesario diseñar y construir un anillo hidráulico para la medición de presiones en la succión y en la descarga del sistema, con el fin de obtener todas las medidas de presión estática en un solo transductor de presión dando como resultado una adquisición de datos más rápida y de fácil lectura al ser presentada en la pantalla digital.
- Se validó el banco de pruebas para bombas centrifugas mediante el uso de un software denominado TIA PORTAL, el mismo que está asociado al PLC Siemenes S7-1200 en el que se puede observar la primera aproximación a las curvas centrifugas reales de una bomba centrifuga.

- El análisis de los costos nos permite determinar el monto total para la construcción y montaje del banco de pruebas. En base al diseño óptimo, cada uno de los elementos constitutivos, van a ser construidos y adquiridos considerando el precio de mercado de los mismos, permitiendo de esta manera tener un costo adecuado para la consecución de este proyecto.

## **6.2. Recomendaciones**

- Para la prueba de las bombas centrifugas se deberá tomar en cuenta las condiciones de operación que se requieren según la norma BS EN ISO 9906:2012 las mismas que deben ser realizadas con agua limpia y fría, además los criterios de aceptación se darán según las calificaciones de la tabla de fluctuaciones planteadas en dicha norma y la tolerancia del grado de aceptación se aplicara a un solo punto de garantía si no es así se realizara en otros puntos de servicio pero con el grado de aceptación 3.
- Para evitar vórtices, cavitación en la bomba y parámetros que afecten a los sensores y transductores se recomienda que la tubería hidráulica tenga una medida de 12 D, los diámetros nominales de las tuberías deben ser como mínimo iguales a los diámetros nominales de las bridas de la bomba, la velocidad de circulación del flujo en sistemas hidráulicos no debe exceder el valor de 2,5 m/s.
- Utilizar el botón de emergencia ubicado en el touch panel con el fin de evitar sobrecargas en los instrumentos de medida y sistema eléctrico, además seguir las instrucciones de seguridad y manejo del banco, a fin de impedir accidentes al personal.
- Utilizar aparatos de calibración según los intervalos que se establecen en la tabla 30 tanto para los sensores como para el anillo colector de presión estática, así se lograra garantizar la precisión y exactitud en las medidas.
- Dar un mantenimiento preventivo a todo el banco de pruebas cada seis meses, para de esta manera evitar posibles daños y averías que podrían perjudicar la integridad de la estructura hidráulica.

## BIBLIOGRAFÍA

- 3D CONTENTCENTRAL. (2014). *Piezas, ensamblajes en 2D y 3D*.
- ALFALAVAL. (2008). Línea completa de bombas Alfa Laval.pdf. Retrieved November 26, 2015, from [http://local.alfalaval.com/es-es/contact-us/distribuidoresyagentes/Documents/L%C3%ADnea completa de bombas Alfa Laval.pdf](http://local.alfalaval.com/es-es/contact-us/distribuidoresyagentes/Documents/L%C3%ADnea%20completa%20de%20bombas%20Alfa%20Laval.pdf)
- Amancio, M., & Flores, R. R. (n.d.). Curvas características.
- Anderson, S. y W. (1998). *Métodos Cuantitativos aplicados a la administración*.
- Angel, J. L. A. del. (2012). Diagnóstico, mantenimiento y puesta en marcha del equipo grupo bombas alternativas. Retrieved November 18, 2015, from <http://cdigital.uv.mx/bitstream/123456789/32652/1/gamboalira.pdf>
- ANSI3.6. (2011). American National Standard for for Hydraulic Performance Acceptance Tests.
- Bellows, J. C., & Bellows, J. (2000). *Activity Diagrams and Operation Architecture*. Technologies Group Inc.
- Bomberos, emergencias y algo mas. (n.d.). Álabes de una bomba centrifuga.
- Castro, K., Paulina, R., Guido, C., & Ruiz, C. (2016). Sistemas de bombeo y golpe de ariete en bombas.
- Coto, I. A. (2008). Capítulo 3 : Objetivos.
- Crane. (1996). Flujo en fluidos en válvulas, accesorios y tuberías, 79. <http://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Delgado, M., Morales, A., & Perez, V. (2011). Elaboración de plan de mejora de gestión de mantenimiento en el déficit del sistema de bombeo. Retrieved from <http://docslide.us/documents/trabajo-de-mantenimiento-55a74f0cb0cab.html>
- Electrónica, C. D. E. I. (2012). SEDE QUITO-CAMPUS SUR.
- Fans Madison. (2013). Madison Gas and Electric - Madison, Wisconsin. Retrieved December 2, 2015, from [https://www.mge.com/saving-energy/business/bea/article\\_detail.htm?nid=1818](https://www.mge.com/saving-energy/business/bea/article_detail.htm?nid=1818)
- Fernández Díez, P. (2003). Ingeniería Energética. Bombas Centrífugas, 179.
- Friedrich, J. G. (2013). *Centrifugal Pumps. Journal of Chemical Information and Modeling* (Third, Vol. 53). <http://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>

- GRUNDFOS. (2013). Bombeo de aguas residuales. Retrieved December 2, 2015, from [http://net.grundfos.com/doc/webnet/waterutility/\\_assets/downloads/bge/sewage-handbook\\_bge.pdf](http://net.grundfos.com/doc/webnet/waterutility/_assets/downloads/bge/sewage-handbook_bge.pdf)
- Grupo MICRO. (2003). Micro report. *ISO 9901 Y ISO 14001*, 37. Retrieved from <http://microautomacion.com/files/MR37.pdf>
- Heras, S. D. Las. (2011). *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas. UPCGrau* ; (Vol. 9). Retrieved from <http://oden.cbuc.cat/mendeley/enviaamendeley.php?bibid=.b52274950&inst=CCUC>
- IMFIA. (2009). Generalidades. turbomáquinas ., 1–17.
- INASEL CIA.LTDA. (2016). Equipamiento y servicios electrónicos.
- ISO9906. (2012). *Rotodynamic pumps- Hydraulic performance acceptance tests- Grades 1,2 and 3*.
- Liñan, A. (2007). Las ecuaciones de Euler de la mecánica de fluidos. *Real Academia de Ciencias Y Universidad Politécnica de Madrid*, 151–177.
- M. Moreno. (2002). Controlador Lógico Programable (PLC). *Automación Micromecánica S.a.i.c*, I, 84. Retrieved from <http://www.microautomacion.com/capacitacion/Manual061ControladorLgicoProgramablePLC.pdf>
- Mataix, C. (2005). Mecánica de fluido y máquinas hidráulicas.
- Siemens. (2015). Catálogo General de Productos. Retrieved from [https://www.industry.siemens.com/home/aan/es/argentina/Documents/CatalogoProductosSiemens\\_MAY2015.pdf](https://www.industry.siemens.com/home/aan/es/argentina/Documents/CatalogoProductosSiemens_MAY2015.pdf)
- Streeter, V., & Bedford, K. (2010). *Mecánica de fluidos*.
- Toskano Gérard Bruno. (1960). *Ánisis jerárquico (AHP)*.
- William W. Peng. (1807). Wiley: Fundamentals of Turbomachinery - William W. Peng. Retrieved March 1, 2016, from <http://www.wiley.com/WileyCDA/WileyTitle/productCd-0470124229.html>

# **ANEXOS**

# ANEXO A

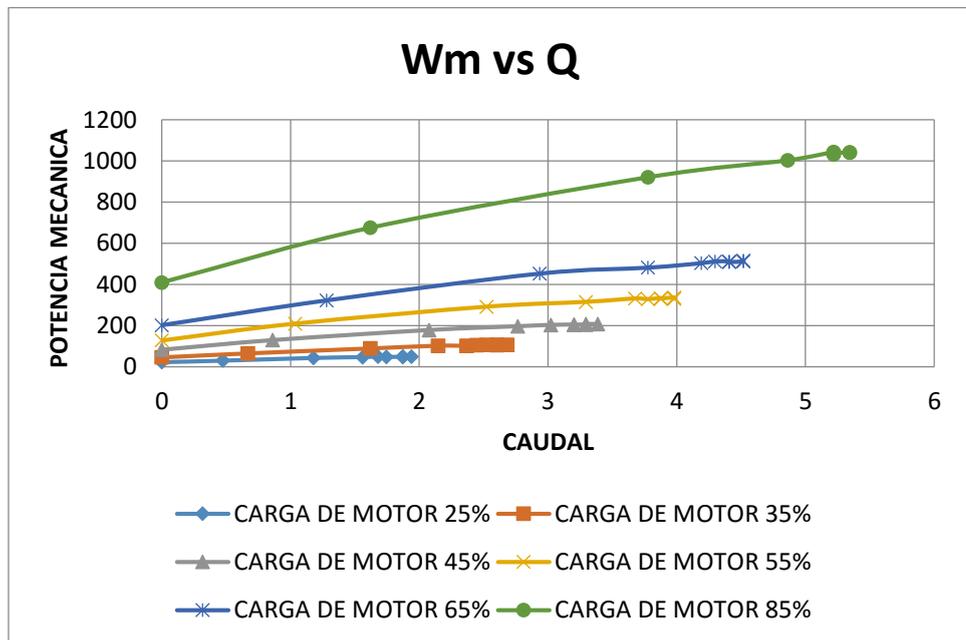
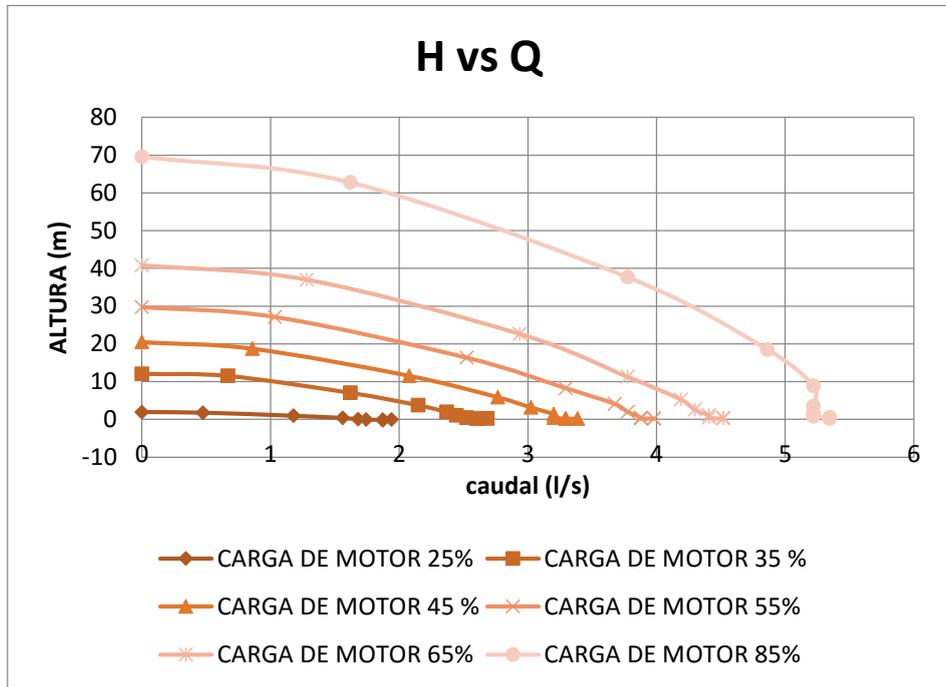
## PROPIEDADES DEL AGUA

## ANEXO B

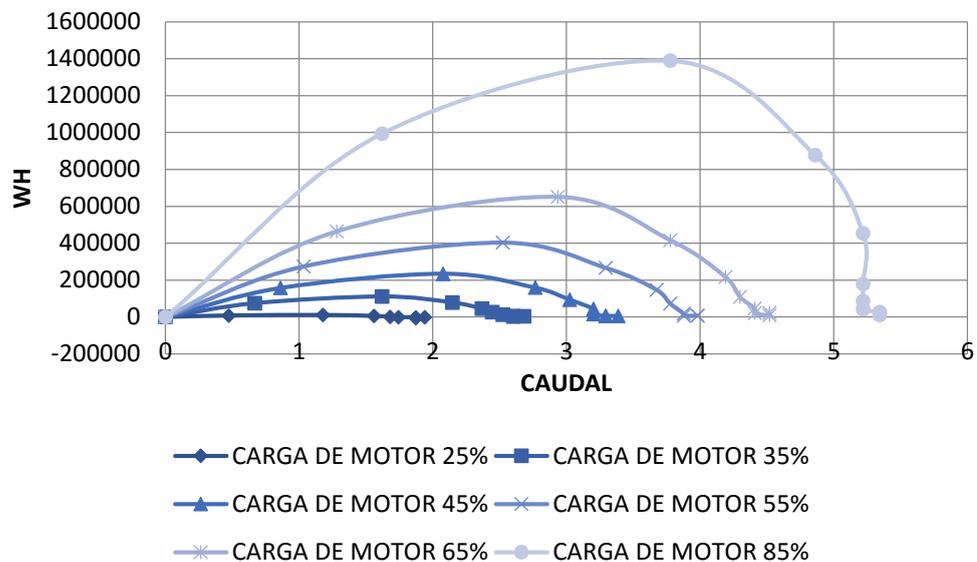
Resultado de los cálculos realizados teóricamente para la obtención de curvas características.

	CAUDAL Q	ALTURA (m H2O)	FUERZA N	TORQUE N.m	P2 (W)	P gr (W)	Ph (W)	η termodinámica %	η global %	H (m)	NPSH	Wh (kW)	
	RPM												
PORCENTAJE DE CARGA DEL MOTOR 75%	901	0	2,4	1,5	0,2475	579,231081	23,3522436	0	0	0,50024535	9,43	0	
	884	0,47433333	2,2	2	0,33		30,548847	2131,20676	6976,390184	367,937224	0,45932613	9,43	2,13120676
	863	1,1785	1,4	2,9	0,4785		43,2435516	5092,65886	11776,68962	879,210219	0,44176795	9,43	5,09265886
	857	1,55983333	0,8	3,2	0,528		47,3852703	6639,94248	14012,67195	1146,33739	0,43517639	9,43	6,63994248
	854	1,68066667	0,5	3,4	0,561		50,1706064	7123,82101	14199,19258	1229,87548	0,43332188	9,29735893	7,12382101
	853	1,74316667	0,4	3,3	0,5445		48,6379804	7373,15484	15159,25371	1272,92113	0,43240793	9,29784745	7,37315484
	851	1,87216667	0,3	3,3	0,5445		48,5239406	7885,821	16251,40273	1361,42919	0,43060753	9,29880677	7,885821
	853	1,87216667	0,2	3,4	0,561		50,1118586	7885,63378	15736,0633	1361,39687	0,4305973	9,29881221	7,88563378
	855	1,87216667	0,2	3,4	0,561		50,2293541	7885,63378	15699,25379	1361,39687	0,4305973	9,29881221	7,88563378
	855	1,93883333	0,3	3,4	0,561		50,2293541	8149,83248	16225,23845	1407,00883	0,42972183	9,29927724	8,14983248
PORCENTAJE DE CARGA DEL MOTOR 35%	1213	0	4,2	2,2	0,363		46,1100979	0	0	0,50042937	9,25867072	0	
	1183	0,6675	4	3,2	0,528		65,4104723	2961,71628	4527,893127	511,318605	0,45359827	9,28625564	2,96171628
	1150	1,6195	2,5	4,5	0,7425		89,4175809	6881,16179	7695,535617	1187,98214	0,4343702	9,29679732	6,88116179
	1142	2,14716667	1,4	5,2	0,858		102,608186	8970,53975	8742,518603	1548,69793	0,42710242	9,30066295	8,97053975
	1136	2,36833333	0,8	5,2	0,858		102,069089	9833,45219	9634,113831	1697,67344	0,4244655	9,30204936	9,83345219
	1136	2,445	0,5	5,4	0,891		105,994823	10130,8771	9557,898067	1749,02167	0,42359165	9,3025069	10,1308771
	1129	2,523	0,3	5,5	0,9075		107,292458	10432,9508	9723,843639	1801,17248	0,42273589	9,30295407	10,4329508
	1133	2,60266667	0,2	5,4	0,891		105,714907	10741,0823	10160,42359	1854,36913	0,4218992	9,30339039	10,7410823
	1132	2,60266667	0,2	5,5	0,9075		107,577557	10741,0823	9984,501066	1854,36913	0,4218992	9,30339039	10,7410823
	1132	2,68366667	0,2	5,5	0,9075		107,577557	11053,8913	10275,27638	1908,37331	0,42108118	9,30381615	11,0538913
PORCENTAJE DE CARGA DEL MOTOR 45%	1556	0	7	3,1	0,5115		83,3458248	0	0	0,50071561	9,25849379	0	
	1503	0,8595	6,4	5	0,825		129,849878	3774,59754	2906,893393	651,656594	0,44895621	9,28884243	3,77459754
	1456	2,07616667	4	7,1	1,1715		178,620905	8695,60739	4868,191313	1501,23287	0,42817067	9,30009884	8,69560739
	1443	2,76633333	2,1	7,9	1,3035		196,972676	11374,4005	5774,608318	1963,70687	0,42034242	9,30419994	11,3744005
	1436	3,023	1,2	8,2	1,353		203,46085	12356,2697	6073,045354	2133,21938	0,41785773	9,30548581	12,3562697
	1430	3,20183333	0,6	8,3	1,3695		205,081598	13036,9259	6356,945726	2250,72968	0,41625138	9,30631306	13,0369259
	1430	3,20183333	0,3	8,3	1,3695		205,081598	13035,9653	6356,477352	2250,56385	0,41622071	9,30632883	13,0359653
	1429	3,29366667	0,2	8,3	1,3695		204,938184	13385,1634	6531,317475	2310,85034	0,41545429	9,30672238	13,3851634
	1431	3,29366667	0,2	8,4	1,386		207,697602	13385,1634	6444,54404	2310,85034	0,41545429	9,30672238	13,3851634
	1429	3,387	0,2	8,4	1,386		207,407319	13739,7739	6624,536656	2372,07123	0,41470913	9,30710431	13,7397739

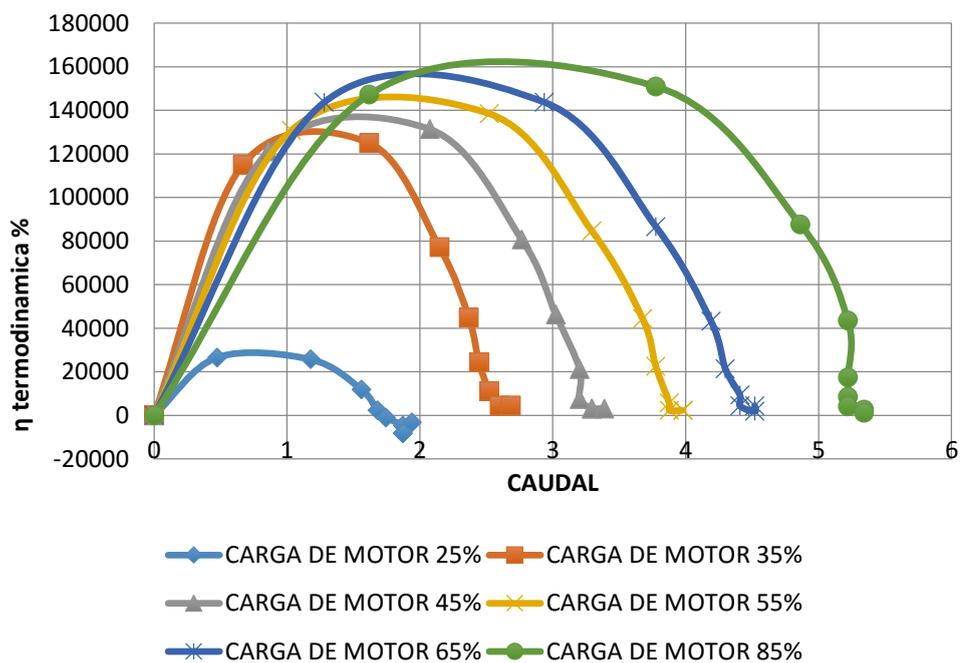
PORCENTAJE DE CARGA DEL MOTOR 550%	1855	0	10,1	4	0,66	128,208396	0	0	0	0,50103253	9,25829778	0
	1785	1,03433333	9,2	6,8	1,122	209,729584	4506,19034	2148,571631	777,960729	0,44537745	9,29081853	4,50619034
	1722	2,523	5,6	9,8	1,617	291,589435	10443,7187	3581,651956	1803,03148	0,4231722	9,3027262	10,4437187
	1703	3,29366667	2,9	10,7	1,7655	314,855285	13393,9476	4254,00119	2312,36686	0,41572693	9,30658246	13,3939476
	1697	3,67633333	1,5	11,3	1,8645	331,339222	14840,271	4478,875431	2562,064	0,4126731	9,30814439	14,840271
	1696	3,77583333	0,8	11,2	1,848	328,213494	15213,5302	4635,254334	2626,50447	0,41190437	9,30853576	15,2135302
	1695	3,87716667	0,3	11,4	1,881	333,877472	15593,9683	4670,566201	2692,18432	0,41116997	9,30890896	15,5939683
	1695	3,87716667	0,2	11,3	1,8645	330,948722	15593,5806	4711,781493	2692,11738	0,41115975	9,41328933	15,5935806
	1693	3,98	0,2	11,5	1,8975	336,40881	15981,0811	4750,494239	2759,01651	0,41048973	9,41328933	15,9810811
	1692	3,98	0,2	11,3	1,8645	330,362972	15981,0811	4837,431096	2759,01651	0,41048973	9,41328933	15,9810811
PORCENTAJE DE CARGA DEL MOTOR 650%	2168	0	13,8	5,4	0,891	202,285894	0	0	0	0,50141078	9,41328927	0
	2075	1,281	12,5	9	1,485	322,680835	5524,94755	1712,201947	953,841693	0,44091842	9,41328931	5,52494755
	2000	2,936	7,7	13,1	2,1615	452,703501	12037,8342	2659,098993	2078,24384	0,41915198	9,41328932	12,0378342
	1976	3,77583333	3,9	14,1	2,3265	481,413888	15215,7254	3160,632834	2626,88345	0,4119638	9,41328933	15,2157254
	1968	4,1905	1,9	14,8	2,442	503,268063	16767,2465	3331,673068	2894,7422	0,40904879	9,41328933	16,7672465
	1963	4,29816667	1	15,1	2,4915	512,164897	17167,135	3351,876534	2963,78001	0,40831354	9,41328933	17,167135
	1962	4,4075	0,5	15,1	2,4915	511,903988	17574,5199	3433,16722	3034,11203	0,40763396	9,41328933	17,5745199
	1963	4,4075	0,3	15	2,475	508,773076	17573,6384	3454,121143	3033,95984	0,40761351	9,41328933	17,5736384
	1962	4,51866667	0,2	15,1	2,4915	511,903988	17989,3513	3514,204176	3105,72963	0,40699063	9,41328933	17,9893513
	1963	4,51866667	0,3	15,2	2,508	515,556717	17989,8032	3489,393615	3105,80764	0,40700085	9,41328933	17,9898032
PORCENTAJE DE CARGA DEL MOTOR 850%	2822	0	23,4	8,4	1,386	409,58954	0	0	0	0,50239219	9,41328927	0
	2677	1,6195	21,1	14,6	2,409	675,326496	6909,41844	1023,122665	1192,86044	0,43615389	9,41328931	6,90941844
	2562	3,77583333	12,7	20,8	3,432	920,778187	15243,5417	1655,506384	2631,68572	0,41271692	9,41328932	15,2435417
	2524	4,86166667	6,3	23	3,795	1003,06655	19290,039	1923,106596	3330,28383	0,40562726	9,41328933	19,290039
	2506	5,21983333	3,1	24,1	3,9765	1043,54377	20611,3571	1975,131054	3558,39972	0,4036725	9,41328933	20,6113571
	2511	5,21983333	1,3	23,8	3,927	1032,60978	20601,9614	1995,135234	3556,77762	0,40348848	9,41328933	20,6019614
	2510	5,21983333	0,7	23,8	3,927	1032,19854	20598,8295	1995,626688	3556,23692	0,40342715	9,41328933	20,5988295
	2508	5,21983333	0,4	24	3,96	1040,0431	20597,2636	1980,424047	3555,96657	0,40339648	9,41328933	20,5972636
	2508	5,34266667	0,3	24	3,96	1040,0431	21054,9344	2024,429028	3634,98007	0,40287936	9,41328933	21,0549344
	2511	5,34266667	0,2	24	3,96	1041,28717	21054,4001	2021,959047	3634,88784	0,40286914	9,41328933	21,0544001



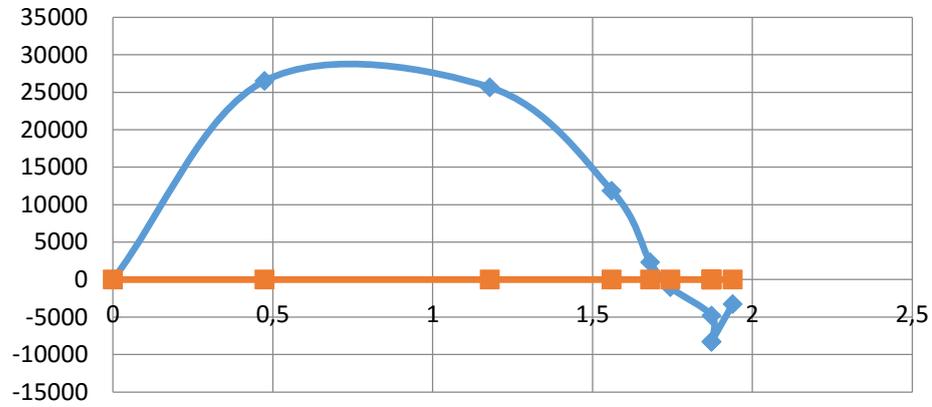
## POTENCIA DE SALIDA vs CAUDAL



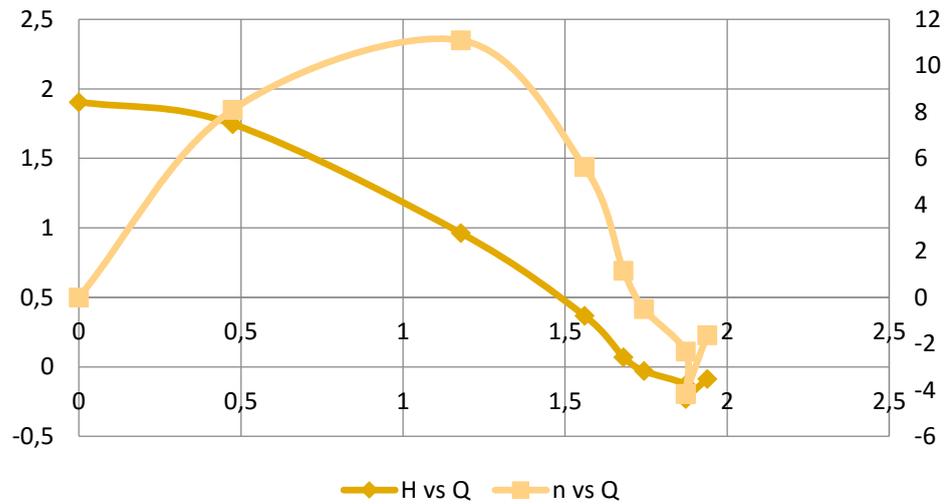
## RENDIMIENTO vs CAUDAL



**n vs Q vs NPSH (25% de carga de motor)**



**H vs Q vs n (25% carga de motor)**



## ANEXO C

CARTAS TÉCNICAS DE LOS ACCESORIOS  
HIDRÁULICOS DEL BANCO DE PRUEBAS

ANEXO D

SENSORES Y PLC

## ANEXO E

# DIAGRAMA DE FLUJO PARA OBTENCION DE CURVAS CARACTERÍSTICAS

## ANEXO F

PROGRAMACION EN TIA PORTAL.

ANEXO G

PLANOS

ANEXO H

HOJA DE PROCESOS

ANEXO I

PROFORMAS