



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBA PARA UNA BOMBA ALTERNATIVA DE PALETA OSCILANTE

DÍAZ R, Carlos E.

GONZALEZ R, Carlos A.

GONZALEZ A, Darwins A.

Valencia, Mayo 2008



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBA PARA UNA BOMBA ALTERNATIVA DE PALETA OSCILANTE

**Trabajo Especial de Grado presentado ante la ilustre Universidad de Carabobo,
para optar al Título de Ingeniero Mecánico.**

**DÍAZ R, Carlos E.
GONZALEZ R, Carlos A.
GONZALEZ A, Darwins A.**

Valencia, Mayo 2008

ANEXOS

ANEXO 1. COMPATIBILIDAD DE MATERIALES.

ANEXO 2. NOMOGRAMA DE SELECCIÓN DE DIÁMETROS.

ANEXO 3. ACOPLER RÍGIDOS.

ANEXO 4. O-RINGS

ANEXO 5. ÍNDICE DE VISCOSIDAD PARA ACEITES MINERALES.

ANEXO 6. PÉRDIDAS POR TRAMOS.

ANEXO 7. CARTAS CRANE.

ANEXO 8. HOJAS TÉCNICAS.

APÉNDICES

APÉNDICE 1. PLANOS

APÉNDICE 2. MANUAL DE FUNCIONAMIENTO

APÉNDICE 3. MANUAL DE MANTENIMIENTO

APÉNDICE 4. PRÁCTICA DE LABORATORIO



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN.

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado para estudiar el Proyecto de Grado titulado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBA PARA UNA BOMBA ALTERNATIVA DE PALETA OSCILANTE”, realizado por los bachilleres Díaz R. Carlos E., Cédula de Identidad N° 16.959.399, González R. Carlos A., Cédula de Identidad N° 17.398.671 y González A. Darwins A., Cédula de Identidad N° 17.067.411 hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho proyecto.

Prof. Mauro Nascimbeni
Presidente

Prof. (a) Mirna Silva
Jurado

Prof. Richard Rodríguez
Jurado

Valencia, Mayo 2008

Agradecimientos

A Dios Nuestro Señor y a la Santísima Virgen María por estar siempre con nosotros y darnos la vitalidad y el valor para culminar con éxito este trabajo de grado.

A nuestros padres, hermanos, abuelos y demás familiares (que en paz descansen) por enseñarnos a valorar el fruto del trabajo, por guiarnos siempre por el buen camino y por brindarnos su apoyo antes las adversidades y tropiezos de la vida. Gracias por todo siempre estarán con nosotros, los queremos.

Al profesor Mauro Nascimbeni por guiarnos en el cumplimiento de todos los objetivos propuestos en este proyecto.

A la profesora Mirna Silva por prestarnos todo su apoyo y colaboración de manera desinteresada y diligente.

Al técnico del Laboratorio de Térmica Marcos Lecuna por su oportuna colaboración y apoyo brindado durante la elaboración del trabajo de grado.

Al Sr. Alexis Reyes por brindarnos sus conocimientos, experiencia y apoyo técnico en la realización del trabajo de grado

A la empresa INGEMECA en especial a los Ingenieros Santiago Urbaez, Leandro Cudis y Tito González, así como también todo el personal técnico involucrados en la realización de este proyecto, por su asesoría técnica y ayuda prestada, sin ustedes no hubiésemos logrado la culminación del trabajo de grado.

Dedicatoria

Principalmente a Dios por iluminarnos y guiarnos siempre por el camino del bien y por darnos una vida llena de esperanza.

A todas a aquellas personas que creyeron y confiaron en nosotros, quienes nos brindaron su completo apoyo y fe.

RESUMEN.

En el Laboratorio de Térmica y Energética de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo, se encuentra una bomba alternativa de paleta oscilante, la cual, nace como proyecto en la asignatura de Introducción a la Tecnología en el año de 1985, convirtiéndose así en una investigación de la línea de Máquinas Hidráulicas y Manejo de Fluidos de la misma escuela. Dicha investigación ha venido evolucionando en los años a través de diseños y rediseños; hasta culminar con su construcción en el año 2004, dando origen a la creación de un modelo de bomba vanguardista y de fabricación nacional. Por ser un modelo desconocido e innovador se plantea la necesidad de conocer el comportamiento funcional de las variables que definen el estado de operación de la bomba. Es por ello que el presente trabajo surge como una necesidad de la línea de investigación, la cual plantea como objetivo general “Diseñar y construir un banco de prueba para una bomba de paleta del tipo oscilante”. Para alcanzar dicha meta fue necesario inicialmente realizar el estudio y revisión del funcionamiento de la bomba de paleta y definir el estado inicial de la misma, luego concretar un arreglo del banco de pruebas sustentado con un diseño hidráulico según normativas y estándares internacionales junto con la realización del diseño mecánico de partes y componentes que lo ameriten, para alcanzar un diseño integral. Fue necesario realizar la selección de los instrumentos y equipos de medición de variables y periféricos del banco de ensayo, para una posterior construcción del banco de pruebas, adicionalmente se elaboró el manual de funcionamiento y mantenimiento, y la práctica de laboratorio la cual permitirá incorporar el banco de pruebas a la rotación continua de prácticas de la asignatura laboratorio de térmica. Del trabajo se obtuvieron mejoras en aspectos de hermeticidad interna y sistema de sellado, además las curvas de eficiencia volumétrica e eficiencia global, que permiten realizar comparaciones entre el caudal real con el ideal. Se recomienda la instalación de un motor de mayor potencia, un rediseño en el material de construcción de la paleta para evitar desgaste de las caras, también se recomienda la consecución de los planes de mantenimiento y su integración con otras materias de la carrera.

LISTADO DE VARIABLES.

Variable	Descripción	Unidad
A	Área transversal del embolo	m^2
A_p	Área del pasador	m^2
A_T	Área de la tubería	m^2 (pulg ²)
D_i	Diámetro interno de la tubería	m (pulg)
D	Diámetro de la tubería	m (pulg)
F	Fuerza aplicada por el embolo	N
F_p	Fuerza ejercida en la paleta	N
f	Frecuencia	Hz
g	Aceleración de gravedad	m/s^2
hf_s	Pérdidas en la succión	m (pulg)
hf_d	Pérdidas en la descarga	m (pulg)
hf	Pérdidas en la tubería	m (pulg)
K	Coeficiente de resistencia para válvulas y accesorios	Adimensional
K_1	Componente tangencial	kg/ mm ²
L	Longitud que recorre el embolo	M
L_T	Longitud total de tubería	m (pulg)
M_t	Momento torsor	N.m
N	Velocidad de giro	rad/s
N_c	Número de Ciclos	Adimensional
N_p	Número de revoluciones de las bomba	rad/s
N_m	Velocidad de giro de la manivela	rad/s
P_d	Presión de descarga	kPa
P_s	Presión de succión	kPa
P_i	Potencia interna	W

P_u	Potencia útil	W
P	Presión del fluido	kPa (psig)
Pot	Potencia cubitada al fluido	W
Q_{sist}	Calor total del sistema	kW
$Q_{sist B}$	Calor que la bomba le entrega al fluido	kW
Q_{tub}	Calor generado en la tubería	kW
Q	Caudal de trabajo de la bomba	m ³ /s (gpm)
q_i	Pérdidas volumétricas interiores	m ³ /s (gpm)
q_e	Pérdidas volumétricas exteriores	m ³ /s (gpm)
Q_t	Caudal teórico	m ³ /s (gpm)
Re	Número de Reynolds	Adimensional
T	Tiempo de recorrido del embolo	s
T_f	Tiempo estimado de funcionamiento	s
V	Velocidad de flujo	m/s
V_d	Volumen de trabajo de la bomba	m ³
V_e	Velocidad del embolo	m/s
η_v	Rendimiento volumétrico	Adimensional
η_i	Rendimiento interno	Adimensional
η_h	Rendimiento hidráulicas	Adimensional
μ	Viscosidad dinámica o absoluta	Pa.s (cSt)
ν	Viscosidad cinemática	m/s ² (cP)
ρ	Densidad del fluido	kg/m ³ (lb/ft ³)
γ	Peso específico del fluido	N/m ³
GE	Gravedad específica	Adimensional

ÍNDICE GENERAL.

TÍTULO	PÁG.
RESUMEN	vi
LISTADO DE VARIABLES	vii
ÍNDICE GENERAL	ix
ÍNDICE DE TABLAS	xiv
ÍNDICE DE FIGURAS	xvi
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I. EL PROBLEMA	4
1.1 Planteamiento del problema	4
1.2 Formulación del problema	6
1.3 Objetivo general	6
1.4 Objetivos específicos	6
1.5 Justificación	7
1.6 Limitaciones	7
1.7 Delimitaciones	8
CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO	10
2.1 Antecedentes	10
2.2 Bases teóricas	11
2.2.1 Bombas hidráulicas	11
2.2.2 Bombas de desplazamiento positivo	12
2.2.3 Principio de desplazamiento positivo	12
2.2.4 Características de las bombas de desplazamiento positivo	14
2.2.5 Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo	16
2.2.5.1 Bombas alternativas	16
2.2.6 Introducción teórica de las bombas de paletas	16
2.2.7 Descripción de las variables físicas y funcionales de la bomba y del sistema de accionamiento	19
2.2.7.1 Caudal	19
2.2.7.2 Presión de descarga	22
2.2.7.3 Pérdidas, potencias y rendimientos	23

2.2.7.4 Viscosidad del fluido y desgaste	25
2.2.7.5 Vida de servicio de la bomba	28
2.2.8 Dispositivos de medición y válvulas	28
2.2.8.1 Válvulas de retención (check)	28
2.2.8.2 Válvulas de retención del columpio	29
2.2.8.3 Válvulas de retención de elevación	29
2.2.8.4 Válvulas de retención de mariposa	29
2.2.8.5 Válvulas de seguridad o de alivio	30
2.2.9 Válvulas de succión y de descarga	33
2.2.10 Ensayos de bombas reciprocantes	34
2.2.10.1 Arreglo del ensayo	34
2.2.10.2 Cálculos	36
2.2.10.3 Presentación de los resultados	38
2.2.10.4 Medición del caudal	38
2.2.10.5 Medición de la presión	39
2.2.10.6 Medición de la temperatura	39
2.2.10.7 Fluido del ensayo	40
2.2.10.8 Válvula de control de descarga	40
2.2.11 Pérdida de carga en tuberías	40
2.2.12 Pérdidas de carga en accesorios	41
2.2.14 Esfuerzo	42
2.2.14.1 Esfuerzo cortante	42
2.2.14.2 Esfuerzo flexionante	42
CAPÍTULO III. MARCO METODOLÓGICO	44
3.1 Nivel de la investigación	44
3.2 Diseño de la investigación	44
3.2.1 Fase I. Revisión inicial del sistema de la bomba	46
3.2.2 Fase II. Diseño del banco de pruebas	46
3.2.2.1 Diseño hidráulico	46
3.2.2.2 Diseño mecánico	47
3.2.3 Fase III. Selección de instrumentos	48
3.2.4 Fase IV. Construcción del banco de pruebas	48
3.2.4.1 Costos	48
3.2.5 Fase V. Elaboración de manuales y práctica	49

3.2.6 Fase VI. Ensayos y análisis de resultados	49
3.3 Aspectos administrativos	49
3.3.1 Recursos materiales	50
3.3.2 Recursos humanos	50
3.3.3 Recursos financieros	50
3.3.4 Cronograma de actividades	50
CAPÍTULO IV. CÁLCULOS, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN	54
4.1 Sistema de funcionamiento de la bomba	54
4.1.1 Revisión inicial	54
4.1.1.1 Caudal teórico	55
4.1.2 Acciones correctivas iniciales	58
4.1.2.1 Rodamientos	59
4.1.2.2 Estoperas	59
4.1.2.3 Empacaduras	60
4.1.2.4 Junta hermética de la paleta	60
4.1.2.5 Diámetros de succión y descarga	61
4.1.2.6 Motor	62
4.1.2.7 Acople motor- reductor	62
4.1.2.8 Válvulas de admisión y escape	63
4.1.2.9 Pruebas	64
4.1.3 Acciones correctivas finales	65
4.1.3.1 Compensadores hidrostáticos	65
4.1.3.2 Carcaza de la bomba	66
4.1.3.3 Sistema de sellado eje- carcaza	67
4.1.3.4 Pruebas	70
4.2 Diseño del banco de pruebas	71
4.2.1 Diseño hidráulico	71
4.2.1.1 Tanque	72
4.2.1.2 Línea de succión	73
4.2.1.3 Mangueras	73
4.2.1.4 Juego de válvulas de restricción de cámaras	74
4.2.1.5 Acople de ramales y líneas de succión/descarga	75
4.2.1.6 Línea de descarga	75
4.2.1.7 Fluido	76

4.2.1.8 Caída de presión en el tramo de succión	77
4.2.1.9 Caída de presión en el tramo de descarga	82
4.2.2 Diseño mecánico	85
4.2.2.1 Especificación del tanque	85
4.3 Selección de instrumentos	87
4.3.1 Manómetro	87
4.3.2 Vacuómetro	88
4.3.3 Caudalímetro	89
4.3.4 Termómetro	89
4.3.5 Filtro de aceite	90
4.3.6 Válvula de seguridad	91
4.3.7 Válvula de estrangulación	91
4.3.8 Válvula de cierre	92
4.4 Construcción de banco de ensayo	92
4.4.1 Estructuras y bases	93
4.4.2 Ensamblaje de tuberías y accesorios	94
4.4.3 Montaje eléctrico	94
4.5 Costos	96
4.6 Manual de funcionamiento	98
4.7 Manual de mantenimiento	98
4.8 Práctica de laboratorio	99
CAPÍTULO V. RESULTADOS Y ANÁLISIS	101
5.1 Proceso de recolección de datos	101
5.1.1. Ensayo elaborado a 45 Hz	102
5.1.2. Ensayo elaborado a 35 Hz	105
5.1.3. Ensayo elaborado a 30 Hz	107
5.2 Comportamiento de la bomba y análisis de resultados	108
5.3 Comparación del comportamiento funcional actual de la bomba de paleta oscilante con el comportamiento funcional anterior	111
CONCLUSIONES	116
RECOMENDACIONES	119

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	122
APÉNDICES	123
Apéndice 1. Planos	124
Apéndice 2. Manual de funcionamiento	130
Apéndice 3. Manual de mantenimiento	137
Apéndice 4. Práctica de laboratorio	151
ANEXOS	161
Anexo 1. Compatibilidad de materiales	162
Anexo 2. Nomograma de selección de diámetros	166
Anexo 3. Acoples rígidos	169
Anexo 4. O-rings	171
Anexo 5. Índice de viscosidad para aceites minerales	175
Anexo 6. Perdidas por Tramo	177
Anexo 7. Cartas Crane	182
Anexo 8. Hojas Técnicas	184

ÍNDICE DE FIGURAS.

FIG.	TÍTULO	PÁG.
2-1	Esquema representativo del principio de desplazamiento positivo	13
2-2	Curvas características P-Q de la bomba de desplazamiento positivo (Velocidad variable).	15
2-3	Curvas características P-Q de la bomba de desplazamiento positivo (velocidad constante).	15
2-4	Bomba de paletas rotatorias de una sola cámara	17
2-5	Corte transversal de la bomba de paleta oscilante	18
2-6	Diagrama característico Q-N; caudal en función del número de revoluciones con presiones de descarga distintas P (P1 y P2)	26
2-7	Características teóricas y reales de la altura de presión de la bomba	27
2-8	Válvula de retención (tipo de elevación)	29
2-9	Elementos principales de la válvula de seguridad	31
2-10	Disco de cierre	32
2-11	Diagrama de evolución de la presión en la apertura y cierre de una válvula de seguridad	32
2-12	Variedades de válvulas	33
2-13	Arreglo recomendado para el banco de ensayos	34
2-14	Presentación de los resultados del ensayo	38
2-15	Pérdida de carga en tuberías	40
3-1	Diagrama de flujo de la metodología para el diseño y construcción del banco	45
4-1	Estado inicial de la bomba	55
4-2	Dimensiones de la paleta y de la cámara interna	56
4-3	Consideraciones geométricas	56
4-4	Acoples motor-reductor-bomba	63
4-5	Esquema hidráulico	64

4-6	Ubicación de los compensadores hidrostáticos	65
4-7	Refrentado de la cara lateral de la bomba	66
4-8	Ubicación de estoperas	67
4-9	Ubicación de las bocinas y modificación al eje	68
4-10	Arreglo recomendado para el banco de ensayos	71
4-11	Arreglo final del banco de ensayo	72
4-12	Tramo de succión	77
4-13	Caída de presión en la línea de succión	81
4-14	Tramos de descarga	83
4-15	Caída de presión en la línea de descarga	85
4-16	Esquema del tanque	86
4-17	Base soporte del tanque	86
4-18	Estructura completa del tanque	87
4-19	Esquema general del banco de prueba	93
4-20	Ensamblaje de tuberías y accesorios	94
4-21	Detalle de las conexiones en el variador de Velocidad	95
4-22	Circuito de Fuerza, circuito de Mando	96
5-1	Esquema de variables y puntos de medidas para la recolección de datos	101
5-2	Gráfica caudal vs. diferencial de presión	108
5-3	Gráfica eficiencia volumétrica vs. diferencial de presión	109
5-4	Gráfica potencia eléctrica vs. diferencial de presión	109
5-5	Gráfica potencia hidráulica vs. diferencial de presión	110
5-6	Gráfica eficiencia global vs. diferencial de presión	111
5-7	Comparación a 30 rpm	113

ÍNDICE DE TABLAS.

TABLA	TÍTULO	PÁG.
2-1	Características de las bombas rotatorias de paletas	18
2-2	Viscosidad del fluido y velocidad de rotación del motorreductor	27
3-1	Plan de trabajo	51
4-1	Estado inicial de los componentes	55
4-2	Especificaciones de los rodamientos	59
4-3	Especificaciones de las estoperas	59
4-4	Especificaciones de las empacaduras MM-4071	60
4-5	Datos del motor	62
4-6	Características del o-ring interno	68
4-7	Dimensiones del alojamiento del o-ring interno	69
4-8	Características del o-ring externo	69
4-9	Dimensiones del alojamiento del o-ring externo	69
4-10	Propiedades del fluido de trabajo	76
4-11	Constante de pérdidas por tramo	78
4-12	Constante de pérdidas por tramo	83
4-13	Características del manómetro	88
4-14	Características de vacuómetro	88
4-15	Especificaciones del caudalímetro	89
4-16	Especificaciones del termómetro	90
4-17	Especificaciones del filtro de aceite	90
4-18	Especificaciones de la válvula de seguridad	91
4-19	Especificaciones de la válvula de globo	92

4-20	Especificaciones de la válvula de bola	92
4-21	Costos asociados al proyecto	97
5-1	Datos del ensayo a 45 Hz	103
5-2	Datos a graficar a 5,34 rad/s (51 rpm)	105
5-3	Datos del ensayo a 35 Hz	106
5-4	Datos a graficar a 4,16 rad/s (39,7 rpm)	106
5-5	Datos del ensayo a 30 Hz	107
5-6	Datos a graficar a 3,56 rad/s (34 rpm)	107
5-7	Datos de ensayo al momento de la construcción	112

INTRODUCCIÓN.

El estudio de las bombas hidráulicas representa, en el conjunto de bienes de equipo, uno de los productos de uso más frecuente a nivel mundial. A medida que las bombas son de mayor tamaño y para usos más críticos, su selección y recepción se hace más tecnificada interviniendo no sólo el precio sino el buen rendimiento, la estabilidad de la curva característica, el comportamiento mecánico, la calidad de fabricación y la tecnología de las mismas, la cual va de la mano del rendimiento o la eficiencia que estas puedan poseer. Es aquí donde el área de las máquinas de fluidos representa un papel importante para el mejoramiento de la calidad de vida, a través del desarrollo progresivo de estos equipos, bien sea, para generar energía o trasladar fluido de un lugar a otro.

Motivados por esto y por la gran aplicación de este tipo de máquinas, la línea de investigación de Máquinas de Fluidos y Manejos de Fluidos del Dpto. de Térmica de la Facultad de Ingeniería, propone una investigación para el estudio del comportamiento de las variables fundamentales de una bomba de paletas oscilante, es por ello que este proyecto pretende la construcción de un dispositivo capaz de solventar de forma eficiente y didáctica los requerimientos de este departamento y del laboratorio de térmica.

Este dispositivo consiste en un banco de ensayo el cual tiene como base, tanto los conocimientos de diseño mecánico e hidráulico, sustentados con la experiencia de investigadores en el área, que combinados con los equipos y tecnologías adecuadas conformaran un proyecto de envergadura que permite que este sistema de un impulso al potencial tecnológico e investigativo de nuestros estudiantes, teniendo en cuenta la gran utilidad en los circuitos hidráulicos industriales básicos en donde se manejen intervalos de baja y media presión.

En el capítulo I, se plantea la situación problemática existente y se definen tanto los objetivos y el alcance que debe tener el proyecto para lograr solucionar dicha situación.

En el capítulo II se estudia y analiza el marco teórico relacionado con los parámetros fundamentales de funcionamiento de este diseño, así como también toda la información acerca de los diferentes procesos de desarrollo que estarán presentes para la elaboración del Banco de ensayo.

En el capítulo III, se desarrolla la metodología de diseño y ensamblaje definiendo los equipos necesarios para la recolección de datos experimentales, con la finalidad de elaborar las curvas de funcionamiento de la máquina.

En el capítulo IV, se realiza el desarrollo del trabajo, se analiza el funcionamiento de la bomba, las modificaciones realizadas para mejorar su desempeño, el diseño mecánico e hidráulico del banco de ensayo, la construcción y los costos acarreados en el desarrollo del mismo.

En el capítulo V, se realizan las pruebas de funcionamiento de la bomba, se obtienen las curvas características y se analizan los resultados.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

En la mayoría de las industrias se utilizan equipos de bombeo para el desplazamiento de fluidos en procesos industriales, procesos químicos, industria de la alimentación; en los cuales se manejan intervalos de baja y media presión, existiendo para ello una extensa gama de bombas de desplazamiento positivo comúnmente utilizadas para el transporte de fluidos viscosos.

En los países en desarrollo, entre ellos Venezuela, existe una dependencia de los avances tecnológicos de los países industrializados en lo referente al diseño, construcción y prueba de bombas en general, debido a que las casas matrices que fabrican estas bombas se reservan la información técnica y por ello no hay suficiente información para su elaboración con tecnología nacional. Por tanto, se debe continuar el estudio de su comportamiento, para lograr la creación de tecnología propia.

Debido a esta necesidad de creación de tecnología nacional para este campo de la industria, a mediados de los años 80, surge la idea básica del modelo de la bomba, desarrollándose la misma en la asignatura Introducción a la Tecnología II, posteriormente en 1990 se desarrolló el proyecto de grado en el cual se realiza el diseño oficial de dicha bomba, realizado por Díaz Edgar y Tochón José en la cual se concretó el diseño de las partes; subsiguientemente en el año 2002 se realiza la optimización del diseño por Arteaga Yovanny y Sánchez José donde se realizan algunos reajustes de las partes y rediseño de las válvulas de succión y descarga, finalmente en el año 2004 los estudiantes Dib, Giugni y Raniolo construyen la bomba

utilizando mano de obra y tecnología nacional, pero estos no lograron una prueba eficaz del equipo por falta de equipos adecuados y por factores técnicos y económicos que incidieron en la construcción de algunas partes para su funcionamiento óptimo. Este equipo de desplazamiento positivo de paletas oscilantes debido a que posee un diseño innovador, no existe un banco de pruebas que permita realizar el estudio del comportamiento funcional de la misma en condiciones controladas, propias de un ensayo.

En la Universidad de Carabobo, específicamente en el Laboratorio de Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería, se encuentra la bomba de paleta oscilante. Adicionalmente la bomba presenta inapropiadas pérdidas volumétricas debido al sellado en la estanqueidad de la cámara y problemas en el sistema de válvulas de admisión y descarga. La bomba se encuentra en un lugar bien definido con una estructura de apoyo correcta, definiendo así el lugar y ubicación del banco de ensayo; también se cuenta con un reductor de velocidad, que debe ser estudiado para determinar si cumple las condiciones de estudio conforme a lo requerido.

Por lo anterior surge la necesidad de realizar un estudio confiable del comportamiento de la bomba, esto conlleva a la construcción de un banco de prueba de la bomba mencionada, que permita estudiar el comportamiento de las variables que intervienen en su funcionamiento y obtener las curvas características, para ello es necesario medir de forma directa y confiable estas variables, para diferentes condiciones de trabajo, las cuales van a estar definidas por la velocidad de giro y caudal de trabajo que circule por el banco de ensayo.

1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.

Una vez estudiada la situación problemática, surge la siguiente interrogante:
¿Cómo diseñar y construir un banco de prueba para una bomba de paleta de tipo oscilante?

1.3. OBJETIVO GENERAL.

Diseñar y construir un banco de prueba para una bomba de paleta del tipo oscilante.

1.4. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

1. Estudiar y revisar el sistema de funcionamiento de la bomba.
2. Diseñar mecánica e hidráulicamente las partes y/o componentes principales de banco.
3. Seleccionar los instrumentos y accesorios existentes en el mercado que complementan la estructura del banco.
4. Construir el banco de pruebas.
5. Elaborar manual de funcionamiento del banco de ensayo.
6. Diseñar la práctica de ensayo a ser implementada en el laboratorio.

1.5. JUSTIFICACIÓN.

Considerando la disponibilidad de una *Bomba De Desplazamiento Positivo De Paleta Oscilante* en el laboratorio de térmica de la Facultad De Ingeniería Mecánica De La Universidad De Carabobo, se requiere proporcionar a la línea de Investigación de Máquinas de Fluidos y Manejos de Fluidos, recursos suficientes para realizar el estudio de este tipo de bombas, es por ello que se requiere alcanzar una investigación del comportamiento de las variables funcionales de una bomba de desplazamiento positivo, como lo son el caudal, la presión, la velocidad de giro y la temperatura del fluido; para ello es necesario el desarrollo de un banco de prueba para dicha bomba; esto permite dar una dotación de información de este tipo de máquinas alternativas al Laboratorio de Térmica y marcar un antecedente en la investigación de estas bombas oscilantes.

Este aporte brinda beneficios de tipo informativo a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo y de tipo académico a sus estudiantes ya que pueden comprender la tendencia de las variables en este tipo de bombas cuando son sometidos a diferentes condiciones de trabajo.

1.6. LIMITACIONES.

Se puede citar entre algunas de las limitaciones encontradas:

- Fuentes de información limitada debido al diseño novedoso de la bomba.
- Para el desarrollo del proyecto se dispone de 5.000 Bsf. (5.000.000 Bs)

1.7. DELIMITACIONES.

- El diseño y construcción del banco de prueba será realizado para la bomba alternativa de paletas oscilantes, construida en la Escuela de Ingeniería Mecánica como proyecto especial de grado por los bachilleres: Dib, Giugni y Raniolo; y tutor del Ing. Mauro Nascimbeni, en el año 2004.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES.

ARTEAGA, Y. y SANCHEZ, J. “Optimización del Diseño de una Bomba de Desplazamiento Positivo de Paletas Oscilante mediante un programa de Computación”. Universidad de Carabobo. 2002[11]. La finalidad de este trabajo es realizar una evaluación para diferentes puntos operativos simulando el comportamiento funcional y dimensional de la bomba con el propósito de optimizarla.

El estudio permitió, entre otras cosas, ampliar el campo de funcionamiento hidráulico de la bomba original a un caudal de 0,0022 m³/min (35 gpm) y una presión de descarga de 1,5513 MPa (225 psig)), así como determinar los factores críticos que afectan el rendimiento volumétrico y en consecuencia el total, y verificar que, en teoría, el modelo tiene un comportamiento similar al de otros tipos de bombas de desplazamiento positivo.

DELGADO, W. y PIRELA, L. “Diseño Integral de una Bomba de Paletas Deslizantes”. Universidad de Carabobo. 2003[12]. Este trabajo de grado consiste en el desarrollo de un modelo básico de la bomba a través de una modelación matemática, que permito obtener su funcionamiento virtual bajo diferentes condiciones de operación, logrando establecer los limites dimensionales y funcionales dentro de los cuales se tiene un buen desempeño de la bomba.

El proyecto desarrollo un diseño de la bomba utilizando un rotor céntrico con las siguientes condiciones de trabajo: caudal 0,003 m³/s (4 gpm), presión absoluta de

trabajo de 6894,7 kPa (1000 psig), frecuencia de rotación del rotor de 44,5 rad/s (425 rpm), el cual presentó una eficiencia de 76%.

DIB, S., GIUGNI, A. y RANIOLO, J. “Construcción Y Prueba De Una Bomba De Desplazamiento Positivo De Paleta Oscilante”. Universidad de Carabobo. 2004[13]. Este proyecto tiene la finalidad de construir y probar una bomba de paletas, basándose en un diseño previo optimizado, utilizando procesos de fabricación propios utilizando tanto mano de obra como accesorios nacionales.

El proyecto de construcción de este diseño de bomba tuvo como resultado: que los valores obtenidos en los ensayos presentan variaciones con respecto a los valores de diseño, esta variación se encuentra alrededor del 15% para el caudal y 28% para las presiones. Variación aceptable debido a que se debe tomar en cuenta distintos factores que afectan la funcionalidad y eficiencia de la bomba, factores que no son considerados a la hora de realizar el diseño los cuales son: La holgura entre los componentes internos de la bomba, la fricción entre los componentes fijos y móviles de la bomba, el rendimiento volumétrico y el rendimiento hidráulico de la bomba, entre otros.

2.2. BASES TEÓRICAS

2.2.1. BOMBAS HIDRÁULICAS. [4]

La bomba hidráulica es una máquina que transforma la energía (mecánica) de entrada en una energía (hidráulica) útil de salida que desplaza un fluido de un punto a otro originando así un caudal.

Las bombas pueden clasificarse según el principio por el cual se agrega energía al fluido en dos grandes categorías:

- Bombas Rotodinámicas.
- Bombas de Desplazamiento Positivo.

2.2.2. BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO. [8]

Las bombas de desplazamiento positivo, tal como lo indica su nombre, trabajan bajo el principio de desplazamiento positivo. En estas bombas se agrega energía periódicamente mediante la aplicación de fuerza a uno o más límites móviles de un número deseado de volúmenes que contienen un fluido, lo que resulta en un incremento directo de presión hasta el valor requerido para desplazar el fluido a través de válvulas o aberturas en las líneas de descarga.

2.2.3. PRINCIPIO DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

El funcionamiento de las máquinas de desplazamiento positivo se basa en el principio del desplazamiento positivo que se describe a continuación:

En el interior del cilindro de la Figura 2-1, en que se mueve un émbolo con movimiento uniforme y velocidad V , hay un fluido a la presión P , considerando que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos e indeformables y que el fluido es incompresible. Para bombear, es decir, para mover el líquido a través del extremo líquido, el émbolo debe moverse, el movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada F . El émbolo al moverse desplaza el fluido a través del orificio de la figura 2-1. Si el émbolo recorre un espacio 1 hacia la izquierda el volumen ocupado por el

líquido se reducirá en un valor igual a $A \cdot l$ (donde A es el área transversal del émbolo). Como el fluido es incompresible el volumen de fluido que sale por el orificio será también $A \cdot l$.

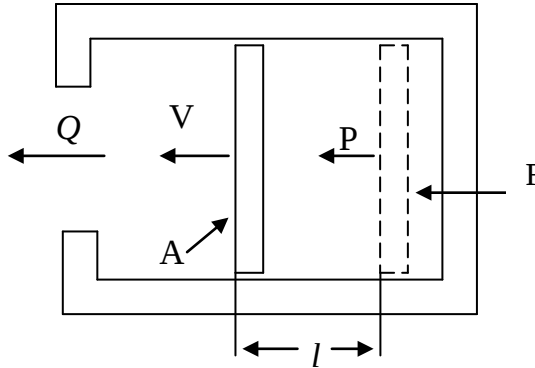


FIGURA 2-1. Esquema representativo del principio de desplazamiento positivo. Fuente: Mataix [4]

El caudal Q , o volumen desplazado en la unidad de tiempo, será, teniendo en cuenta la ecuación siguiente:

$$Q = \frac{A \cdot l}{t} \quad (2-1)$$

$$Q = A \cdot V$$

si no hay rozamiento, la potencia comunicada al fluido será:

$$Pot = F/V \quad (2-2)$$

pero $F = P \cdot A$, donde P es la fuerza aplicada y A es el área transversal del pistón; luego, en virtud de la ecuación 2-1:

$$Pot = F \cdot V$$

$$Pot = P \cdot A \cdot V \quad (2-3)$$

$$Pot = Q \cdot P$$

Es evidente que el esquema de la figura 2-1 puede funcionar como bomba o como motor, es decir, la máquina puede absorber potencia mecánica, $F \cdot V$ y restituir potencia hidráulica $Q \cdot P$ o viceversa. Tanto en un caso como en otro queda en evidencia que: *El principio de desplazamiento positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara.*

2.2.4. CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

Las principales características de este tipo de bomba son:

1. Que el flujo es siempre intermitente ó pulsante, por lo cual se considera generalmente un promedio del mismo en el tiempo.
2. Que la cámara de trabajo de la bomba volumétrica es el espacio que comunica periódicamente tanto con la cavidad de aspiración durante la carga, como con la cavidad de descarga durante la impulsión, dicha cavidad de aspiración está siempre aislada herméticamente de la descarga.
3. Que el caudal lo determina específicamente tanto las dimensiones de la bomba como su velocidad de funcionamiento. El caudal de descarga logrado depende muy poco de la presión de descarga. Las características básicas de *presión-caudal* se observan en la figura 2-2 como una serie de líneas verticales para un fluido determinado, cada una referida a una velocidad de funcionamiento específica con unas dimensiones dadas de la bomba.

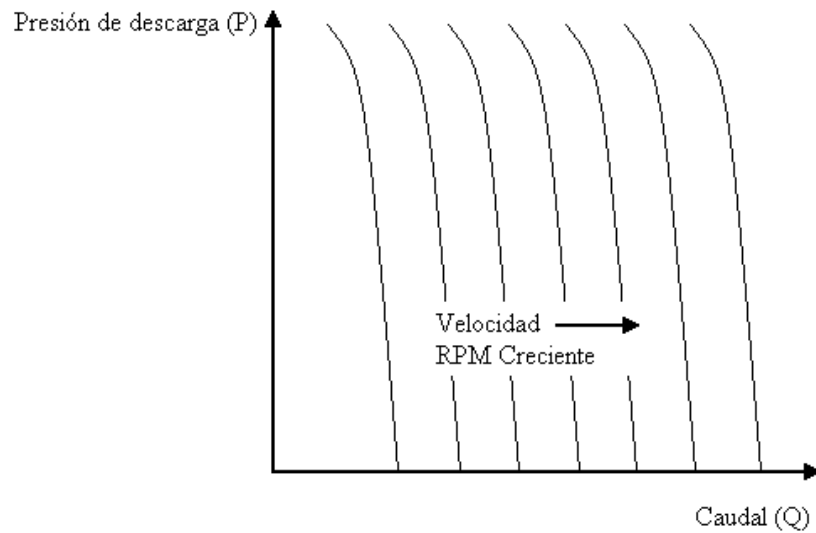


FIGURA 2-2. Curvas características P-Q de la bomba de desplazamiento positivo (Velocidad variable). Fuente: Mataix [4]

4. Otra característica básica se puede apreciar en la figura 2.3 la cual hace referencia a que el caudal logrado para una presión determinada depende de la viscosidad de fluido de trabajo.

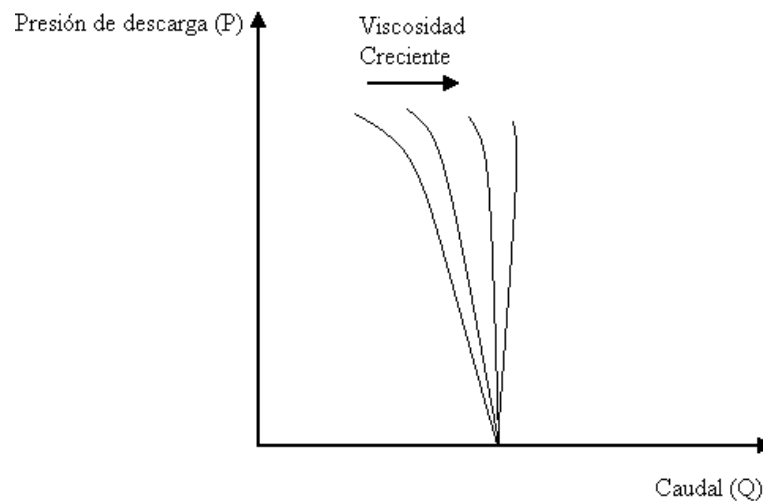


FIGURA 2-3. Curvas características P-Q de la bomba de desplazamiento positivo (velocidad constante). Fuente: Mataix [4]

2.2.5. CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO. [8]

Las bombas de desplazamiento positivo se dividen dependiendo de la naturaleza del movimiento, de los elementos que producen la presión; en dos tipos: Reciprocantes o Alternativas y Rotatorias. De estos dos tipos de bombas se va a profundizar sobre las bombas reciprocantes o alternativas.

2.2.5.1. BOMBAS ALTERNATIVAS.

Este tipo de bombas se emplean para el transporte de una amplia gama de productos, desde líquidos de baja viscosidad, como el agua por ejemplo, hasta pastas y lodos que también pueden contener, eventualmente, sustancias sólidas de acción abrasiva. Las bombas tienen que ser adaptadas a estos diversos productos, lo que trae como consecuencia diferentes tipos de construcción de bombas.

En las bombas de pistón existe un movimiento alternativo y desde el punto de vista cinemático sigue las leyes del mecanismo biela-manivela, con velocidad y aceleración variable a lo largo de la carrera. La velocidad instantánea es cero en los puntos muertos siendo máxima a la mitad de la carrera, siguiendo una ley senoidal a lo largo de la misma. La aceleración es máxima en la cercanía de los puntos muertos y cero a mitad de la carrera.

2.2.6. INTRODUCCIÓN TEÓRICA DE LAS BOMBAS DE PALETAS.

Entre las bombas rotatorias se encuentran las bombas de paletas que son de tipo compacto, y resultan muy adecuadas para presiones y velocidades medias. No

obstante son mas limitadas las presiones que alcanzan; la máxima generalmente es de 6894,757 a 10342,135 kPa (1000 a 1500 psig), excepto en modelos especiales. Encuentran su aplicación principal en sistemas de presión media y baja que requieren una bomba compacta, de poco precio, y en los sistemas hidráulicos de máquinas-herramientas, pero su versatilidad las hace adecuadas para muchas otras aplicaciones. Para sistemas de características y rendimientos superiores existen versiones mejoradas.

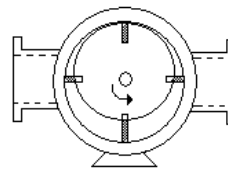


FIGURA 2.4. Bomba de paletas rotatorias de una sola cámara.

Fuente: Dib, Giugni y Raniolo [13]

Forma constructiva la bomba, representada en la figura 2-5:

- 1) Eje de la bomba donde va acoplada la paleta.
- 2) Carcaza o cuerpo de bomba, representa la cámara de bombeo, además de, soportar al resto de los elementos del extremo líquido.
- 3) Paleta, constituye el elemento desplazador del fluido.
- 4) Válvulas de admisión de tipo Europa.
- 5) Válvulas de escape de tipo Europa.
- 6) Cámaras, espacio internos físicos donde se realiza la compresión.
- 7) Compensador Hidrostático, permite el sellado entre el eje y la carcasa y el compensar hidráulicamente el sistema.
- 8) Juntas Herméticas, permiten la estanqueidad entre las cámaras.

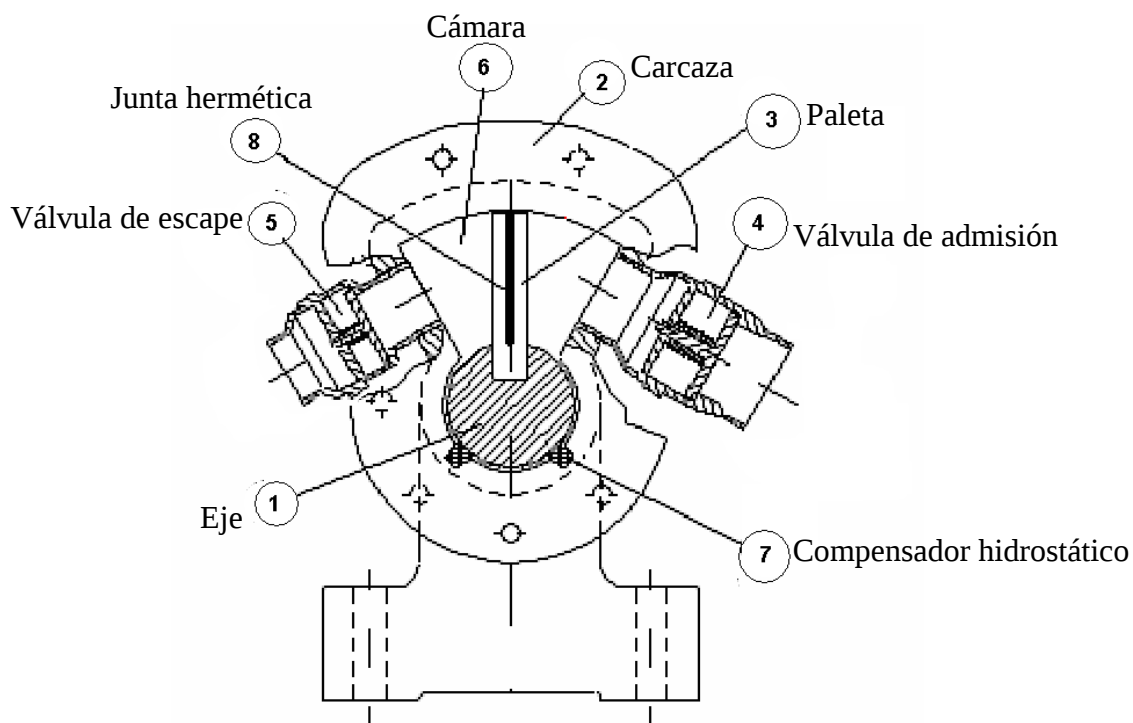


FIGURA 2-5 Corte transversal de la bomba de paleta oscilante. Fuente: Dib, Giugni y Raniolo [13]

En la tabla 2.1 se observan las características de las bombas rotatorias de paletas comerciales.

TABLA 2.1. Características de las bombas rotatorias de paletas

Parámetro	Intervalo	Observaciones
Presión máxima	6894,7 kPa (1000 psig) 10342,1 kPa (1500 psig) 13789,5-17236,8 kPa (2000-2500 psig.)	Normal con modificaciones (por ejemplo: Paletas equilibradas) Bombas de dos etapas
Velocidad	Hasta 1800 rpm.	Normal
Caudal	$2,5233 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (40 gpm.) $6,3083 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (100 gpm.)	Tamaño máximo típico de la gamma. Algunas de dos etapas.
Rendimiento Volumétrico	80 %	Normal
Rendimiento total	75 %	Normal, pero varía según los tamaños.

Fuente: Vickers [10]

2.2.7. DESCRIPCIÓN DE LAS VARIABLES FÍSICAS Y FUNCIONALES DE LA BOMBA Y DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO. [6] [8]

Las variables físicas y funcionales de la bomba y del sistema de accionamiento son: Caudal (Q), presión de descarga (P_d), pérdidas (h_f), potencias (P_{ot}) y eficiencia volumétrica (η_v). La descripción de estas variables se fundamentará en el principio de funcionamiento de las bombas rotatorias de desplazamiento positivo, ya que al igual que la bomba de paleta oscilante, todas son bombas volumétricas en las cuales el desplazamiento del líquido se realiza, mediante el proceso del desalojamiento periódico del mismo, de la cámara de trabajo por el desplazador, encargados de intercambiar energía con el fluido.

2.2.7.1. CAUDAL.

Se refiere al promedio del volumen de líquido que debe manejar la bomba en un tiempo dado. Este caudal se puede determinar por las dimensiones de la cámara de trabajo o volumen desplazado de líquido y las revoluciones del eje.

En las bombas de desplazamiento positivo, para la obtención del caudal, se toman en cuenta las siguientes definiciones:

a) Caudal teórico, Q_t :

Es el suministro de líquido incompresible cuando no existen fugas de líquido, ni exteriores, ni interiores a través de las holguras asegurando así el llenado de la cámara de trabajo.

De tal modo, para calcular el caudal teórico de la bomba se utiliza la ecuación:

$$Q_t = V_d \cdot N_m \quad (2-4)$$

Donde V_d es el volumen de trabajo de la bomba o volumen desplazado y N_m se refiere a la velocidad de giro de la manivela.

La ecuación 2-4 se basa en la consideración que el movimiento alternativo del desplazador es reemplazado por un movimiento uniforme, con el cual el desplazador tardará el mismo tiempo en hacer la carrera que con su velocidad variable.

Luego el caudal teórico de esta bomba es directamente proporcional al volumen desplazado de líquido por el elemento de bombeo y al número de revoluciones de la manivela, y no depende de la presión creada por la bomba. Esta última determina la potencia absorbida por la bomba para bombear un caudal determinado.

Para aumentar el caudal sin aumentar excesivamente las dimensiones de la máquina, según la ecuación 2-4 habrá que aumentar N_m , pero por la razón que rige a las bombas de émbolo o pistón, la velocidad media del desplazador no suele exceder a 1,5 m/s, y el número de carreras dobles (ida y vuelta) no suele exceder 550 a 600 por minuto. La tendencia moderna señala un progreso hacia velocidades del desplazador mayores que las indicadas, con lo que disminuyen las dimensiones y el peso de la bomba (aumento de potencia específica).

b) Caudal Real Q.

El caudal real es menor que el teórico, a causa de las fugas debidas a retraso de cierre en las válvulas, ya que las válvulas no retienen las pérdidas exteriores en el prensaestopas y las existentes entre la cámara y el elemento de bombeo. Además el aire mezclado con el líquido impulsado, que se desprende a causa del vacío creado

por la bomba y que penetra por el tubo de aspiración, que si no es retenido, disminuye el caudal. Estas pérdidas se tienen en cuenta en el rendimiento volumétrico η_v :

$$Q = \eta_v \cdot Q_t \quad (2-5)$$

El rendimiento volumétrico tiene en cuenta el hecho que la bomba no puede suministrar a la tubería de carga el volumen de líquido, igual al volumen teórico, descrito por el desplazador: parte del líquido se pierde inevitablemente a través de las holguras, y parte se infiltra a través de las válvulas, que no se cierran instantáneamente en las posiciones izquierda y derecha del desplazador.

El rendimiento volumétrico se determina durante el ensayo de la bomba midiendo el volumen real de líquido suministrado por la bomba. Dividiendo este último por el volumen teórico de trabajo del cilindro se obtiene: $\eta_v = 0,7 \dots 0,99$.^[1]

c) Regulación del Caudal.

De acuerdo con las ecuaciones 2-4 y 2-5 la expresión general para el caudal real de la bomba tiene la forma:

$$Q = V_d \cdot N_m \cdot \eta_v \quad (2-6)$$

La variación del caudal se puede alcanzar teóricamente variando uno o varios de estos factores. En la práctica la variación del volumen desplazado de líquido V_d se pudiera hacer variando la longitud angular de carrera del desplazador o regular el caudal con las dimensiones geométricas del mismo desplazador o paleta, lógicamente al estar diseñada y construida la bomba, sería imposible regular el caudal para dimensiones geométricas fijas o dadas.

El caudal de la bomba se puede regular variando la eficiencia volumétrica. Para ello la válvula de aspiración o de impulsión se debe hacer regulable y se debe retener su ascenso sobre el asiento durante la correspondiente carrera de alimentación o de aspiración. Este método de regulación se emplea raramente, puesto que está relacionado con la disminución del rendimiento total de la bomba y, por lo tanto, es desde el punto de vista energético no efectivo.

Otro procedimiento de regulación del caudal para la bomba, es variando la velocidad de rotación del motor de accionamiento, o cambiando las relaciones de los dispositivos de transmisión, acoplados entre el motor y la bomba; este procedimiento de regulación se justifica energéticamente.

2.2.7.2. PRESIÓN DE DESCARGA.

El principio de desplazamiento positivo demuestra que teóricamente cualquier presión es alcanzable, este tipo de bomba se construyen para presiones de 10 MPa y aún mayores. Sin embargo este tipo de bomba, no se adaptaría también a presiones muy altas, ya que las velocidades de este desplazador, deberían reducirse para obtener una duración aceptable de la empaquetadura y reducir las reversiones de presión y esfuerzos cíclicos, que contribuyen a producir fallas por fatiga del material en el eje, conllevando a dimensiones del desplazador y cargas que hace a este tipo de bomba no práctica debido a su gran tamaño y alto esfuerzo de torsión.

En definitiva la presión nominal de la bomba, es la fuerza por unidad de área que es capaz de soportar la bomba entregando un caudal especificado, con seguridad durante un tiempo determinado sin experimentar averías.

2.2.7.3. PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS.

Las ecuaciones para estimar las pérdidas y rendimientos tanto hidráulicos como volumétricos están basados en bombas de desplazamiento positivo rotatorias, sin embargo, considerando que la bomba de paleta oscilante tiene un movimiento angular, se asumirá que en ella el fluido se comporta de forma similar que en una bomba rotatoria, bajo esta premisa serán utilizadas dichas ecuaciones según corresponda.

A continuación se especifican cada una de estas definiciones:

a) Pérdidas de energía hidráulica.

Estas pérdidas disminuyen la energía específica útil que la bomba comunica al fluido, en este tipo de bomba se refiere a la altura de presión. Básicamente se pueden clasificar en dos grupos: a) pérdidas por superficie y b) pérdidas por forma. Las pérdidas por superficie se refieren a las pérdidas por fricción en las paredes de la bomba y choque de las partículas de fluido entre sí. Las pérdidas por forma son por choque, es decir por incidencia.

b) Pérdidas volumétricas.

Son pérdidas o fugas de flujo másico o caudal a través de las holguras internas de la bomba. Estas se pueden clasificar en: Pérdidas volumétricas exteriores e interiores.

Las pérdidas volumétricas exteriores (q_e) son aquellas fugas que ocurren donde el eje atraviesa la carcasa de la máquina o en las válvulas.

Para reducir las fugas se puede utilizar un sello mecánico o bien un prensaestopas.

Las pérdidas interiores (q_i) son las fugas de mayor importancia. Estas pérdidas ocurren en la holgura interna entre el desplazador o paleta y la carcasa de la bomba.

El caudal ideal o teórico que manejaría la bomba es:

$$Q_t = Q + q_e + q_i \quad (2-7)$$

A los caudales q_e y q_i ; se le comunica cierta energía, la cual no es aprovechada. También se puede decir que q_e es muy pequeño en ciertos casos.

c) Pérdida de energía mecánica.

En estas pérdidas de disponibilidad de energía se incluyen las pérdidas por, fricción mecánica en sellos (prensaestopas o sellos mecánicos), pérdida por fricción en los cojinetes y pérdidas que se originan por el roce de las paredes del desplazador de la bomba con el fluido.

d) Potencias y rendimientos.

Antes de estudiar las potencias y rendimientos en esta bomba es muy importante observar el diagrama del indicador para una bomba de émbolo, el cual es una representación de la variación de la presión en el cilindro de una bomba alternativa durante una revolución completa del cigüeñal. En la práctica el diagrama del indicador se obtiene mediante un instrumento que registra la presión instantánea en el cilindro del instrumento conectado a la bomba, y por tanto registra la presión instantánea en el interior de la bomba. El diagrama del indicador sirve para:

- Descubrir defectos de funcionamiento de la bomba.
- Medir la potencia interna P_i , que en las máquinas alternativas, por obtenerse con este aparato, se llama potencia indicada.

La potencia interna de la bomba es mayor que la potencia útil, porque parte de la potencia se gasta en el cilindro de la bomba en vencer las resistencias hidráulicas, y también en compensar las pérdidas, provocadas por las fugas a través de los lugares insuficientemente, estancos y las válvulas.

Se define rendimiento interno o indicado de una bomba alternativa la relación:

$$\eta_i = \frac{P_u}{P_i} \quad (2-8)$$

Donde P_u es la potencia útil.

El rendimiento interno engloba todas las pérdidas internas de la bomba, es decir, las pérdidas hidráulicas y las pérdidas volumétricas:

$$\eta_i = \eta_h \cdot \eta_v \quad (2-9)$$

2.2.7.4. VISCOSIDAD DEL FLUIDO Y DESGASTE. [6]

El caudal es prácticamente, y con amplios límites, directamente proporcional a la velocidad de rotación o revoluciones N . Esta dependencia lineal rige, sin embargo, solamente hasta un número de revoluciones límite inferior de la bomba, pues a medida que bajan las revoluciones se hacen cada vez más notorias las pérdidas internas por aberturas, hasta que finalmente se alcance el número de revoluciones en que se neutraliza el caudal y las pérdidas (número de revoluciones mínimo, N_p).

Este es precisamente el punto en que la curva característica del Caudal vs. Revoluciones no pasa por el punto cero del número de revoluciones, ver Figura 2-6.

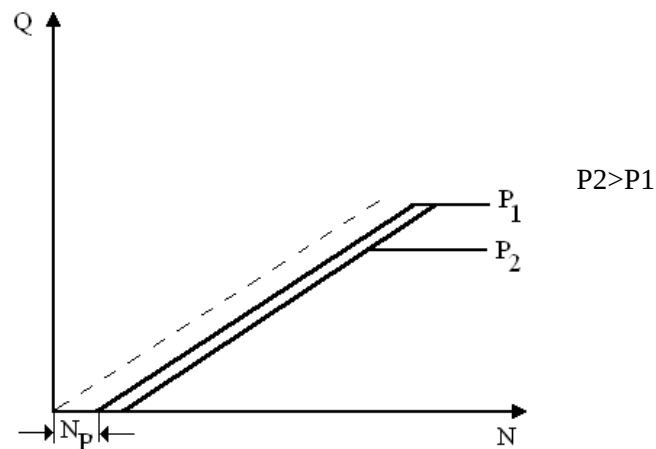


FIGURA 2-6. Diagrama característico Q-N; caudal en función del número de revoluciones con presiones de descarga distintas P (P_1 y P_2). Fuente: Dib, Giugni y Raniolo [13]

El número de revoluciones mínimo depende especialmente de la forma de trabajo de la bomba, de la presión de descarga y de la viscosidad del fluido de trabajo. Cuanto mayor sea la viscosidad, tanto menor se hace el número de revoluciones mínimo. Pero también hay un número de revoluciones límite superior para la dependencia lineal entre el caudal y revoluciones. Este es el punto en que la presión de entrada absoluta ya no garantiza el llenado completo de la bomba. Esto se hace más problemático aumentando la viscosidad.

En cuanto a la viscosidad, si aumenta se hacen más pequeñas las pérdidas, por fugas, es decir, que la curva característica del campo P-Q se acerca cada vez más a una línea vertical, como se puede apreciar en la figura 2-7. Pero una alta viscosidad del producto a elevar repercute desfavorablemente en el caudal porque se reduce el

grado de llenado. Las bombas más grandes se comportan, en comparación, de forma más favorable que las unidades pequeñas. Las primeras aún pueden aspirar productos muy viscosos con tuberías de succión cortas; las pequeñas necesitan para ello ayuda de alimentación.

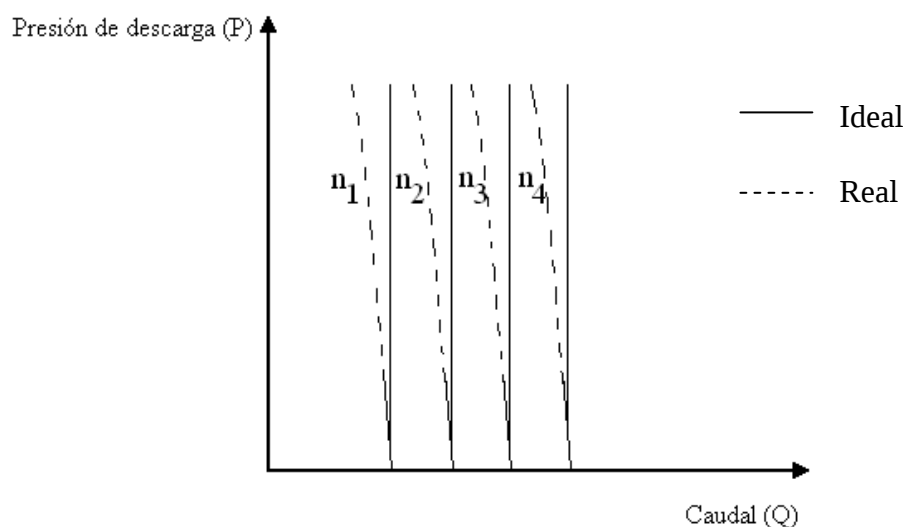


FIGURA 2-7. Características teóricas y reales de la altura de presión de la bomba. Fuente: Nekrasov, B. [6]

En la tabla 2.2 se muestra la relación entre la viscosidad y la velocidad de rotación del motorreductor.

TABLA 2.2. Viscosidad del fluido y velocidad de rotación del motorreductor

Viscosidad dinámica (MPa.s)	Velocidad de rotación (rpm)
200	550
1000	420
3000	330
10000	240
100000	100

Fuente: Nekrasov, B. [6]

2.2.7.5. VIDA DE SERVICIO DE LA BOMBA.

El número de ciclos (N_c) es el tiempo estimado de funcionamiento de la bomba sin que la misma presente falla, además es de gran importancia para seleccionar el criterio adecuado de diseño. Para su cálculo se hace necesario prefijar el tiempo de servicio, el tiempo estimado de trabajo T_t (hrs/día), el tiempo estimado de funcionamiento T_f (años de servicio), para ello se considerará como tiempo de trabajo para la bomba 8 horas diarias y una proyección de vida de 10 años.

$$N_c = (60 \times 30) N \times T_t \times T_f \quad (2-10)$$

Una vez obtenido el valor de N_c , se puede determinar si los cálculos del diseño deben ser realizados para vida infinita ($N_c > 10^7$ ciclos) y así seleccionar los materiales adecuados.

2.2.8. DISPOSITIVOS DE MEDICIÓN Y VÁLVULAS. [10] [17] [18]

Los dispositivos de medición y válvulas existentes en el mercado son de gran variedad y aplicaciones, existentes desde equipos muy sencillos hasta llegar a equipos muy tecnificaciones que cumplen su función con gran capacidad y precisión.

A continuación se muestran los tipos de válvulas más utilizados:

2.2.8.1. VÁLVULAS DE RETENCIÓN (CHECK).

La válvula de retención esta destinada a impedir una inversión de la circulación. La circulación del líquido en el sentido deseado abre la válvula; al invertirse la

circulación, se cierra. Hay tres tipos básicos de válvulas de retención: 1) válvulas de retención de columpio, 2) de elevación y 3) de mariposa.

2.2.8.2. VÁLVULAS DE RETENCIÓN DEL COLUMPIO.

Esta válvula tiene un disco embizarrado o de charnela que se abre por completo con la presión en la tubería y se cierra cuando se interrumpe la presión y empieza la circulación inversa. Hay dos diseños: uno en "Y" que tiene una abertura de acceso en el cuerpo para el esmerilado fácil del disco sin desmontar la válvula de la tubería y un tipo de circulación en línea recta que tiene anillos de asiento reemplazables.

2.2.8.3. VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE ELEVACIÓN.

Una válvula de retención de elevación es similar a la válvula de globo, excepto que el disco se eleva con la presión normal e la tubería y se cierra por gravedad y la circulación inversa.

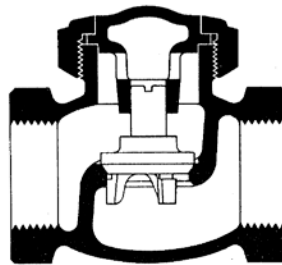


FIGURA 2-8. Válvula de retención, de tipo elevación. Fuente: [on-line] [17]

2.2.8.4. VÁLVULA DE RETENCIÓN DE MARIPOSA.

Una válvula de retención de mariposa tiene un disco dividido embizarrado en un eje en el centro del disco, de modo que un sello flexible sujeto al disco este a 45°

con el cuerpo de la válvula, cuando esta se encuentra cerrada. Luego, el disco solo se mueve una distancia corta desde el cuerpo hacia el centro de la válvula para abrir por completo.

2.2.8.5. VÁLVULAS DE SEGURIDAD O DE ALIVIO.

En la industria constituye una situación normal la utilización de sistemas que operan a presión. Reactores, calderas, recalentadores, tanques de almacenamiento, tuberías y demás aparatos a presión, pueden verse sometidos a presiones superiores a la de diseño, con el consiguiente riesgo de explosión, pudiendo causar graves consecuencias tanto para las personas como para las instalaciones cercanas. Para prevenir este riesgo se instalan en estos equipos válvulas de seguridad, que permitan por medio de la descarga del fluido contenido, aliviar el exceso de presión. Así, las válvulas de seguridad constituyen un elemento clave de seguridad utilizado ampliamente en la industria y exigido reglamentariamente.

Algunos de los elementos más importantes presentes en las válvulas de seguridad se pueden apreciar en la figura 2-9.

Las válvulas de seguridad de alivio de presión están diseñadas para abrir y aliviar un aumento de la presión interna del fluido, por exposición a condiciones anormales de operación o a emergencias.

Son actuadas por la energía de la presión estática. Cuando en el recipiente o sistema protegido por la válvula se produce un aumento de presión interna, hasta alcanzar la presión de tarado, la fuerza ejercida por el muelle es equilibrada por la fuerza producida por la presión sobre el área del disco de cierre, ver figura 2-10. A partir de aquí, un pequeño aumento de presión producirá el levantamiento del disco

de cierre y permitirá la salida del fluido. Si se trata de una válvula de seguridad de apertura instantánea, el disco de cierre se separará repentina y totalmente, debido al incremento de la fuerza resultante del producto de la presión por el incremento del área del disco de cierre. Pero si se trata de una válvula de alivio de presión, la válvula abrirá proporcionalmente al incremento de presión producido.

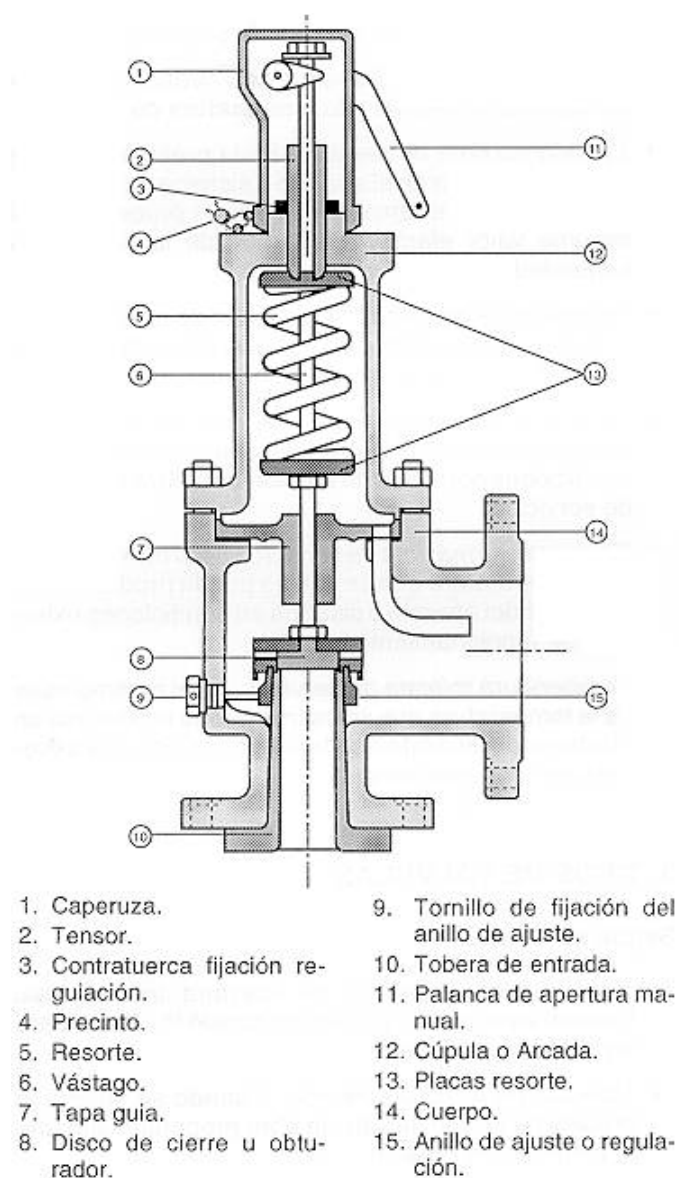
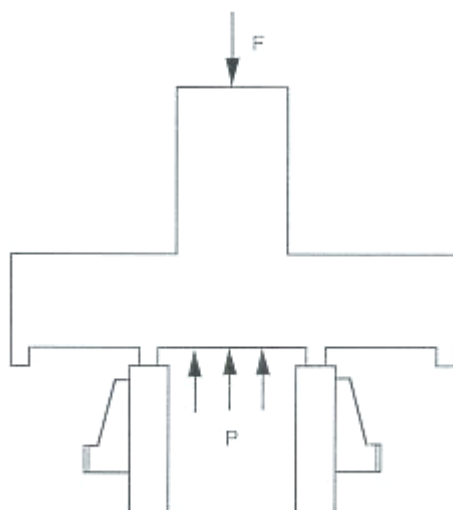


Figura 2-9 Elementos principales de la válvula de seguridad. Fuente: [on-line][18]



F: Fuerza ejercida por el muelle; P: Presión interna

Figura 2-10. Disco de cierre. Fuente: [on-line][17]

Cuando la presión disminuye, la válvula cierra a una presión ligeramente inferior a la presión de tarado como consecuencia de la energía cinética del fluido en el escape. En la figura 2-11 se pueden apreciar los diferentes niveles de presión existentes. Son a diferencia de otros dispositivos de alivio (discos de rotura, tapones y fusibles térmicos, entre otros) mecanismos diseñados para cerrar cuando la presión haya sido restablecida, quedando en disposición de actuar y prevenir un nuevo alivio del fluido.

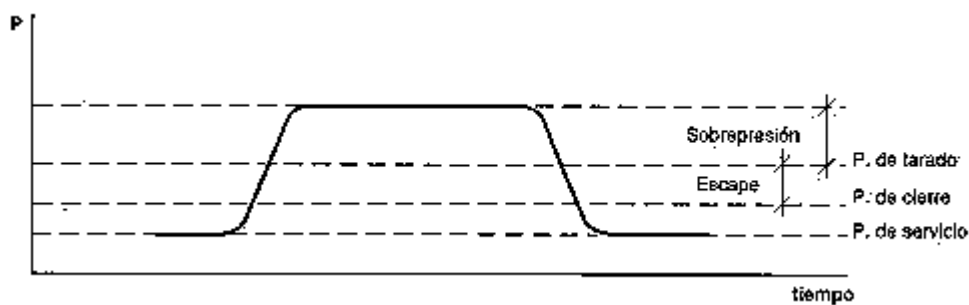


Figura 2-11. Diagrama de evolución de la presión en la apertura y cierre de una válvula de seguridad. Fuente: [on-line][17]

En cuanto al valor del tarado, en general y como criterio preventivo, la presión de tarado de las válvulas de seguridad instaladas en un equipo no sobrepasará la presión de diseño ni la máxima de servicio del equipo

2.2.9 VÁLVULAS DE SUCCIÓN Y DE DESCARGA. [18]

Estas válvulas son dispositivos que tienen como finalidad la regulación de la entrada y salida del fluido que entra en la cámara de la bomba, su funcionamiento se rige por el principio de las válvulas de retención, es decir, el fluido que pasa a través de ellas lleva un sólo sentido sin que fluya en el otro.

Las válvulas utilizan en forma de tres variedades constructivas, las cuales se describen a continuación:

La válvula de Bola: empleada generalmente, para presiones insignificantes y en caso de acción ocasional.

Las válvulas cónicas y planas: son más seguras y empleadas para presiones y caudales grandes.

Al momento de diseñar o seleccionar el tipo de válvula adecuado es necesario conocer las dimensiones del muelle con que esta cargada, así como las propiedades del líquido que esta maneja (γ y ν), como se ilustra en la figura 2-12.

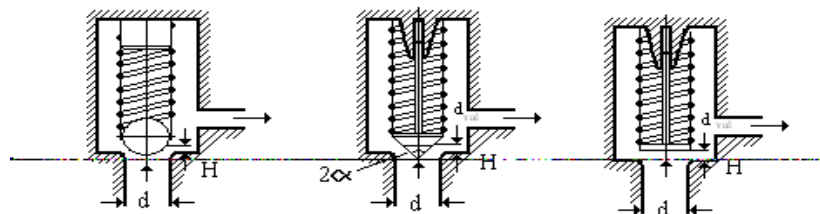


FIGURA 2-12. Variedades de válvulas. Fuente [on-line][18]

2.2.10 NORMA ANSI/HI 6.6. ENSAYOS DE BOMBAS RECIPROCANTES. [1]

La siguiente norma, publicada por el Instituto Hidráulico, tiene como propósito general eliminar los malentendidos entre el fabricante, proveedor y/o usuario en la selección y obtención del producto adecuado para una necesidad en particular. Esta norma en particular es bombas reciprocantes y bombas de volumen controlado, en la misma se incluyen los procedimientos para los ensayos de dichas bombas.

2.2.10.1 ARREGLO DEL ENSAYO.

Esta sección contiene las normativas generales para el arreglo del ensayo de bombas que las cuales garantizan la precisión y repetibilidad de los resultados del ensayo, en la figura 2-13 se puede apreciar el arreglo recomendado para el banco de ensayos.

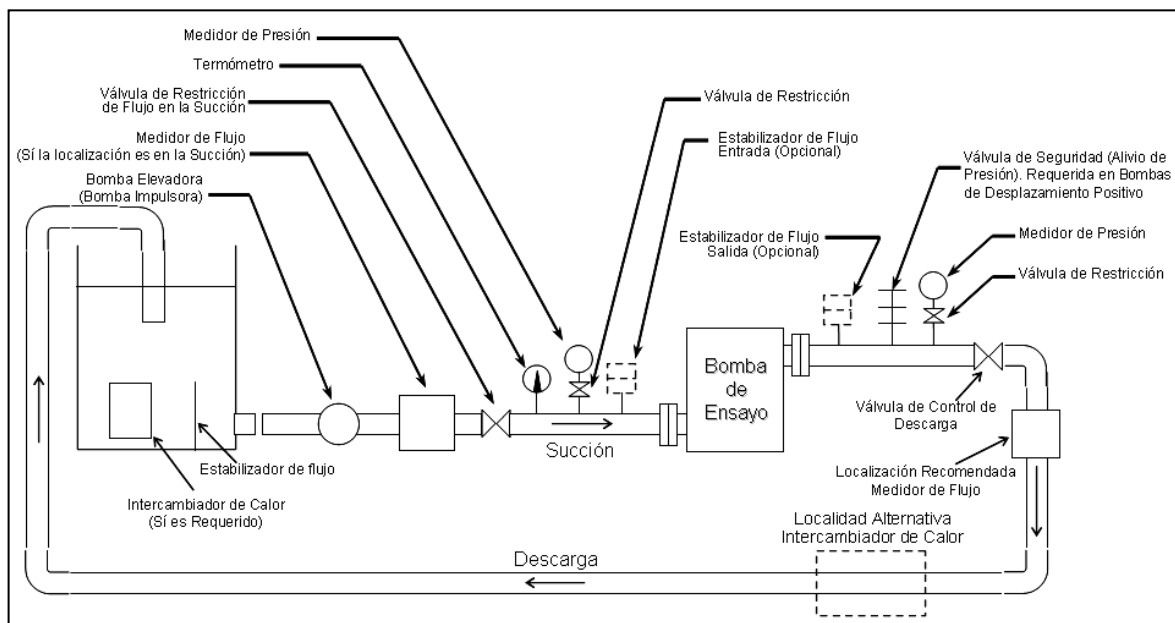


Figura 2-13. Arreglo recomendado para el banco de ensayos. Fuente: ANSI/HI Reciprocating pump test [1]

Los ensayos de la bomba pueden utilizar, pero no están limitados a, lo siguiente:

- Motor: Dependiendo del método usado para medir la potencia de entrada, se requiere el valor de eficiencia del motor.
- Reductor de velocidad: de ser requerido. Para determinar con precisión la potencia de entrada de la bomba, se requiere el valor de eficiencia del reductor de velocidad.
- Una tubería de succión o manguera proveniente de una bomba elevadora de presión (bomba booster), tanque cerrado o abierto, correctamente dimensionado para el tamaño de la bomba a ser ensayada. El flujo hacia la bomba debe estar libre de turbulencias y con una distribución simétrica de velocidad.
- Un indicador de presión apropiado para una medición completa dentro del intervalo de la presión en la succión, sea esta negativa o positiva.
- Una tubería o manguera de descarga con un dispositivo que permita regular o aliviar la presión.
- Dispositivos amortiguadores pueden ser usados para los instrumentos de medición en la succión o descarga, así como también válvulas de aguja o tubos capilares para amortiguar las pulsaciones de presión de los instrumentos.
- Un dispositivo de medición de la potencia de entrada de la bomba apropiado para la medición completa del rango de potencia.
- Un dispositivo para la medición de la velocidad de la bomba.
- Un arreglo propuesto para la prueba de NPSH debe proveer un medio para disminuir el NPSH de la bomba, tales como una válvula reguladora en la succión, una fuente de nivel variable, tanque en la succión presurizado o un

calentador en el tanque en la succión. Además el fluido a utilizar para la prueba de NPSH debe ser agua.

- Las dimensiones de las tuberías o mangueras de succión y descarga deben ser determinadas considerando las velocidades apropiadas del flujo.

2.2.10.2 CÁLCULOS.

A continuación se presentan la forma recomendada de realizar los cálculos para obtener el valor de las variables de funcionamiento de la bomba

a) CÁLCULO DE LA PRESIÓN EN LA SUCCIÓN O ENTRADA (Ps).

$$(Unidades\ Inglesas) \quad Ps = Psg + \frac{GE}{2.31} \left[\frac{Vs^2}{2g} \pm Zs \right] \quad (2-11)$$

$$(Unidades\ Métricas) \quad Ps = Psg + \frac{GE}{0.102} \left[\frac{Vs^2}{2g} \pm Zs \right] \quad (2-12)$$

b) CÁLCULO DE LA PRESIÓN EN LA DESCARGA O SALIDA (Pd).

$$(Unidades\ Inglesas) \quad Pd = Pdg + \frac{GE}{2.31} \left[\frac{Vd^2}{2g} \pm Zd \right] \quad (2-13)$$

$$(Unidades\ Métricas) \quad Pd = Pdg + \frac{GE}{0.102} \left[\frac{Vd^2}{2g} \pm Zd \right] \quad (2-14)$$

c) CÁLCULO DEL DIFERENCIAL TOTAL DE PRESIÓN (Δh).

$$\Delta P = P_d - P_s \quad (2-15)$$

d) CÁLCULO DE LA POTENCIA DE ENTRADA.

La potencia al freno, cuando es medida con un dinamómetro:

$$(\text{Unidades Inglesas}) \quad P_p = \frac{n\tau}{5250} \quad (2-16)$$

$$(\text{Unidades Métricas}) \quad P_p = \frac{n\tau}{60.000} \quad (2-17)$$

La potencia de entrada, cuando es medida a través de un motor calibrado:

$$(\text{Unidades Inglesas}) \quad P_p = \frac{kW \times \eta_{mot}}{0.746} \quad (2-18)$$

$$(\text{Unidades Métricas}) \quad P_p = kW \times \eta_{mot} \quad (2-19)$$

e) CÁLCULO DE LA POTENCIA DE SALIDA.

$$(\text{Unidades Inglesas}) \quad P_w = \frac{QP_H}{1714} \quad (2-20)$$

$$(\text{Unidades Métricas}) \quad P_w = \frac{QP_H}{3600} \quad (2-21)$$

f) CÁLCULO DE LA EFICIENCIA TOTAL.

$$\eta_T = \frac{P_w}{P_p} \times 100 \quad (2-22)$$

2.2.10.3 PRESENTACIÓN DE LOS RESULTADOS.

El caudal, potencia y eficiencia se presentan en el eje de las ordenadas con el diferencial de presión en el eje de las abscisas, como se muestra en la figura 2-14.

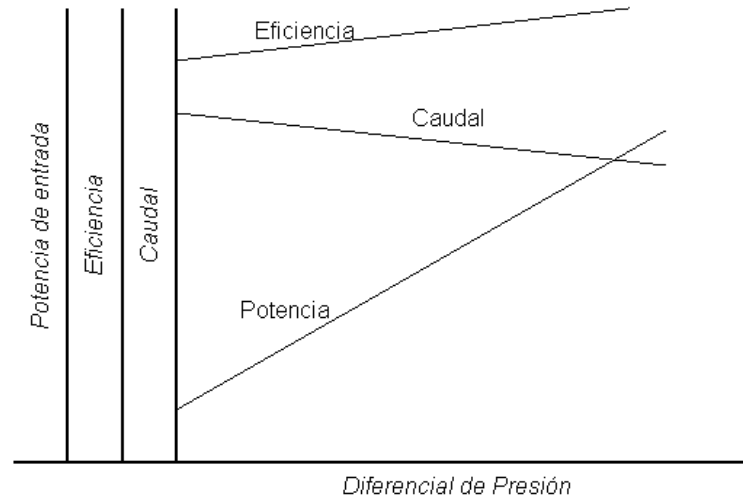


Figura 2-14. Presentación de los resultados del ensayo. Fuente: ANSI/HI Reciprocating pump test [1]

2.2.10.4 MEDICIÓN DEL CAUDAL.

Para medir el caudal, se utilizan diversas técnicas, tales como la medición por peso, por volumen, por desplazamiento y la medición del flujo introduciéndolo a través de una reducción calibrada, entre los cuales destacan las placas orificios, medidor venturi, medidor tipo tobera y el tubo pitot.

Para la medición del flujo con dispositivos medidores de desplazamiento, entre los cuales se incluyen los medidores de pistón, medidores de paletas rotatorias, medidores de platos oscilantes y similares. Para que éstos dispositivos cumplan con la norma, deben estar certificados para ser insensibles a los efectos de las pulsaciones del flujo, calibrados para manejar fluidos con viscosidad y densidad similares; sino deben ser aislados de las pulsaciones mediante la utilización estabilizadores o

amortiguadores de las pulsaciones del flujo. Para su instalación, se deben seguir estrictamente las recomendaciones del fabricante o del proveedor.

2.2.10.5 MEDICIÓN DE LA PRESIÓN.

Las tomas de presión deben ser ubicadas a un mínimo de dos diámetros de tubería recta de sección invariable antes o después del estabilizador de flujo, descarga o succión de la bomba, codo, válvula o cualquier otra restricción del flujo. Si no son empleados estabilizadores de flujo, el medidor debe ser capaz de prevenir el efecto de las pulsaciones para evitar errores en las lecturas.

Para la medición de la presión se pueden utilizar diversos medios tales como transductores de presión magnéticos, medidores de presión de diafragma o manómetros tipo bourdon. Estos instrumentos deben ser calibrados luego de cada ensayo (de ser posible).

2.2.10.6 MEDICIÓN DE LA TEMPERATURA.

La temperatura debe ser medida lo más cerca posible a la entrada o succión de la bomba. La medición de la temperatura no debe tener efecto en las medidas de presión y flujo. Para el ensayo no se recomienda una variación significativa en la temperatura (más del 5%), de ocurrir, se debe considerar su efecto en la viscosidad, presión de vapor, entre otros, y de ser necesario, instalar intercambiadores de calor que mantengan la temperatura en un intervalo de temperatura aceptable.

2.2.10.7 FLUIDO DEL ENSAYO.

Por lo general, las bombas ensayadas en fábricas utilizan agua limpia a 20 °C (68 °F), pero cuando los elementos internos de la bomba necesitan ser lubricados, para evitar el roce excesivo entre sus partes, se utiliza un aceite derivado del petróleo que tenga una viscosidad de 250SSU a una cierta temperatura entre 15,56 °C (60 °F) y 54,44 °C (130 °F).

2.2.10.8 VÁLVULA DE CONTROL DE DESCARGA.

La presión de descarga de la bomba debe ser controlada por la válvula de estrangulación de descarga, ésta debe colocarse después de las tomas de presión, y se recomienda como distancia mínima seis veces el diámetro y como máximo 279,4 mm (11 pulg).

2.2.11 PÉRDIDA DE CARGA EN TUBERÍAS. [5]

En la figura 2-15 se muestra una instalación de tubería

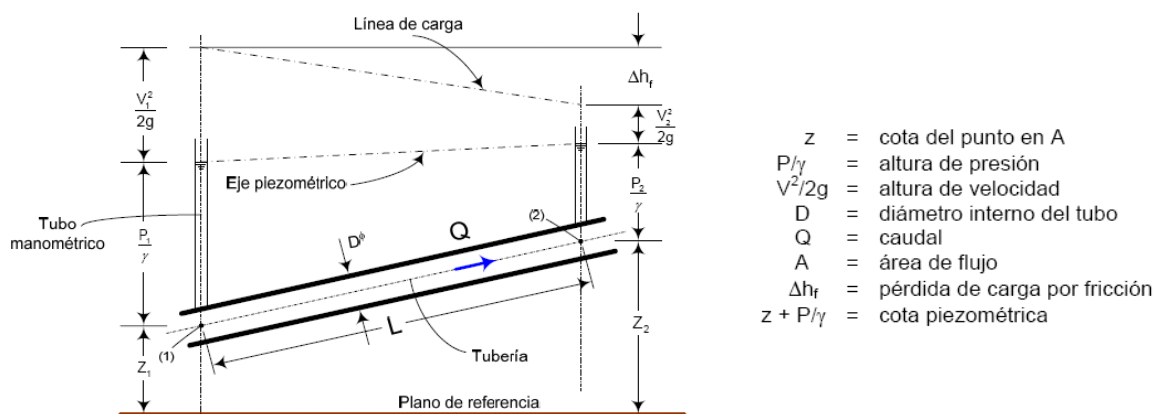


Figura 2-15. Pérdida de carga en tuberías. Fuente: Mott [5]

Aplicando un balance de energía entre la sección (1) y la sección (2), se tiene:

$$\Delta h_f = \left(z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \right) \quad (2-23)$$

Para calcular pérdidas de carga en tuberías, se utiliza la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta h_f = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g} \quad (2-24)$$

Cuando el flujo es laminar, se calcula el factor de fricción con la ecuación de Hagen-Poiseuille, y las pérdidas de carga en tuberías quedan de la siguiente forma:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2-25)$$

$$\Delta h_f = k \cdot Q \quad (2-26)$$

2.2.12 PÉRDIDAS DE CARGA EN ACCESORIOS. [5]

Para el cálculo de las pérdidas por accesorios, se calculan a través de la ecuación empírica 2-26, en donde K depende del tipo y de la geometría del accesorio.

$$\Delta h = K \frac{V^2}{2g} \quad (2-27)$$

En función del caudal:

$$\Delta h = K \frac{\left(\frac{Q}{A}\right)^2}{2g} = \left(\frac{K}{2g \cdot A^2}\right) \cdot Q^2 \quad (2-28)$$

Para determinar las constantes de los accesorios, se utilizan las suministradas por los fabricantes, sino, se pueden utilizar las recomendadas en las Cartas Crane (Anexo 7).

2.2.14 ESFUERZO. [7]

El esfuerzo se define como la carga por unidad de área. Entre los principales esfuerzos aplicados se tienen el esfuerzo cortante y el esfuerzo flexionante.

2.2.14.1 ESFUERZO CORTANTE.

El esfuerzo cortante es uno de los tipos de esfuerzos más sencillos y se calcula a partir de la ecuación 2-29

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (2-29)$$

2.2.14.2 ESFUERZO FLEXIONANTE.

En algunos elementos, el esfuerzo más crítico es el flexionante, el cual es una combinación de compresión y de tracción. Mientras que las fibras superiores de la pieza sometida a un esfuerzo de flexión se alargan, las inferiores se acortan, o viceversa, y viene dado por la ecuación 2-29

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (2-29)$$

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO.

3.1. NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN.

Este proyecto de grado está dirigido al diseño y construcción de un banco de prueba para una bomba de paleta oscilante, con la finalidad de conocer el comportamiento funcional de las variables que definen el estado de operación; por lo tanto la investigación es de tipo descriptivo y exploratorio.

3.2. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.

Para lograr el diseño y construcción del banco de pruebas de una bomba de paleta oscilante, se procede a desarrollar la siguiente metodología:

- Fase I: Revisión inicial de la bomba.
- Fase II: Diseño del banco de pruebas.
- Fase III: Selección de instrumentos.
- Fase IV: Construcción del banco de pruebas.
- Fase V: Elaboración de manuales y práctica.
- Fase VI: Ensayos y análisis de resultados.

En la figura 3-1 se muestra el diagrama de la metodología empleada en un diagrama de flujo.

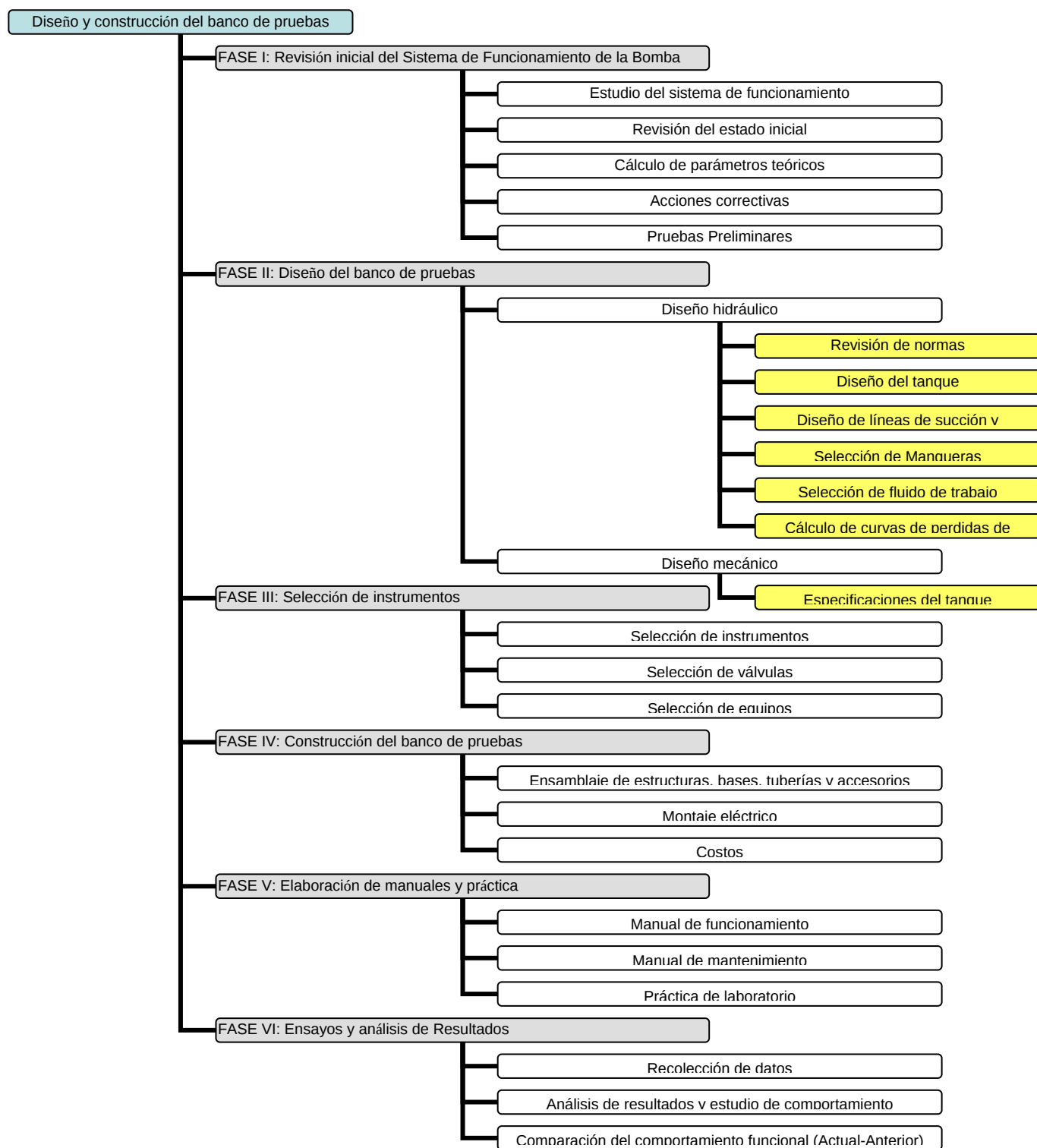


Figura 3-1. Diagrama de flujo de la metodología para el diseño y construcción del banco.

3.2.1. FASE I. REVISIÓN INICIAL DEL SISTEMA DE FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA.

Se revisará el funcionamiento de la bomba en su estado inicial para comprobar el estado de operación de las partes. De ser necesario se realizarán modificaciones al sistema de bombeo que mejoren su comportamiento.

3.2.2 FASE II. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS.

El diseño del banco de pruebas se realizará en dos etapas fundamentales que diferenciarán los elementos hidráulicos de los mecánicos.

3.2.2.1 DISEÑO HIDRÁULICO.

Para el diseño hidráulico se fijarán las variables que intervienen en el funcionamiento: presión, caudal, velocidad de giro y temperatura del fluido. Estas variables serán tomadas como referencia de los trabajos de grado anteriores.

3.2.2.1.2 DISEÑO DE TRAMOS.

Se dimensionara los diámetros de tuberías a utilizar por tramo y las longitudes de los mismos se establecerán acorde al espacio disponible y cumpliendo las normas que regulen la construcción del banco de ensayo, se necesitarán calcular las pérdidas de energía mediante los modelos matemáticos hidráulicos. Se seleccionarán los accesorios recomendados según las normas que rigen los ensayos de máquinas de

desplazamiento positivo, considerando velocidades recomendadas de fluidos y disposición del espacio físico en el área donde está ubicado el banco de pruebas.

3.2.2.1.2 DISEÑO DE LAS PARTES.

Mediante las normas que rigen los ensayos de máquinas de desplazamiento positivo y las recomendaciones del Manual de Hidráulica, se determinará la ubicación de los accesorios como válvulas, codos, reducciones y todos lo demás parámetros establecidos por dichas normas.

3.2.2.2 DISEÑO MECÁNICO.

El diseño mecánico abarcará los diferentes elementos de acople, soporte y sujeción que vayan a ser incorporadas en la construcción y puesta a punto del banco de Pruebas.

3.2.2.2.1 ESPECIFICACIONES DEL TANQUE Y PARTES.

Se diseñaran los elementos necesarios y se seleccionaran los que cumplan con el mismo en la gamma comercial, tales como soportes, bases y placas de sujeción, así como el diseño del tanque. Para el diseño de los elementos de máquinas, primero se determinarán los elementos necesarios, como reductores de velocidad, sistema de acople motor-bomba-reductor, y montaje externo de algunos equipos como control de mando y variador de velocidad. Luego mediante el análisis de esfuerzos, relaciones de transmisión y potencia requerida se obtendrán las dimensiones de los elementos, las cuales servirán de base para la selección de los mismos y para la construcción, de

ser necesario. También se diseñará y construirá el tanque que contendrá el fluido de trabajo, dependiendo del flujo manejado por la máquina y/o recomendado por la norma respectiva.

3.2.3 FASE III. SELECCIÓN DE INSTRUMENTOS.

Se realizará la selección de los instrumentos necesarios para el desarrollo de banco de prueba y mejoramiento de la bomba utilizando los catálogos de fabricantes nacionales con instrumentos y accesorios comerciales, de no encontrar en el mercado nacional algún equipo, accesorio o instrumento, se hará la búsqueda y selección en el mercado internacional en la medida de lo posible, una vez agotadas todas las posibles soluciones y sustituciones por un equivalente.

3.2.4 FASE IV. CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.

Para la construcción se prevé utilizar mano técnica especializada en los casos que sea que totalmente necesario, por lo cual la mayor parte de la construcción será realizada por los autores del presente trabajo de grado que nos permita disminuir los costos de construcción. Se procederá al ensamble de piezas y accesorios y se hará una corrida del proceso para poner a punto el banco y verifica posibles fugas.

3.2.4.1 COSTOS.

Una vez terminado el diseño y construcción de banco se procederá a evaluar y relacionar los costos asociados al desarrollo del banco por concepto de equipos,

accesorios e instrumentos, así como mano técnica especializada utilizada para el desarrollo del mismo.

3.2.5 FASE V. ELABORACIÓN DE MANUALES Y PRÁCTICA.

Posteriormente se diseñará la práctica de laboratorio, que registrará el desarrollo de las actividades a ser realizadas por los alumnos del laboratorio de maquinas de fluidos de la escuela de mecánica sobre el estudio de la bomba de paleta y servirá como guía y control de los alumnos para el cumplimiento de sus objetivos. Adicionalmente se elaborará un manual de funcionamiento del banco que instruya al operador o técnico de laboratorio en el accionamiento y pasos a seguir para el funcionamiento del banco de pruebas.

3.2.6 FASE VI. ENSAYOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Seguidamente se ejecutarán los ensayos y se determinará el comportamiento de las variables funcionales los que nos permitirá realizar un análisis de resultados con base en el comportamiento de las mismas, y el comportamiento de la bomba con relación a los trabajos de grado anteriores.

3.3 ASPECTOS ADMINISTRATIVOS.

Para cumplir con los objetivos planteados, además de definir la metodología, es necesario disponer de ciertos recursos, entre los cuales destacan los recursos materiales, recursos humanos y recursos financieros, adicionalmente se incluye el cronograma de actividades.

3.3.1. RECURSOS MATERIALES.

Se disponen de equipos y materiales de oficina, de los cuales se pueden mencionar dos computadores, una impresora de inyección y 5 resmas de papel bond blanco tamaño carta. También se disponen de las máquinas y herramientas necesarias para la construcción del banco, inspección y posibles modificaciones de la bomba; entre las cuales destacan destornilladores (pala y estría), juego de llaves, llave de tubo, llave inglesa, alicate de presión, llave ajustable, martillo, segueta, nivel, cinta métrica, máquina de soldar, taladro, torno, fresadora, esmeril.

3.3.2. RECURSOS HUMANOS.

Se disponen de los operarios necesarios para manipular las máquinas herramientas mencionadas en los recursos materiales. Para la construcción del banco se dispone como mano de obra a los autores del presente trabajo.

3.3.3. RECURSOS FINANCIEROS.

Para la adquisición de los equipos, herramientas, mano de obra y demás gastos en la construcción del banco de ensayos, se disponen de cinco millones de bolívares (Bs. 5.000.000) antes del 31 de diciembre de 2007, siendo la única fuente de financiamiento los autores del trabajo de grado.

3.3.4. CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES.

La distribución de las actividades se muestra en el cronograma de la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Plan de trabajo

ACTIVIDAD	Semestre Lectivo		
	1° - 2007	2° - 2007	1° - 2008
Consideraciones Iniciales			
Planteamiento del problema			
Objetivos			
Justificación			
Delimitaciones y Limitaciones			
Entrega del Formato TG1			
Revisión Bibliográfica			
Estudio de Antecedentes			
Estudio de Fuentes Literarias			
Estudio y Revisión de Normas			
Diseño de la Investigación			
Definir Etapas			
Definir Pasos de Trabajo			
Metodología a Utilizar			
Estudiar y revisar el sistema de funcionamiento de la bomba			
Evaluación del accionamiento del sistema actual de la bomba			
Evaluación de la estanqueidad de la bomba			
Evaluación del sistema de succión y descarga			
Diseñar mecánica e hidráulicamente las partes y/o componentes principales de banco.			
Diseño del tanque			
Diseño de tuberías, conexiones y accesorios			
Diseño de sistemas de sujeción			
Seleccionar los instrumentos y accesorios existentes en el mercado que complementan la estructura del banco.			
Construir el banco de pruebas			

Tabla 3.1 Plan de trabajo (finalización)

ACTIVIDAD	Semestre Lectivo		
	1° - 2007	2° - 2007	1° - 2008
Construcción del sistema de accionamiento			
Construcción del tanque			
Ensamblaje de sistema de tuberías			
Ensamblaje de instrumentos y accesorios			
Instalación de sistemas eléctricos			
Elaborar manual de funcionamiento del banco de ensayo			
Elaboración del manual de funcionamiento del banco de ensayo			
Elaboración del manual de mantenimiento del banco de ensayo			
Diseñar la práctica de ensayo a ser implementada en el laboratorio			
Estudio de variables.			
Estudio y Definición de objetivos de las prácticas			
Diseño de Actividades para alcanzar objetivos			
Realizar Análisis de Resultados Obtenidos			
Realizar Conclusiones Finales			
Entrega del Trabajo de Grado.			

CAPÍTULO IV

CÁLCULOS, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN.

4.1 ESTUDIO DEL SISTEMA DE FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA.

Se realizó la puesta en funcionamiento de la bomba en las condiciones iniciales, la inspección de sus partes y elementos móviles, además se realizaron las acciones correctivas para mejorar el funcionamiento de la bomba y las pruebas necesarias para comprobar el funcionamiento.

4.1.1 REVISIÓN INICIAL.

Se procedió a poner la bomba en funcionamiento en las condiciones en que se encontraba, las cuales fueron las siguientes:

Se encontraba fijada a una base metálica y con los siguientes componentes mecánicos para su funcionamiento, como se muestra en la figura 4-1.

- 1) Sistema acople bomba-reductor, mecanismo de 3 barras.
- 2) Sistema de acople motor-reductor por correa.
- 3) Motor Baldor 1,2 Hp, 1700 rpm, monofásico.

Una vez acoplado todos los mecanismos se energizó la bomba colocándola en funcionamiento, de manera inmediata hubo que desenergizarla debido a que se observaron fugas a nivel de la carcasa y fuertes ruidos, por lo cual no se podía seguir con la prueba de funcionamiento, determinando que la bomba presentaba fugas por fallas en los sellos mecánicos, como lo son las empaaduras utilizadas.

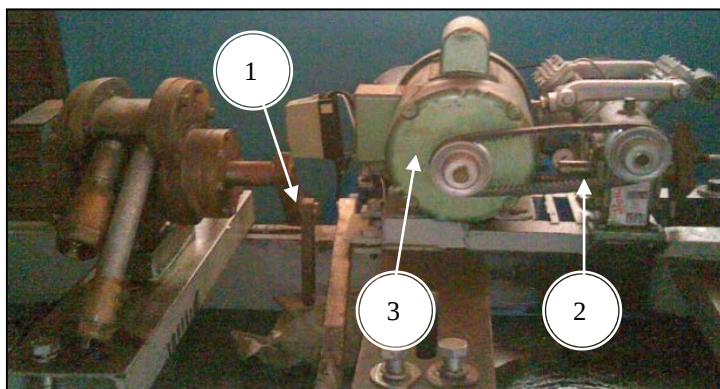


Figura 4-1 Estado inicial de la bomba.

Debido a esto se desarmó la bomba para realizar la inspección física y visual de los componentes internos de la misma, y de esta manera determinar las causas de las fugas. Del desarme e inspección se determinó lo señalado en la tabla 4.1.

TABLA 4.1. Estado inicial de los componentes

ÍTEM	COMPONENTE	CANTIDAD	OBSERVACIONES
1	Rodamientos	2	Deformaciones, mal funcionamiento (ruido).
2	Estoperas	2	Deterioro, labios agrietados y deformados.
3	Empacaduras	2	Rotas.
4	Junta hermética de la paleta	3	Deterioro, completamente desechas.

4.1.1.1 CAUDAL TEÓRICO.

En los trabajos de grados anteriores, no se especifica como se calcula el caudal teórico manejado por la bomba, así que a continuación se procede a realizar el cálculo, considerando la geometría de la cámara interna de la bomba, las dimensiones

de la paleta y la velocidad de giro de salida del reductor, para determinar el volumen de fluido desplazado por cada revolución del motor, como se observa en la figura 4-2.

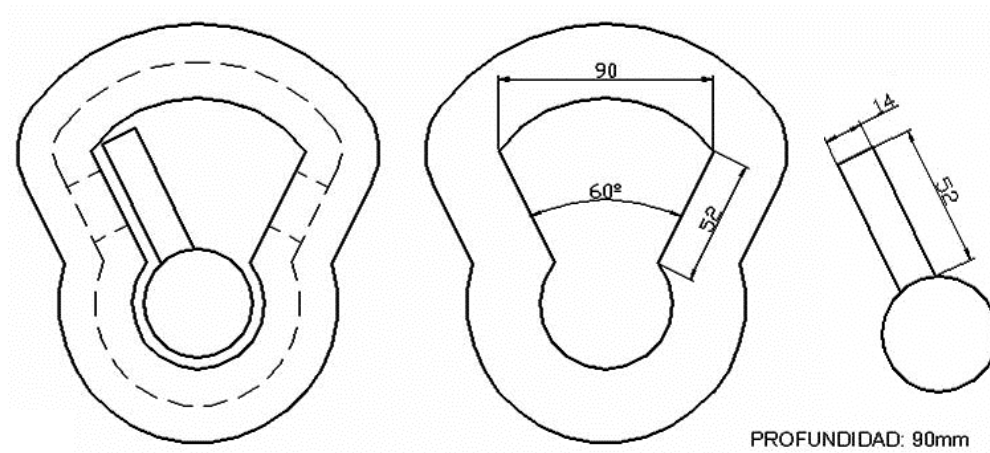


Figura 4-2. Dimensiones de la paleta y de la cámara interna.

En la figura 4-3, se observan las consideraciones geométricas para calcular el área transversal de la cámara.

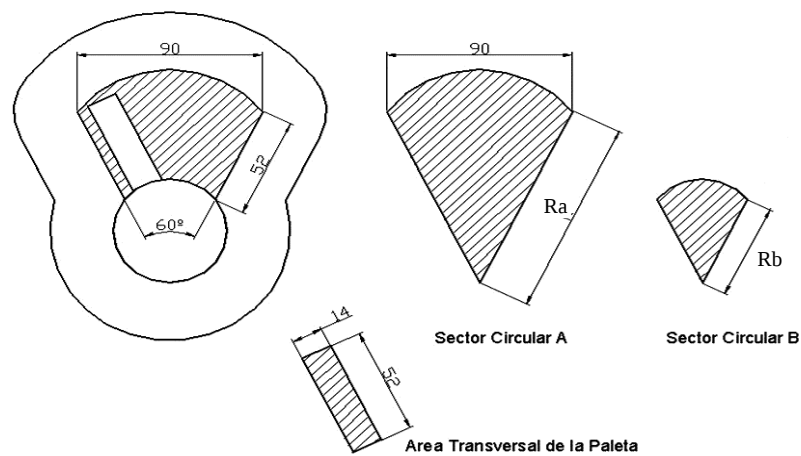


Figura 4-3 Consideraciones geométricas

$$\text{Area Sector Circular} = \frac{\alpha \cdot r^2}{2} \quad (4-1)$$

Donde α : Ángulo que abarca el sector circular (rad).

r: Radio del sector circular (m).

Primero se calculan los radios de los sectores circulares, partiendo de la geometría respectiva observada en la figura 4-3, para luego calcular las áreas utilizando la ecuación 4-1:

$$r_A = \frac{45 \cdot 10^{-3} m}{\sin 30^\circ}$$

$$r_A = 90 \cdot 10^{-3} m$$

$$r_B = 90 \cdot 10^{-3} m - 52 \cdot 10^{-3} m$$

$$r_B = 38 \cdot 10^{-3} m$$

$$A = \frac{\pi \cdot (90 \cdot 10^{-3} m)^2}{6}$$

$$A = 4,2412 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$B = \frac{\pi \cdot (38 \cdot 10^{-3} m)^2}{6}$$

$$B = 7,5608 \cdot 10^{-4} m^2$$

$$\text{Área de la paleta} = (14 \cdot 10^{-3} m) \cdot (52 \cdot 10^{-3} m)$$

$$\text{Área de la paleta} = 7,28 \cdot 10^{-4} m^2$$

$$\text{Área de la cámara} = 4,2412 \cdot 10^{-3} m^2 - 7,5608 \cdot 10^{-4} m^2 - 7,28 \cdot 10^{-4} m^2$$

$$\text{Área de la cámara} = 2,7571 \cdot 10^{-3} m^2$$

Conocida el área de la cámara se calcula el volumen de la cámara, por la geometría del mecanismo de tres barras, en una revolución del reductor la paleta vuelve a su posición inicial, por lo que el volumen desplazado por revolución es igual al volumen de la cámara.

$$\text{Volumen de la cámara} = 2,7571 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot 90 \cdot 10^{-3} m$$

$$\text{Volumen de la cámara} = 0,2481 \cdot 10^{-3} m^3$$

$$\text{Desplazamiento de la bomba} = 0,2481 \cdot 10^{-3} m^3 /_{rev} \left(65,5411 \cdot 10^{-3} gal /_{rev} \right)$$

Por lo tanto, con la relación de transmisión del reductor (1:25) y la velocidad nominal de la bomba (1700 rpm), se puede calcular el caudal teórico (Ecuación 2-4) de la bomba funcionando a 60 Hz:

$$\text{Velocidad salida del reductor} = \frac{1700 rpm}{25}$$

$$\text{Velocidad salida del reductor} = 68 rpm$$

$$\text{Caudal Teórico} = 0,2481 \cdot 10^{-3} m^3 /_{rev} \cdot 68 rev /_{min} \cdot 1 min /_{60s}$$

$$\text{Caudal Teórico} = 0,2812 \cdot 10^{-3} m^3 /_s (4,457 gpm)$$

4.1.2 ACCIONES CORRECTIVAS INICIALES.

En virtud de las fallas presentadas, se realizaron las siguientes acciones correctivas:

4.1.2.1 RODAMIENTOS.

Por las fallas presentadas, se reemplazaron los rodamientos con las siguientes especificaciones que se muestran en la tabla 4.2.

TABLA 4.2. Especificaciones de los rodamientos

MARCA	SKF
MODELO	6209-2Z/C3
DIÁMETRO EXTERNO	85 mm
DIÁMETRO INTERNO	45 mm
ESPESOR	19 mm
CANTIDAD	2

4.1.2.2. ESTOPERAS.

Las estoperas fueron reemplazadas, debido a las fallas presentadas, por unas con las especificaciones que se observan en la tabla 4.3.

TABLA 4.3. Especificaciones de las estoperas

MARCA	National Federal Mogul
MODELO	472144
DIÁMETRO EJE	1,937 pulg
DIÁMETRO ALOJAMIENTO	2,875 pulg
ESPESOR	0,312 pulg
CANTIDAD	2

4.1.2.3. EMPACADURAS.

Se reemplazaron las empaaduras ya que se encontraban rotas. Se procedió a realizar el corte de las mismas teniendo en cuenta el contorno de la bomba, a partir de empaaduras MAMUSA cuyas especificaciones se muestran en la tabla 4.4.

TABLA 4.4. Especificaciones de las empaaduras MM-4071

TRACCIÓN Min. (psig)	DENSIDAD Min. (gr/cm3)	COMPRESIBILIDAD %	RECUPERACIÓN Min. %	% AUMENTO DE PESO EN ACEITE Max.
1200	1.60	7.0 - 17	-	30
% AUMENTO DE ESPESOR EN ACEITE. Max.	% AUMENTO DE PESO EN COMBUSTIBLE Max.	% AUMENTO DE ESPESOR EN COMBUSTIBLE Max	FLEXIBILIDAD Max.	PERDIDA DE TENSIÓN Max. %
25	30	20	16	70

4.1.2.4. JUNTA HERMÉTICA DE LA PALETA.

Las juntas de la paleta se encontraban deterioradas, completamente desechas, ya que el material de construcción es neopreno y el cual no es compatible con aceites

derivados de petróleo (ver Anexo 1). Se procedió a construir unas nuevas juntas, tomando como referencia las anteriores pero utilizando para su construcción teflón.

4.1.2.5 DIÁMETROS DE SUCCIÓN Y DESCARGA.

Los diámetros de succión y descarga eran de 25,4 mm (1 pulg) y 19 mm (0,75 pulg), respectivamente; los cuales se analizaron, considerando el caudal máximo y las velocidades máximas recomendadas por Vickers [10], $1,22 \frac{m}{s}$ (4 fps) para la succión y $3,05 \frac{m}{s}$ (10 fps) para la descarga.

Utilizando los nomogramas del Anexo 2, se une con una línea el caudal máximo con la velocidad máxima y donde corte a la escala correspondiente al tamaño de tubería o manguera se selecciona el diámetro de la misma, considerando el valor inmediato superior (para que no exceda la velocidad máxima).

$$\text{Con } \begin{cases} Q_{\text{máx}} = 2,84 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s} (4,5 \text{ gpm}) \\ V_{\text{máx}} = 1,22 \frac{m}{s} (4 \text{ fps}) (\text{Succión}) \\ V_{\text{máx}} = 3,05 \frac{m}{s} (10 \text{ fps}) (\text{Descarga}) \end{cases} \xrightarrow{\text{MANGUERAS}} \begin{cases} \text{Diámetro}_{\text{Succión}} = 19 \text{ mm} \left(\frac{3}{4} \text{ pulg} \right) \\ \text{Diámetro}_{\text{Descarga}} = 12,7 \text{ mm} \left(\frac{1}{2} \text{ pulg} \right) \end{cases}$$

$$\text{Con } \begin{cases} Q_{\text{máx}} = 2,84 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s} (4,5 \text{ gpm}) \\ V_{\text{máx}} = 1,22 \frac{m}{s} (4 \text{ fps}) (\text{Succión}) \\ V_{\text{máx}} = 3,05 \frac{m}{s} (10 \text{ fps}) (\text{Descarga}) \end{cases} \xrightarrow{\text{TUBERÍAS}} \begin{cases} \text{Diámetro}_{\text{Succión}} = 19 \text{ mm} \left(\frac{3}{4} \text{ pulg} \right) \\ \text{Diámetro}_{\text{Descarga}} = 9,5 \text{ mm} \left(\frac{3}{8} \text{ pulg} \right) \end{cases}$$

Como los diámetros de descarga resultaron diferentes, se selecciona el mayor para que cumpla con el criterio de velocidad máxima tanto para tuberías y mangueras.

$$\begin{aligned} \text{Diámetro}_{\text{Succión}} &= 19\text{mm} \left(\frac{3}{4} \text{ pulg} \right) \\ \text{Diámetro}_{\text{Descarga}} &= 12,7\text{mm} \left(\frac{1}{2} \text{ pulg} \right) \end{aligned}$$

4.1.2.6 MOTOR.

El motor fue sustituido debido a que el disponible no cumplía con las especificaciones del variador de frecuencia, según el proveedor Danfoss, la alimentación debe ser trifásica 220 V y la potencia máxima de 1,5 kW (2 Hp). El motor disponible cumplía con la potencia (0,82 kW) mas no con la alimentación la cual era monofásica. En la tabla 4.5 se muestran las características del motor instalado.

TABLA 4.5. Datos del motor

MARCA	Crompton-Parkinson
MODELO	B808M-4
VELOCIDAD	178,5 rad/s (1700 rpm)
POTENCIA	1,12 kW (1,5 Hp)
DIÁMETRO DEL EJE	15,9 mm ($\frac{5}{8}$ pulg)
ALIMENTACIÓN	220 V trifásico
CORRIENTE NOMINAL	5,2 A

4.1.2.7 ACOUPLE MOTOR-REDUCTOR.

El acople entre el motor y el reductor era mediante correa y polea con la finalidad de modificar la velocidad Ver figura 4-1), al cambiar el diámetro de las

poleas. Como se dispone de un variador de frecuencia para modificar la velocidad, el acople entre el motor y el reductor se modificó mediante un acople rígido, ver figura 4-4.



Figura 4-4. Acople motor-reductor-bomba.

La selección del acople se realizó tomando en cuenta la velocidad de giro del motor y la potencia nominal. Con una velocidad de $178,5 \text{ rad/s}$ (1700 rpm) y una potencia de $1,12 \text{ kW}$ ($1,5 \text{ Hp}$), utilizando la tabla del Anexo 3, se tiene un acople tipo L90 (1800 rpm y 2 Hp), como el diámetro del eje del motor es de $15,9 \text{ mm}$ ($5/8 \text{ pulg}$), cumple con el diámetro máximo permitido por el acople de $22,2 \text{ mm}$ ($7/8 \text{ pulg}$).

4.1.2.8 VÁLVULAS DE ADMISIÓN Y ESCAPE.

Las válvulas de admisión y escape fueron modificadas para cumplir con los diámetros de tuberías y mangueras calculados. Las válvulas utilizadas son válvulas check tipo Europa (con resorte), las cuales permiten su correcto funcionamiento en posición inclinada, colocadas justo después de las respectivas conexiones de succión

y descarga de la bomba, eliminándose los niples de acople. Fueron empleadas dos (2) válvulas de 19 mm ($\frac{3}{4}$ pulg) para las líneas de succión y dos (2) válvulas de 12,7 mm ($\frac{1}{2}$ pulg) para las descargas, con las especificaciones que se muestran en el anexo 8.

4.1.2.9 PRUEBAS PRELIMINARES.

Una vez realizada todas las acciones correctivas iniciales se realizó el montaje de la bomba y sus componentes, en donde se pueda medir la presión de descarga y el caudal manejado, como se observa en el esquema de la figura 4-5. Utilizando como fluido de trabajo un aceite mineral ISO 68.

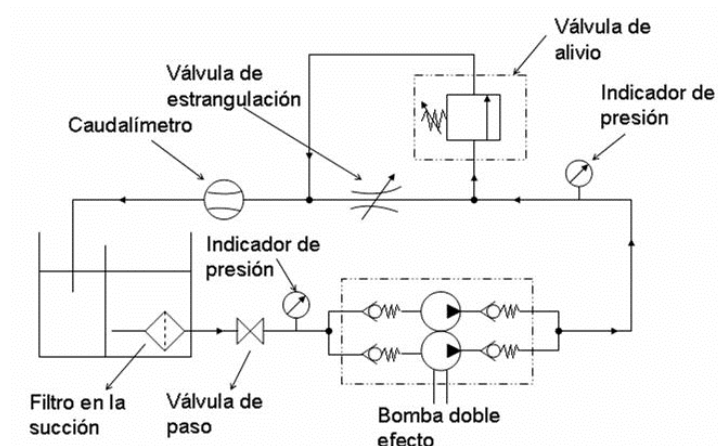


Figura 4-5 Esquema hidráulico.

Se obtuvo como resultado una presión máxima de 286,8 kPa (30psig) y un caudal de $4,16 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (1,1gpm), como estos resultados no fueron los esperados (al menos 120psig y 4,4gpm).

Calculando la eficiencia volumétrica (Ecuación 2-5):

$$\eta_v = \frac{1,11}{4,45} \cdot 100$$

$$\eta_v = 24,94\%$$

Se realizó una nueva evaluación del sistema, considerando los aspectos de hermeticidad, en las cuales se observó que los sellos entre el eje y la carcaza permiten el paso de fluido entre las cámaras por el desgaste de los sellos, las estoperas permiten el paso de fluido entre las cámaras, también se comprobó que la paleta tenía una holgura lateral de 2mm, permitiendo el paso de flujo entre las cámaras por las paredes laterales.

4.1.3. ACCIONES CORRECTIVAS FINALES.

Para dar solución a las fallas anteriores, se proceden a realizar las acciones correctivas finales, haciendo énfasis en los elementos que aseguran la hermeticidad.

4.1.3.1 COMPENSADORES HIDROSTÁTICOS.

Entre el eje y la carcaza existe una holgura que permite el paso de fluido entre las cámaras, por eso existía previamente unos elementos sellantes que impidieran este flujo, estos elementos eran dos barras de neopreno colocadas entre el eje y la carcaza. Al realizar la inspección física, se observó que estos elementos estaban desgastados por la acción del aceite (material no es compatible) y además uno de ellos se encontraba completamente aplastado, evidenciando que la paleta y el eje no se encuentran equilibrados, por ello se colocaron unos nuevos elementos de teflón grafitados con polvo de bronce, que los hace resistentes al desgaste y son compatibles con el aceite, estos elementos cumplen la función de compensadores hidrostáticos, los cuales además de sellar, mantienen equilibrado el eje, por medio de la acción de unos resortes, ver figura 4-6, y este a su vez a la paleta, permitiendo que esta siempre se mantenga en contacto con la carcaza, asegurando la hermeticidad.

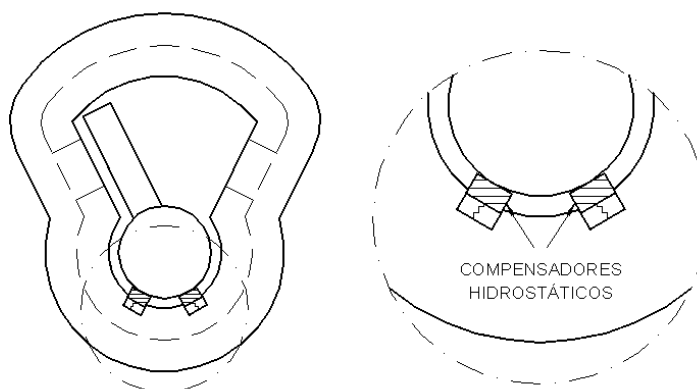


Figura 4-6. Ubicación de los compensadores hidrostáticos.

4.1.3.2 CARCAZA DE LA BOMBA.

La holgura lateral de la paleta implica un error de construcción, ya que como se observa en la figura 4-7, al armar la bomba, la paleta está en contacto con una de las tapas, mas no con la otra, con una holgura de 2mm, esto se evidenció mediante las marcas de desgaste de las tapas de la bomba, mientras una presentaba claras líneas de desgaste y superficie lisa (pulida), la otra tenía su superficie rugosa. Por ello se refrentó una de las caras de la carcasa reduciéndola a 2mm (esta reducción se tomó en cuenta para el cálculo del caudal teórico, sección 4.1.1.1), permitiendo que la carcasa de la bomba se ajustara a las dimensiones de la paleta, asegurando la hermeticidad.

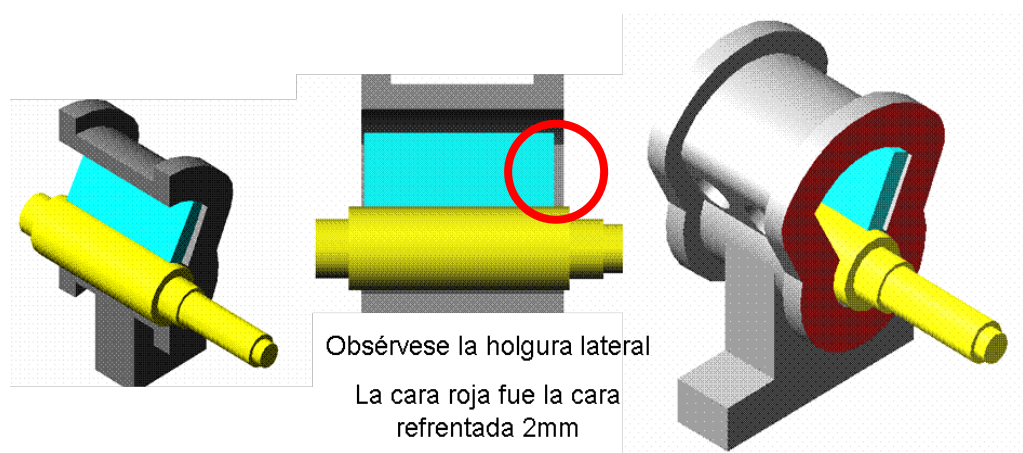
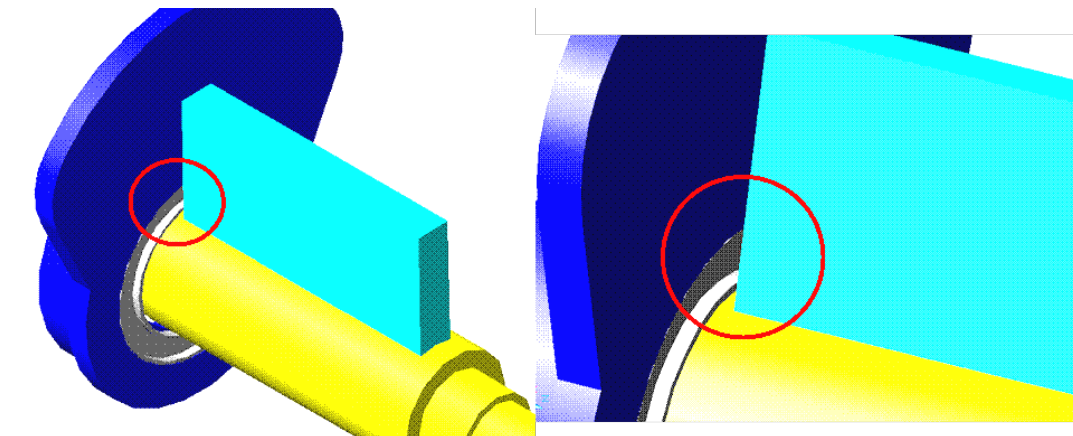


Figura 4-7 Refrentado de la cara lateral de la bomba.

4.1.3.3 SISTEMA DE SELLADO EJE-CARCAZA.

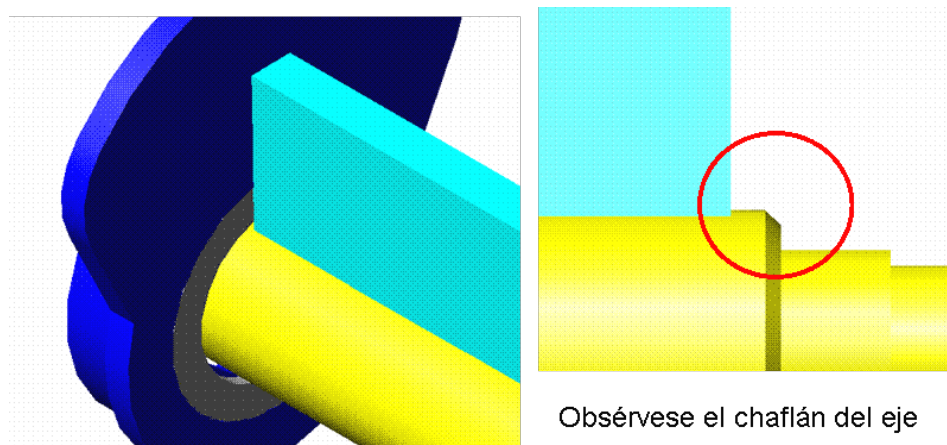
El sellado de eje con la carcasa (a parte de los compensadores hidrostáticos) se realizaba mediante estoperas, pero éstas como se observa en la figura 4-8, permiten el paso de fluido entre las cámaras por medio de la holgura entre el labio de la estopeña y alojamiento del mismo.



Observe que el canal de la estopera (gris) permite el flujo lateral a través de las cámaras

Figura 4-8 Ubicación de estoperas.

Por ello se diseñó un nuevo elemento para sustituir las estoperas, el cual consistió en una bocina de bronce alrededor del eje (ver figura 4-9), con un sello entre estos, la misma va alojada en la tapa de la bomba, en el mismo lugar de las estoperas, con un sello entre la bocina y la tapa, para evitar posibles deslizamientos y desgaste prematuro de la bocina. Además se modificó el eje, para evitar la destrucción del sello al momento de la instalación, realizándole un chaflán de 2mm y 45° en el escalón del alojamiento de la bocina, como se observa en la figura 4-9.



Obsérvese el chaflán del eje

Figura 4-9 Ubicación de las bocinas y modificación al eje.

Para el diseño de la bocina se consideraron los aspectos geométricos, entre ellos el diámetro del eje, el diámetro del alojamiento. Como elemento sellante se seleccionaron o-ring, debido a su sencillez, economía y además soportan presiones hasta 200psig.

A partir del diámetro del eje, se seleccionó el o-ring, utilizando el Anexo 4, dimensiones de o-rings:

Con $\text{Diámetro Eje} = 0,0492\text{m}(1^{15}_{16} \text{ pulg})$ se seleccionó el o-ring con las siguientes características:

TABLA 4.6. Características del o-ring interno

TIPO	AS-568A-135
MATERIAL	Viton
DIÁMETRO INTERNO	49,2 mm (1^{15}_{16} pulg)
DIÁMETRO EXTERNO	103,2 mm (2^{1}_{8} pulg)
ESPESOR	2,4 mm ($^{3}_{32}$ pulg)

A partir del espesor, utilizando el Anexo 4, se tienen las dimensiones físicas del alojamiento del o-ring, considerando que el sellado es recíprocante (movimiento de una de las partes) y el o-ring no posee apoyo:

TABLA 4.7. Dimensiones del alojamiento del o-ring interno

PROFUNDIDAD	2,2–2,3 mm (0,088-0,090 pulg)
ANCHO	3,6±0,1 mm (0,142±0,005 pulg)
MARGEN DIAMETRAL (máx.)	0,1 mm (0,005 pulg)

De forma análoga se seleccionó el o-ring externo y se diseñó su alojamiento, obteniéndose lo siguiente, considerando que el sellado es estático y el o-ring no posee apoyo:

TABLA 4.8. Características del o-ring externo

TIPO	AS-568A-040
MATERIAL	Viton
DIÁMETRO INTERNO	173,8 mm ($2\frac{11}{16}$ pulg)
DIÁMETRO EXTERNO	246,8 mm ($2\frac{7}{8}$ pulg)
ESPESOR	2,4 mm ($\frac{3}{32}$ pulg)

TABLA 4.9. Dimensiones del alojamiento del o-ring externo

PROFUNDIDAD	2-2,1 mm (0,081-0,083 pulg)
ANCHO	3,6±0,1 mm (0,142±0,005 pulg)
MARGEN DIAMETRAL (máx.)	0,1 mm (0,005 pulg)

Las especificaciones finales de la bocina con los alojamientos para los o-ring, se especifica en el plano correspondiente (ver Apéndice 1).

4.1.3.4 PRUEBAS PRELIMINARES.

Una vez realizada las acciones correctivas finales se realizó el montaje de la bomba que se observa en la figura 4-5. Se obtuvo como resultado una presión máxima de 525,8 kPa (55psig) y un caudal de $11 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (2,66gpm), estos resultados no fueron los esperados (al menos 120psig y 4,4gpm), pero durante el funcionamiento de la bomba, se observó que el motor no alcanzó su velocidad nominal ya que la potencia no era suficiente; a 45 Hz (1275 rpm) el motor consumía una potencia máxima de 0,91 kW (1,3 hp), siendo su potencia nominal a 60 Hz (1700 rpm) 1,05 kW (1,5 hp); por todo lo anterior es imposible, con el motor actual, realizar pruebas a altas velocidades. Cabe destacar que estas pruebas se realizaron con la válvula de estrangulación completamente abierta, por ello al estrangular el flujo, la velocidad del motor tendía a disminuir y no se estabilizó en algún valor.

Para efectos de comprobar el desempeño y mejoras de la bomba, se comparó el valor de caudal ideal con el motor funcionando a 45 Hz, con el valor real obtenido: Este dato da idea de las fugas internas y deslizamiento por la tolerancia interna de los elementos móviles.

$$\text{Velocidad salida del reductor} = \frac{1275 \text{rpm}}{25}$$

$$\text{Velocidad salida del reductor} = 51 \text{rpm}$$

$$\text{Caudal Teórico} = 0,2481 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{rev} \cdot 51 \text{ rev}/\text{min} \cdot \frac{1 \text{min}}{60 \text{s}}$$

$$\text{Caudal Teórico} = 0,2109 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Caudal Teórico} = 0,2109 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (3,34gpm)}$$

Calculando la eficiencia volumétrica (Ecuación 2-5):

$$\eta_v = \frac{2,66}{3,34} \cdot 100 = 79,64\%$$

Obteniéndose una mejora aceptable, ya que los valores se asemejan a los comerciales recomendados por VICKERS [10] del 80% de eficiencia volumétrica.

4.2 DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBA.

El diseño del banco de ensayo comprende dos etapas, el diseño mecánico el cual percibe el diseño del tanque y las bases, y el diseño hidráulico para la construcción de la línea y la disposición de los accesorios.

4.2.1 DISEÑO HIDRÁULICO.

Según la norma ANSI/HI 6.6-1994 [1] se recomienda el arreglo mostrado en la figura 4-10 para el banco de ensayo.

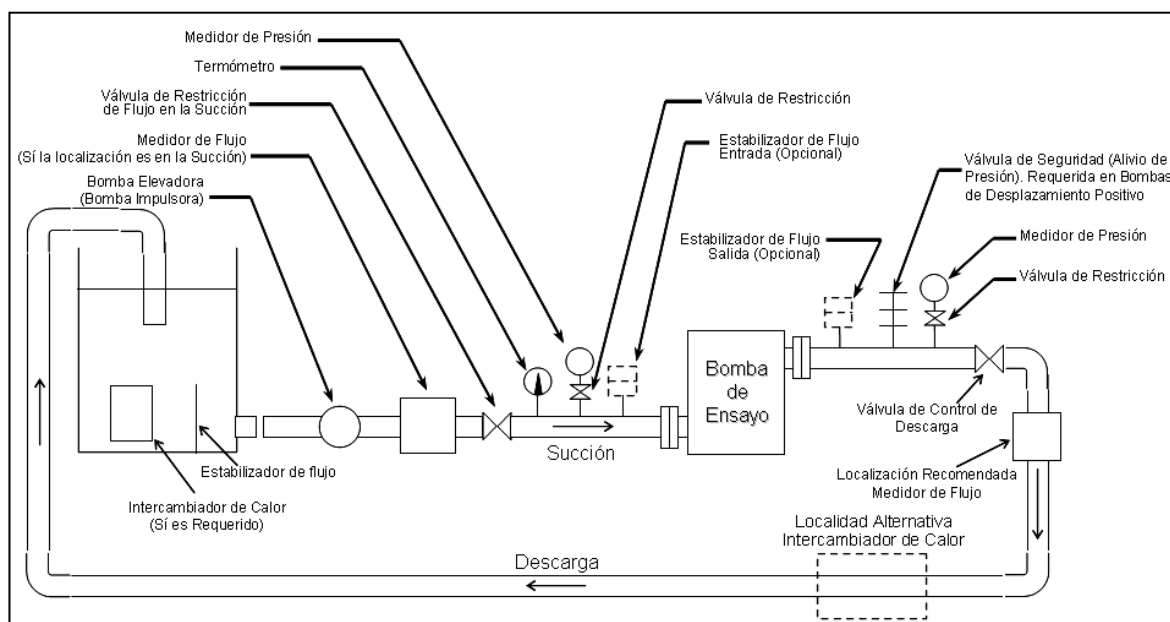


Figura 4-10. Arreglo recomendado para el banco de ensayos. Fuente: ANSI/HI Reciprocating pump test .

Algunos de los accesorios, equipos e instrumentos recomendados por la norma no aplican para el banco, tales como; amortiguadores de flujo en la succión y descarga, ya que el indicador de caudal utilizado permite trabajar con flujos pulsantes. Intercambiador de calor, ya que la variación de temperatura entre la succión y la descarga es despreciable y la máquina no opera por grandes períodos de tiempo. Debido a esto se diseñó el siguiente arreglo mostrado en la figura 4-11.

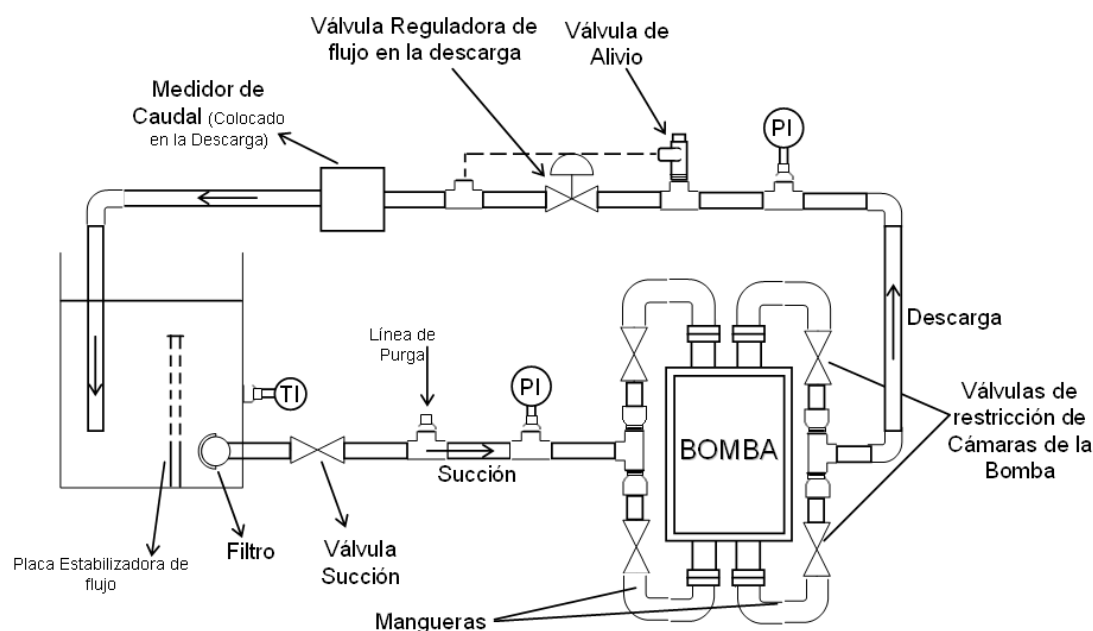


Figura 4-11. Arreglo final del banco de ensayo.

4.2.1.1 TANQUE.

Para el banco de ensayo se utilizó un tanque atmosférico el cual se encuentra en un nivel superior a línea de succión, con la finalidad que el nivel de líquido esté por encima de la cámara de la bomba y el fluido pueda ocupar las cámaras más fácilmente. El tanque en su interior posee dos placas agujereadas las cuales funcionan como estabilizador de flujo, la finalidad de estas es que el fluido que retorna al tanque

las atravesase cuando vuelva a llegar a la succión lo haga sin burbujas que afecte el régimen del flujo.

Fue necesario incorporar un indicador de temperatura bimetálico al tanque cerca del punto de succión para medir la temperatura del fluido. La conexión de la línea succión al tanque se realizó con resalto al interior con tubería de acero de 19 mm ($\frac{3}{4}$ ”), la cual en el extremo de la tubería introducida en el tanque se colocó un filtro de malla de acero para atrapar cualquier residuo en el fluido. A la salida del tanque se colocó una válvula de bola del mismo diámetro de la tubería para restringir la salida del fluido hacia la línea de alimentación de la bomba.

4.2.1.2 LÍNEA DE SUCCIÓN.

En la línea de succión se incorporó una entrada de fluido para eliminar el aire en todas las tuberías y realizar el llenado completo de las cámaras de la bomba, esta proviene del banco de pruebas de la bomba de engranajes, la cual funciona como bomba elevadora o impulsora del fluido; y un instrumento de medición para indicar la presión manométrica de entrada del fluido a la máquina hidráulica, a partir de este punto fue necesario dividir la línea en dos ramales dirigidos hacia las entradas de la bomba, ya que por ser una máquina de doble efecto cada cámara debe tener una alimentación independiente. El largo de la línea de succión es de 0,61 m (24 pulg).

4.2.1.3 MANGUERAS.

Para realizar la selección de mangueras se tomó en cuenta, que ellas en los ramales de succión como en los de descarga debían coincidir con los diámetros de succión y descarga del tramo 19 mm ($\frac{3}{4}$ pulg) y 12,7 mm ($\frac{1}{2}$ pulg) respectivamente.

Luego se tomó en cuenta la presión teórica máxima de trabajo para las mangueras de descarga y succión, siempre teniendo presente la velocidad recomendada y el caudal máximo teórico como condición crítica. El ambiente de trabajo que se utilizó para realizar la selección es de movimiento continuo esto debido a que los pulsos de flujo periódicos que produce la bomba mantienen en continuo movimiento el sistema y que se deben mantener los radios de curvatura de las mangueras lo mas suavizados posible, lo cual permite que no exista colapso o se doblen las mangueras y se impida el pase de fluido.

Las especificaciones de las mangueras son las siguientes (Ver Anexo 8):

<i>Succión:</i>	<i>Diámetro:</i> ¾" <i>Tubo int.:</i> Caucho sintético <i>Refuerzo:</i> 1 trenza de alambre de acero de alta resistencia <i>Tubo Ext.:</i> 1 trenza textil impregnada en caucho sintético, resistente al ozono, intemperie y abrasión .<i>Temp.:</i> -40°C a 100°C
<i>Descarga:</i>	<i>Diámetro:</i> ½" <i>Tubo int.:</i> Caucho sintético <i>Refuerzo:</i> 2 trenzas de alambre de acero de alta resistencia <i>Tubo Ext.:</i> Caucho sintético resistente al ozono, intemperie y abrasión. <i>Temp.:</i> -40°C a +100°C

4.2.1.4 JUEGO DE VÁLVULAS DE RESTRICCIÓN DE CÁMARAS.

Para restringir la entrada de fluido independiente a cada cámara se incorporo en cada ramal una válvula de bola, lo cual da versatilidad al banco en el momento de

hacer las pruebas. Estas cuatro válvulas (2 en los ramales de descarga y 2 en los ramales de succión) se pueden accionar según sea la conveniencia si desea estudiar cada cámara de forma independiente o las dos trabajando al mismo tiempo.

4.2.1.5 ACOUPLE DE RAMALES Y LÍNEAS DE SUCCIÓN/DESCARGA.

Fue necesario incorporar accesorios que permitieran realizar el ajuste entre mangueras y la tubería de la línea de succión sin deformar las mismas al realizar el apriete, para esto se utilizaron uniones de rosca libre de bronce, en la cual; la parte móvil se le unió a la válvula de restricción de cada ramal mediante de un niple de 25,4 mm (1 pulg), y la parte fija se acopló a la tee, al final de la línea de succión e inicio de la línea de descarga respectivamente, que permite la formación de cada ramal. La distancia mínima recomendada entre accesorios para este tipo de uniones es de una vez el diámetro, por lo cual no existen problemas de turbulencias en ninguno de los cuatro ramales.

4.2.1.6 LÍNEA DE DESCARGA.

En la línea de descarga se encuentra un indicador de presión de fluido el cual se ubicó a 76,2 mm (3 pulg) de la tee al inicio de la línea de descarga, lo cual cumple con la norma que dice que debe ser de dos veces el diámetro 25,4 mm (1 pulg), seguidamente se instalo la válvula de alivio de presión a 101,6 (4 pulg) del indicador de presión. La línea de descarga del alivio retorna a la línea principal de succión luego de la válvula reguladora de flujo y antes de pasar por el indicador de caudal. Esto permite que en caso de una sobre carga se alivie la presión por esa línea secundaria y el caudalímetro mida la suma de los dos caudales, el de la línea principal y el de la secundaria. La línea finaliza a la salida del caudalímetro y termina

sumergida en el tanque atmosférico justo del otro lado de la placa estabilizadora de flujo.

Todos los accesorios y tuberías utilizados en el ensamble de la línea de descarga son de acero, de diámetro 12,7 mm ($\frac{1}{2}$ pulg) según lo recomendado en el rediseño inicial. Para regular el flujo se utilizó una válvula de globo de 12,7 mm ($\frac{1}{2}$ pulg) instalada según la norma a menos de 279 mm (11 pulg) del punto de descarga de la bomba.

4.2.1.7 FLUIDO.

El fluido de trabajo de acuerdo a la norma ANSI/HI 6.6-1994, puede ser agua o un aceite derivado de petróleo con una viscosidad de 250 SSU a una cierta temperatura entre 16 °C y 54 °C. Por ello se seleccionó el aceite que se especifica en la tabla 4.10.

TABLA 4.10. Propiedades del fluido de trabajo

GRADO ISO	68
VISCOSIDAD A 40°C	68cst (316SSU)
VISCOSIDAD A 100°C	8,5cst (55SSU)
ÍNDICE DE VISCOSIDAD	97
GRAVEDAD ESPECÍFICA	0,94

Fuente: Industrias Venoco, C.A.

Con estos datos se obtuvo la temperatura a la cual el aceite tiene la viscosidad de 250SSU, utilizando la carta Viscosity Index- Mineral Oils, detalles en el Anexo 5. Se obtuvo que a 45 °C, la viscosidad es de 250 SSU, cumpliéndose con la recomendación de la norma.

4.2.1.8 CAÍDA DE PRESIÓN EN EL TRAMO DE SUCCIÓN.

La caída de presión en el tramo de succión, entre el indicador de presión y la succión de la bomba, fueron calculadas en función del caudal para ajustar los valores del vacuómetro y obtener la presión en la succión de la bomba. El tramo estudiado comprende lo siguiente:

- 1 tramo de 152,4 mm (6 pulg) de longitud, diámetro nominal 19 mm ($\frac{3}{4}$ pulg).
- 1 Tee de 19 mm ($\frac{3}{4}$ pulg).
- 2 tramos de 1 pulg de longitud cada uno y diámetro nominal 19 mm ($\frac{3}{4}$ pulg).
- 1 válvula de bola de 19 mm ($\frac{3}{4}$ pulg).
- 1 tramo de manguera de 0,6 m de longitud y diámetro 19 mm ($\frac{3}{4}$ pulg).

Observando el esquema mostrado en la figura 4-11, se consideró que los tramos después de la Tee, se encuentran en paralelo y como tienen los mismos accesorios y la misma longitud, se puede considerar que el caudal que circula por cada ramal es el mismo y es igual a la mitad del que circula por el indicador de presión. La ecuación de pérdidas queda como sigue (utilizando las ecuaciones 2-25 y 2-27), siendo 1 el punto donde se encuentra el indicador de presión y 2 la succión de la bomba.

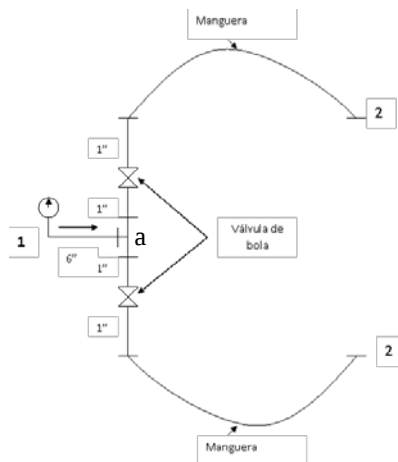


Figura 4-11. Tramo de succión.

$$hf_{12} = k_{1a} \cdot Q_{1a} + (k_{v\acute{a}lvula\ bola} + k_{T\ ramal}) \cdot \left(\frac{Q_{1a}}{2}\right)^2 + (k_{tramo\ 1''} + k_{manguera}) \cdot \left(\frac{Q_{1a}}{2}\right) \quad (4-2)$$

Utilizando la gráfica de módulo de pérdidas por fricción, presentada en el anexo 6, para tuberías de acero comercial, nuevas de cédula 40 y diámetro nominal de 19 mm (¾ pulg) se obtienen las constantes para los tramos.

TABLA 4.11. Constante de pérdidas por tramo

LONGITUD	VISCOSIDAD	CAUDAL	M	PÉRDIDAS	K
6 pulg (½ pie) x 1	68 cst	2,5 gpm	10	0,116 pie	0,046 ^{pie} /gpm
1 pulg (1/12 pie) x 2	68 cst	2,5 gpm	10	0,038 pie	0,015 ^{pie} /gpm

Para el cálculo de la constante de la válvula de bola, se toma en cuenta los aspectos señalados en las cartas Crane, para mayores detalles ver el anexo 7. La ecuación de la constante queda como sigue:

$$k_{v\acute{a}lvula\ bola} = \frac{K_1}{A^2 \cdot 2g} \quad (4-3)$$

De las cartas Crane (Anexo 7) se obtiene K_1 , con $\beta=1$ y $\theta=0$:

$$K_1 = 3\ ft$$

Con tubería de diámetro nominal de 19 mm (¾”), se obtiene, sustituyendo en la ecuación 4-3:

$$ft = 0,025$$

$$A = 3,44 \cdot 10^{-4}\ m^2\ (0,0037\ pie^2)$$

$$k_{\text{válvula bola}} = \frac{3 \cdot 0,025}{0,0037^2 \cdot 2 \cdot 32,18}$$

$$k_{\text{válvula bola}} = 85,12 \frac{\text{pie}}{\left(\frac{\text{pie}^3}{s}\right)^2} \left(4,23 \cdot 10^{-4} \frac{\text{pie}}{\text{gpm}^2}\right)$$

De igual manera se realizó con la T:

$$k_{T\text{ramal}} = \frac{60 \text{ ft}}{A^2 \cdot 2g}$$

$$k_{T\text{ramal}} = \frac{60 \cdot 0,025}{0,0037^2 \cdot 2 \cdot 32,18}$$

$$k_{T\text{ramal}} = 1702,44 \frac{\text{pie}}{\left(\frac{\text{pie}^3}{s}\right)^2} \left(8,45 \cdot 10^{-3} \frac{\text{pie}}{\text{gpm}^2}\right)$$

Para la manguera, el flujo es laminar (para detalles ver el anexo 6), por lo que las pérdidas quedan como sigue a continuación, de acuerdo a la ecuación de Darcy-Weisbach y la ley de Hagen- Poiseuille:

$$k_{\text{manguera}} = 128 \cdot \frac{\nu \cdot L}{\pi \cdot g \cdot D^4} \quad (4-4)$$

Sustituyendo los siguientes valores, para mangueras el diámetro interno coincide con el nominal, en la ecuación 4-4:

$$\nu = 68 \text{ cst} \left(7,32 \cdot 10^{-4} \frac{\text{pie}^2}{s}\right)$$

$$L = 60 \text{ cm} (1,97 \text{ pie})$$

$$D = 19 \text{ mm} (0,06 \text{ pie})$$

Se obtiene:

$$k_{manguera} = 128 \cdot \frac{7,32 \cdot 10^{-4} \cdot 1,97}{\pi \cdot 32,18 \cdot 0,06^4}$$

$$k_{manguera} = 140,88 \frac{\text{pie}}{\text{pie}^3} \left(0,314 \frac{\text{pie}}{\text{gpm}} \right)$$

Las pérdidas de carga en función del caudal quedan como sigue:

$$hf_{12} = 0,046 \cdot Q_{12} + (4,23 \cdot 10^{-4} + 8,45 \cdot 10^{-3}) \cdot \left(\frac{Q_{12}}{2} \right)^2 + (0,015 + 0,314) \cdot \left(\frac{Q_{12}}{2} \right)$$

$$hf_{12} = 0,211 \cdot Q_{12} + 2,22 \cdot 10^{-3} \cdot Q_{12}^2 \quad (4-4)$$

Conocidas la ecuación de pérdidas (Ec. 4-4) entre los puntos 1 y 2, y aplicando un balance de energía entre los puntos 1 y 2 se obtiene la caída de presión:

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right) - \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right) = hf_{12}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \left[hf + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right) + (Z_2 - Z_1) \right] \cdot \gamma_{\text{agua}} \cdot GE$$

Dejando cada término en función del caudal:

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} = \frac{\left(\frac{Q}{A_2} \right)^2 - \left(\frac{Q}{A_1} \right)^2}{2g} = \frac{\left(\frac{1}{A_2} \right)^2 - \left(\frac{1}{A_1} \right)^2}{2g} \cdot Q^2 = C \cdot Q^2$$

$$C = \left[\left(\frac{1}{A_2} \right)^2 - \left(\frac{1}{A_1} \right)^2 \right] \cdot \frac{1}{2g} = \left[\left(\frac{1}{0,0028} \right)^2 - \left(\frac{1}{0,0037} \right)^2 \right] \cdot \frac{1}{2 \cdot 32,18}$$

$$C = 846,88 \frac{\text{pie}}{\left(\frac{\text{pie}^3}{\text{s}}\right)^2} = 4,2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{pie}}{\text{gpm}^2}$$

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} = 4,2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{pie}}{\text{gpm}^2} \cdot Q^2$$

Tomando como valores de $Z_1 = -0,66$ pies, $Z_2 = 0$ pies (para detalles ver el apéndice 1), $GE = 0,94$ (Tabla 4-10) y $\gamma_{\text{agua}} = 62,2 \text{ Lb}/\text{pie}^3$ a la temperatura ambiente, se obtiene la tendencia de la caída de presión en la línea de succión mostrada en la figura 4-13.

$$\Delta P = \left[(0,211 \cdot Q + 2,22 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2) + 4,2 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2 + 0,66 \right] \cdot \frac{62,2 \cdot 0,94}{144}$$

$$\Delta P = 0,268 + 8,56 \cdot 10^{-2} \cdot Q + 2,6 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2, \quad (4-5)$$

Donde : Q en gpm y ΔP en psig

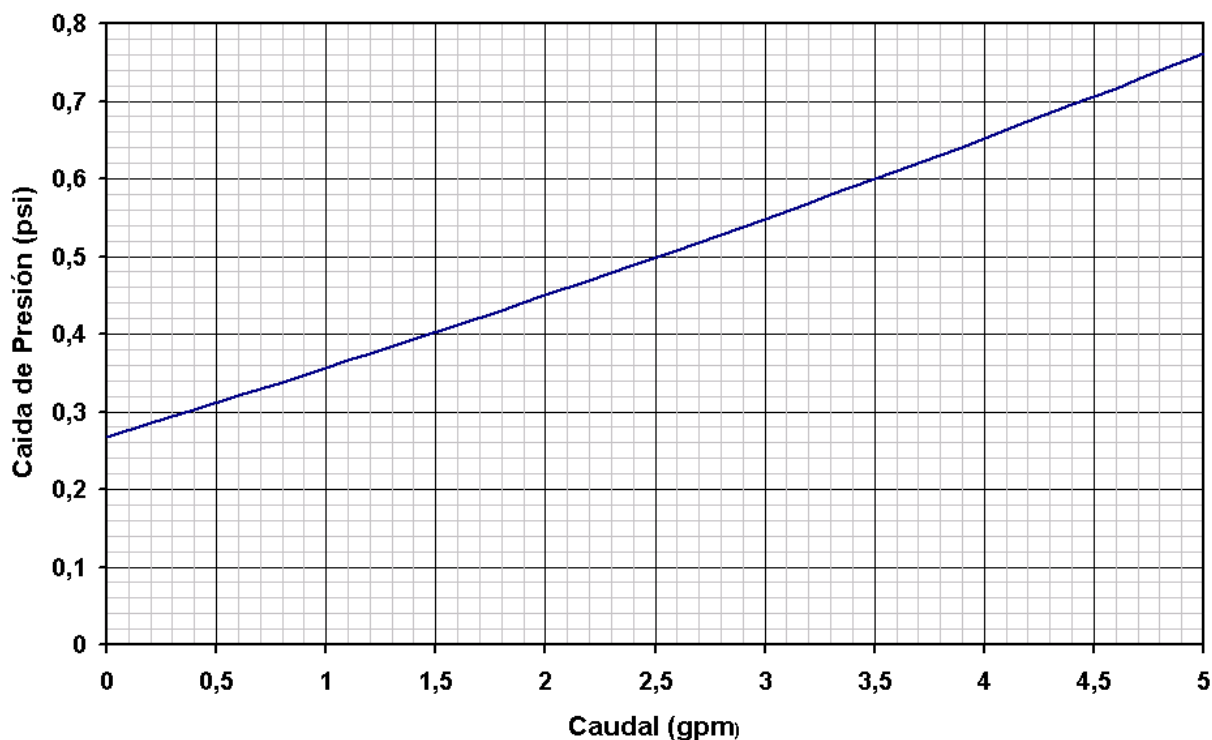


Figura 4-13. Caída de presión en la línea de succión

4.2.1.9 CAÍDA DE PRESIÓN EN EL TRAMO DE DESCARGA.

De igual forma como se realizaron los cálculos para la línea de succión, se realizaron para la línea de descarga, considerando los puntos entre la descarga de la bomba y el indicador de presión. El tramo estudiado comprende lo siguiente:

- 1 tramo de 76,2 mm (3 pulg) de longitud, diámetro nominal 12,7 mm (½ pulg).
- 1 Tee de 12,7 mm (½ pulg).
- 2 tramos de 25,4 mm (1 pulg) de longitud cada uno y diámetro nominal 12,7 mm (½ pulg).
- 1 válvula de bola de 12,7 mm (½ pulg).
- 1 tramo de manguera de 0,6 m de longitud y diámetro 12,7 mm (½ pulg).

Observando el esquema mostrado en la figura 4-14 se consideró que los tramos desde las descargas de la bomba hasta la Tee, se encuentran en paralelo y como tienen los mismos accesorios y la misma longitud, se puede considerar que el caudal que circula por cada ramal es el mismo y es igual a la mitad del que circula por el indicador de presión. La ecuación de pérdidas queda como sigue (utilizando las ecuaciones 2-25 y 2-27), siendo 3 la descarga de la bomba y 4 el punto donde se encuentra el indicador de presión.

$$hf_{34} = k_{b4} \cdot Q_{b4} + (k_{\text{válvula bola}} + k_{T_{\text{ramal}}}) \cdot \left(\frac{Q_{b4}}{2} \right)^2 + (k_{\text{tramo 1''}} + k_{\text{manguera}}) \cdot \left(\frac{Q_{b4}}{2} \right)^2 \quad (4-6)$$

Utilizando la gráfica de módulo de pérdidas por fricción, presentada en el anexo 6, para tuberías de acero comercial, nuevas de cédula 40 y diámetro nominal de ½ pulg se obtienen las constantes para los tramos.

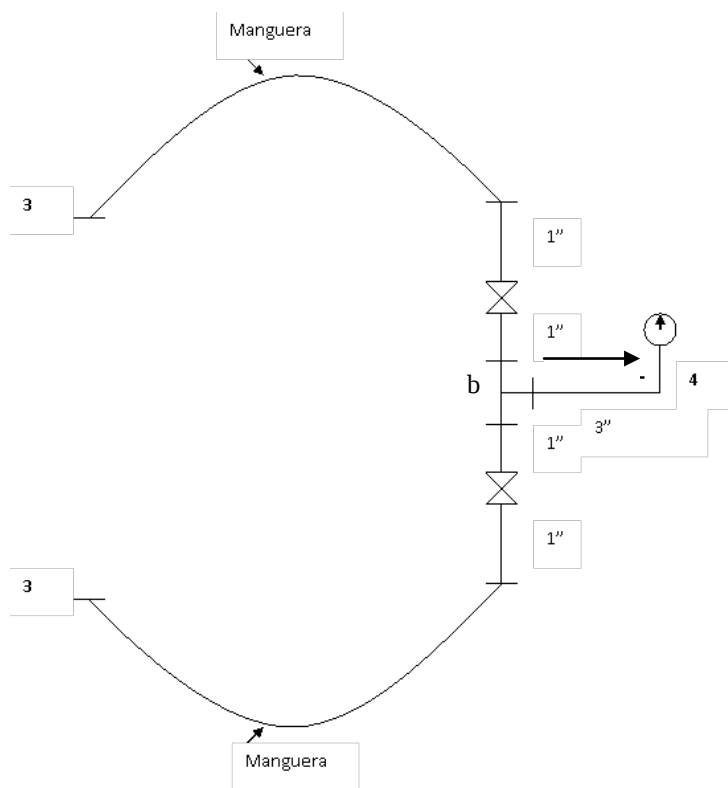


Figura 4-14. Tramo de descarga.

TABLA 4.12. Constante de pérdidas por tramo

LONGITUD	VISCOSIDAD	CAUDAL	M	PÉRDIDAS	K
3 pulg (¼ pie) x 1	68 cst	1,4 gpm	17,5	0,101 pie	0,072 ^{pie} /gpm
1 pulg (1/12 pie) x 2	68 cst	1,4 gpm	17,5	0,067 pie	0,048 ^{pie} /gpm

Para el cálculo de la constante de la válvula de bola, se procede de manera análoga con los tramos de succión, obteniéndose lo siguiente:

$$k_{\text{válvula bola}} = 1,42 \cdot 10^{-3} \frac{\text{pie}}{\text{gpm}^2}$$

De igual manera se realizó con la T:

$$k_{T_{ramal}} = 2,84 \cdot 10^{-2} \frac{pie}{gpm^2}$$

Para la manguera:

$$k_{manguera} = 3,54 \cdot 10^{-3} \frac{pie}{gpm}$$

Las pérdidas en función del caudal quedan como sigue:

$$hf_{34} = 0,097 \cdot Q_{34} + 7,455 \cdot 10^{-3} \cdot Q_{34}^2 \quad (4-7)$$

Conocidas las pérdidas entre los puntos 3 y 4, y aplicando la ecuación de Bernoulli y un balance de energía entre los puntos 3 y 4 se obtiene la caída de presión:

$$\Delta P = P_3 - P_4 = \left[hf + \left(\frac{V_4^2 - V_3^2}{2g} \right) + (Z_4 - Z_3) \right] \cdot \gamma_{agua} \cdot GE$$

Dejando cada término en función del caudal y tomando como valores de $Z_3 = 0$ pies (Datum), $Z_4 = 1$ pies (para detalles ver el apéndice 1), $GE = 0,94$ (tabla 4-10) y $\gamma_{agua} = 62,2 \text{ Lb/}^3\text{pie}$ a la temperatura ambiente, se obtiene la caída de presión en la línea de descarga con la tendencia que se muestra en la figura 4-15.

$$\Delta P = \left[(0,097 \cdot Q + 7,455 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2) - 0,0281 \cdot Q^2 + 1 \right] \cdot \frac{62,2 \cdot 0,94}{144}$$

$$\Delta P = 0,406 + 3,94 \cdot 10^{-2} \cdot Q - 0,0206 \cdot Q^2, \quad (4-8)$$

Donde: Q en gpm y ΔP en psi

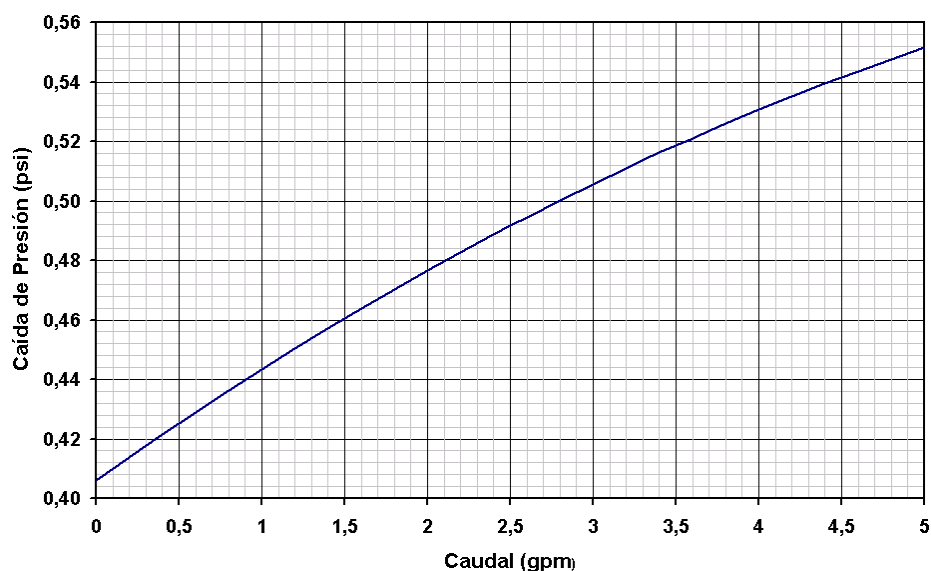


Figura 4-15. Caída de presión en la línea de descarga.

4.2.2 DISEÑO MECÁNICO.

Una vez establecido el diseño y ubicación del banco de prueba se procedió a realizar el diseño específico de los componentes mecánicos más importantes en lo que resaltan el tanque de almacenamiento de líquido así como la estructura soporte del sistema. Para el diseño del tanque, sus elementos y la selección de material del mismo se tomó en consideración la norma *STÁNDAR API 650* [19], norma establecida para tanques de almacenamiento a presiones atmosféricas y una temperatura de operación no mayor a 93°C. El diseño de la estructura soporte del sistema se basó en un diseño a flexión verificando que la misma soportase los esfuerzos a los cuales estaba sometida.

4.2.2.1 ESPECIFICACIONES DEL TANQUE.

El material utilizado para la construcción del tanque fue lámina de acero estructural y perfiles de 6,35 mm ($\frac{1}{4}$ pulg), debido a las condiciones de operación y

de volumen del tanque cumplía satisfactoriamente con los estándares. Para la soldadura se utilizó como material de aporte el tipo E-6013 igualmente cumpliendo con lo recomendado por la norma. Como diseño físico del tanque se seleccionó un diseño rectangular, esto debido a la facilidad que presentaba para su construcción y montaje, con las dimensiones que se muestran en la figura 4-16:

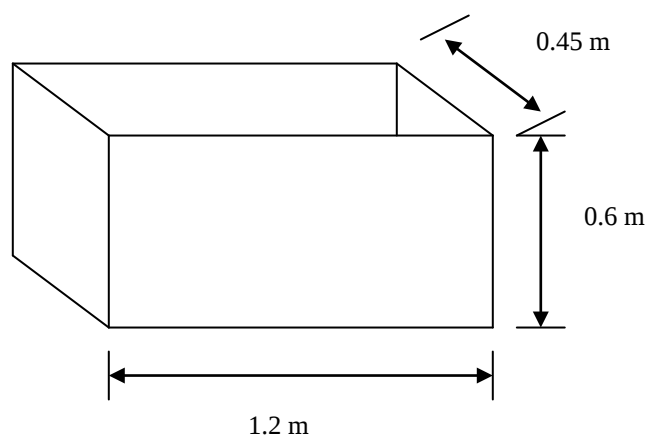


Figura 4-16. Esquema del tanque.

El tanque presenta un volumen de $0,324 \text{ m}^3$, el mismo se encuentra soportado sobre unas bases fabricadas con vigas doble T de 10cm, que se encontraban en el laboratorio ubicadas a un lado de la base de concreto donde fue colocado el banco de pruebas. Las bases presentan la configuración que mostrada en las figuras 4-17 y 4-18.

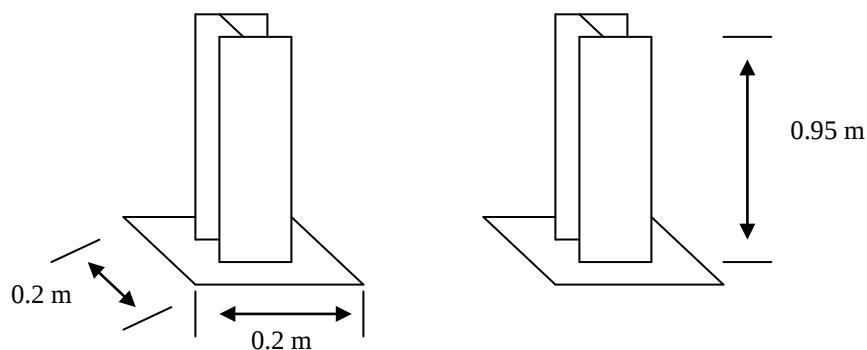


Figura 4-17. Base soporte del tanque. Fuente: Propia

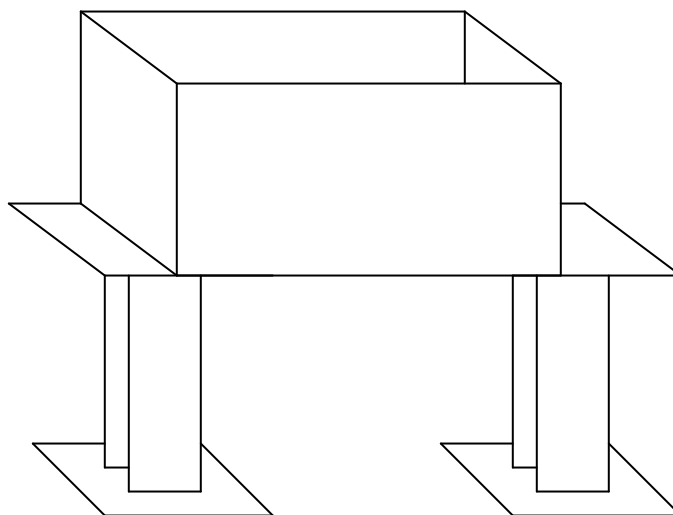


Figura 4-18. Estructura completa del tanque.

4.3 SELECCIÓN DE INSTRUMENTOS.

La selección de instrumentos se hizo cumpliendo con las especificaciones de la bomba, así como con las especificaciones de diseño descritas anteriormente. En cuanto a las especificaciones de la bomba, las mismas fueron obtenidas del trabajo de grado Dib, Giugni, y Raniolo [13]. Las características y/o especificaciones de los instrumentos seleccionados se encuentran referidas al anexo 8.

4.3.1 MANÓMETRO.

La selección del manómetro se hizo con base en la presión máxima de trabajo de la bomba la cual es de 827,37 kPa (120 psig), por lo cual se selecciono un manómetro con un intervalo de 0 kPa a 1034,21 kPa (150 psig)., esto cumpliendo con

las recomendaciones dadas en la *NORMA EN 837-2* (anteriormente DIN 16 006), la cual indica que la carga de presión máxima no debería superar el 75% del valor final de escala. Adicionalmente se seleccionó un manómetro con glicerina debido a la condición de flujo pulsante lo que hace que la presión no se mantenga constante, para lo cual actúa la glicerina haciendo que para este tipo de caso la medida sea más precisa. El manómetro seleccionado presenta características mostradas en la tabla 4.13.

Tabla 4.13. Características del manómetro.

Marca	Bourdon Haenni
Modelo	MIT3
Intervalo	0-150 Psi
Conexión	1/4"
Relleno	Glicerina

4.3.2 VACUÓMETRO.

Al seleccionar el vacuómetro se tomó en consideración la disponibilidad de los mismos en mercado. Debido a que los vacuómetros comerciales presentaban intervalos muy variables se selecciono uno con intervalo de 0 kPa a -4 kPa (-30 inhg), esto debido a que no se esperaban valores superiores a estos y a que la siguiente escala comercial era de 0 kPa a -13,33 kPa (-100 inhg). El vacuómetro seleccionado presenta características mostradas en la tabla 4.14.

Tabla 4.14. Características de Vacuómetro

Marca	Gme
Intervalo	0/-30 inhg
Conexión	1/2"
Material de construcción	Aluminio, Bronce

4.3.3 CAUDALÍMETRO.

El caudalímetro se seleccionó con base en las condiciones de operación del mismo y en el intervalo de flujo esperado el cual es de 0 a 4 gpm. En cuanto a las condiciones de operaciones como criterio de selección están principalmente el tipo de líquido y la viscosidad, esto debido a que el líquido de trabajo es aceite, adicionalmente se consideró la temperatura de trabajo del fluido la cual se espera se encuentra en el orden máximo de los 40 °C. Tomando en cuenta todas estas variables y/o condiciones el dispositivo seleccionado y las características mostradas en la tabla 4.15.

Tabla 4.15. Especificaciones del caudalímetro.

Marca	GPI(Great Plains Industries)
Tipo	Caudalímetro de desplazamiento positivo
Modelo	LM50D
Material de construcción	Aluminio
Componentes	Aluminio, acetal, nitril y acero
Conexión	1/2 inch NPT o BSPT
Intervalo de flujo	0.26 - 8 GPM (1 - 30 LPM)
Máxima presión de trabajo	1500 PSI / 103.5 bar
Temperatura de operación	+23_F a +131_F (-5_C a +55_C)

4.3.4 TERMÓMETRO.

El termómetro fue seleccionado de acuerdo al valor de temperatura esperado el cual era en promedio de 40° C, por lo cual se hacia necesario seleccionar uno con una escala que abarcara el valor promedio y lo superara por lo menos en un 20% esto por recomendaciones debido a esto debía ser con una escala de 0 a 60°C, pero debido a que en el mercado no se encontró ninguno que cumpliera con esta especificación se optó por seleccionar por el siguiente mas conveniente que nos ofreciera el mercado regional y que cumpliera a cabalidad la finalidad para la cual estaba siendo

seleccionado que midiera el valor de temperatura del fluido con una buena precisión y aportara una fácil lectura, de la selección resultó un termómetro con las características mostradas en la tabla 4.16.

Tabla 4.16. Especificaciones del termómetro

Marca	Winters
Modelo	T20060
Intervalo	-20/120 °C
Tamaño del dial	2"
Conexión	½"
Material de construcción	Acero inoxidable

4.3.5 FILTRO DE ACEITE.

La selección del filtro de aceite se hizo con base a la ubicación y las condiciones de operación del mismo, así como la del flujo y el fluido de trabajo. Se tomó como ubicación del filtro la parte interna del tanque, sumergido en el aceite y conectado a la línea de succión, evitando así la entrada de impurezas al sistema tuberías-bomba. Se seleccionó un filtro de malla de nylon para aceites, con una capacidad máxima de flujo de $5.05 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ (8 gpm), con características mostradas en la tabla 4.17.

TABLA 4.17. Especificaciones del filtro de aceite.

Marca	Donaldson
Modelo	SEH Series (Steel)
Conexion	¾"
Materias de construccion	Acero
Flujo Max.	8 gpm

4.3.6 VÁLVULA DE SEGURIDAD.

La válvula de seguridad fue seleccionada tomando en consideración los parámetros del sistema, los intervalos de los equipos del sistema y la presión de trabajo. Debido a que la presión máxima de trabajo esperada es de 827,37 kPa (120 psig) que los instrumentos de medición de presión presentan un intervalo superior de 1034,21 kPa (150 psig), se seleccionó una válvula de alivio de presión que cumpliera con estos valores y que fuese ajustable a una presión adecuada, que en este caso es de 930,79 kPa (135 psig). Esto cumpliendo con normas internacionales (BS 5500 British Standard, 1982) que indica que la presión de apertura de la válvula de seguridad debe encontrarse en un valor aproximado del 110 % de la presión máxima de trabajo y por debajo de la presión máxima de diseño. Por lo cual se seleccionó una válvula de seguridad con las características mostradas en la tabla 4.18.

Tabla 4.18. Especificaciones de la válvula de seguridad.

Marca	Watts
Modelo	530C
Intervalo Ajustable	0-175 Psi
Conexión	¾"
Material de construcción	Bronce
Fluido de trabajo	Agua, aceite o aire
Temperatura máx.	82 °C

4.3.7 VÁLVULA DE ESTRANGULACIÓN.

Para la aplicación de estrangulación del flujo se seleccionó una válvula de globo la cual permite controlar el flujo que circula por el sistema y permite realizar las pruebas de la bomba a diferentes puntos de caudal, condición necesaria para poder hacer el estudio analítico de la bomba. La válvula presenta las características mostradas en la tabla 4.19.

Tabla 4.19. Especificaciones de la válvula de globo.

Marca	United Brass Works
Modelo	125sul
Presión Máxima	150 psig
Conexión	¾"
Material de construcción	Bronce

4.3.8 VÁLVULA DE CIERRE.

Para restringir el paso del flujo hacia el sistema se seleccionó una válvula on-off de bola, la cual cumple la función de impedir o aperturar el paso de fluido del tanque hacia el sistema. Para su selección se tomo en consideración el diámetro y el tipo de conexión, seleccionándose una válvula comercial con las características mostradas en la tabla 4.20.

Tabla 4.20. Especificaciones de la válvula de bola.

Marca	Nibco
Modelo	Kt-585-70-ul
Conexión	½"
Material de Construcción	Acero

4.4 CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.

Una vez obtenido el diseño del banco de prueba, con lo cual se determinó los componentes y equipos necesarios para su construcción, se procedió a la selección y adquisición de dichos componentes, equipos y accesorios. Lo cual permitió iniciar el ensamblaje y montaje final del banco de ensayo. El montaje se definió en 3 etapas básicas:

- Montaje de estructura de tanque y bases de sujeción del motor, bomba y reductor.
- Ensamblaje de tuberías, accesorios y conexiones hidráulicas.
- Montaje de suministro de energía y mando eléctrico del banco de ensayo.

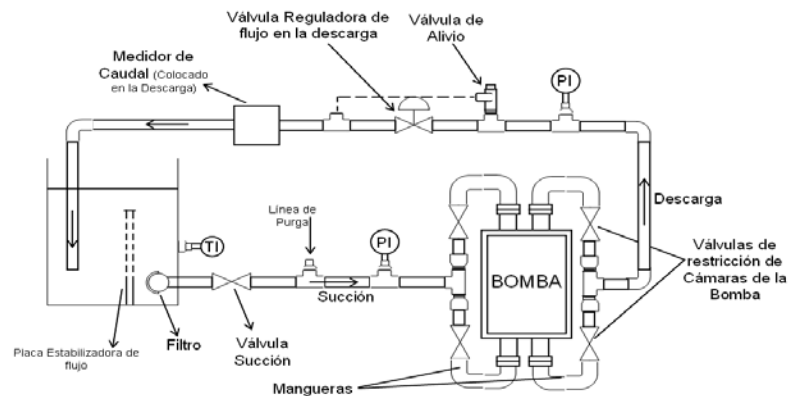


Figura 4-19. Esquema general del banco de prueba.

4.4.1 ESTRUCTURAS Y BASES.

La estructura utilizada para el montaje del tanque en su ubicación final, fueron unas bases creadas con vigas doble t de 6,4 mm ($\frac{1}{4}$ pulg) y laminas de acero las cuales ya se encontraban en el laboratorio pertenecientes a un banco de ensayo que ya estaba desincorporado.

Para las bases de sujeción de la bomba, motor y reductor, se utilizó una estructura de concreto de 1,5 m x 1,3 m con una altura de 1,2 m sobre la cual se fijo (Ver Apéndice 1), a través de pernos de 6,4 mm ($\frac{1}{4}$ ") y tuercas del mismo diámetro, una plancha metálica de 6mm de espesor lo cual garantizo una base fuerte y fija reduciendo al mínimo las posibilidades de vibraciones. Sobre esta estructura se soldó la diseñada donde se acoplaron el motor, reductor y bomba, fijándola por medio de un cordón de soldadura de 50mm (2") en 3 de sus lados, con un material de aporte

tipo E-6013 3,25mm (1/8") x 350mm. Para evitar las vibraciones de la base y fijar los elementos mecánicos de mejor forma al banco de ensayo.

4.4.2 ENSAMBLE DE TUBERÍAS Y ACCESORIOS.

Se procedió al acople entre conexiones de equipos, accesorios, tuberías e instrumentos adaptándolo según el diseño propuesto y cumpliendo con los parámetros y distancias entre accesorios establecidas por la norma ANSI/HI 6.6-1994. En cada unión roscada entre accesorios y tuberías se utilizó cinta de teflón gruesa para tuberías y adicionalmente un revestimiento de teflón líquido para alta presiones y tubería plástica que aseguro la hermeticidad de las líneas y garantizo la no existencia de fugas en las partes ensambladas.

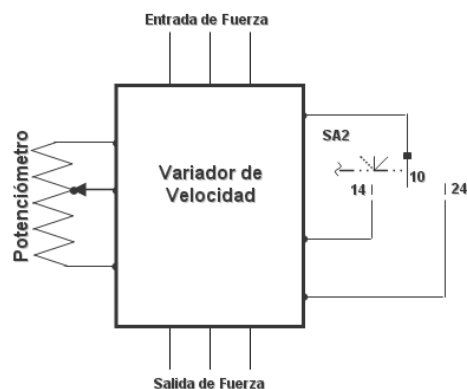


Figura 4-20 Ensamblaje de tuberías y accesorios.

4.4.3 MONTAJE ELÉCTRICO.

El montaje eléctrico consistió en instalar el suministro de energía eléctrica (220v AC) al variador de frecuencia para que este realice la alimentación y control

del motor eléctrico. Para esto se utilizó una toma principal del suministro de energía eléctrica del laboratorio asignada a la ubicación del banco de pruebas, con se realizó la alimentación de energía al variador y luego enviada a los contactores del motor representado en la figura 4-21.



SA2: Conmutador para la inversión del sentido de giro.

Figura 4-21. Detalle de las conexiones en el variador de Velocidad.

Para realizar la alimentación del motor de forma adecuada se instaló un Arrancador Directo al motor eléctrico, el cual posee un contactor para arranque directo y una protección térmica regulable entre 4 A y 11 A, además de 2 interruptores (rojo y verde) que permiten realizar la interrupción de suministro de electricidad. Todo instalado y acoplado dentro de un cajetín que sirve de aislante al ambiente exterior. La instalación se realizó según como se muestra en la figura 4-22.

La construcción del banco de ensayo finalizó cuando todas las partes se encontraban ensambladas unas con otras y distribuidas según lo diseñado. Con lo cual se procedió a la fase pintado según indicaciones de la norma COVENIN 0253-06, la cual nos indica que el color a utilizar es marrón, para las tuberías que conducen aceites. Una vez concluida la fase de pintado se procedió a realizar las verificaciones de hermeticidad y pruebas de fuga, verificado este punto se procedió a las pruebas y ensayos correspondientes.

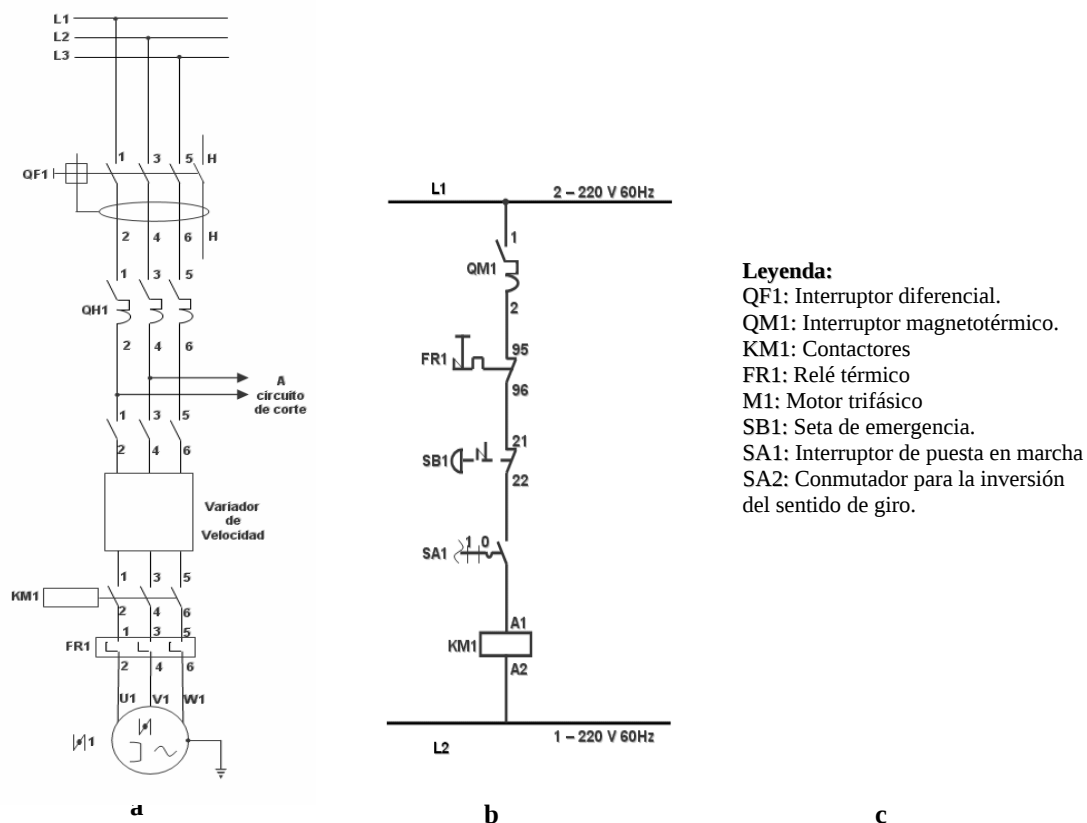


Figura 4-22. Circuitos de conexión y protección eléctrica del motor. **a:** Circuito de Fuerza, **b:** Circuito de Mando, **c:** Leyenda.

4.5 COSTOS.

Para la realización del banco de ensayo, como se a indicado a lo largo del presente trabajo fue necesario la adquisición de materiales, equipos y accesorios así como asistencia técnica. Lo cual genera unos costos asociados a estos, los mismos se minimizaron realizando las labores de construcción, ensamble y pintado por los autores del presente trabajo de grado, todo esto para cumplir con unas de las limitantes previstas para el desarrollo del proyecto, el cual presentaba una limitación económica de 5.000.000Bs. Los costos del proyecto ascendieron a un monto total de 4.584.460Bs el detalle de los mismos se presentan en la tabla 4.21.

Tabla 4.21 Costos asociados al proyecto.

DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO BsF.	TOTAL BsF.
Abrazadera doble oreja 1/2"	4	2,00	8,00
Abrazadera simple 1/2"	2	1,00	2,00
Acople tipo L 90 Hierro	1	35,00	35,00
Adaptador macho-hembra girador 1/2x1/2	3	22,00	66,00
Adaptador macho-hembra girador 3/4x3/4	2	35,00	70,00
Arrancador LR1-D18 220V	1	152,60	152,60
Brocha	2	5,00	10,00
Cable THN 14 Verde 1m	1	1,60	1,60
Cable TSJ-N 3x12 1m	2	15,44	30,88
Caudalimetro GPI LM50DB	1	950,00	950,00
Codo galvanizado 1/2" 90°	5	1,50	7,50
Curva de 1/2"	1	5,00	5,00
Disco de esmeril 10cm	1	12,00	12,00
Electrodo E6013	15	1,50	22,50
Estopera National	2	15,00	30,00
Fabricación de bocina de la bomba	1	75,00	75,00
Fabricación del tanque	1	300,00	300,00
Fabricacion e instalacion de base del motor	1	300,00	300,00
Filtro sumergible 1" Malla de acero	1	100,00	100,00
Galon de removedor Tiner	2	5,00	10,00
Guía de teflon con polvo de bronce, 2dm	1	56,00	56,00
Juego de llaves Allen	1	26,00	26,00
Llave inglesa	1	20,00	20,00
Llave P/R 1/2"	2	14,00	28,00
Llave P/R 3/4"	2	35,00	70,00
Manguera Balflex 1/2" 60cm	2	68,00	136,00
Manguera Balflex 3/4" 60cm	2	95,00	190,00
Manometro dial 2 1/2" 0-160psig con glicerina	1	68,00	68,00
Mantenimiento de bomba de paleta	1	150,00	150,00
Mantenimiento motor electrico	1	150,00	150,00
Niple 1/2x 4"	3	8,40	25,20
Niple 1/2x2-1/2"	5	1,75	8,75
Niple 3/4x3"	5	3,00	15,00
Niple 3/4x6"	3	4,00	12,00
Niple R/C 1/2"	2	1,00	2,00
Niple R/C 3/4"	2	2,50	5,00
Paila de aceite ISO68	3	100,00	300,00
Pintura verde	2	45,00	90,00
Reduccion bushong macho-hembra 1/2x3/4	1	4,40	4,40
Spray Plateado	2	17,00	34,00
Tee de acero galvanizado 1/2"	1	3,00	3,00
Tee de bronce 1/2"	2	36,70	73,40
Tee de bronce 3/4"	2	57,20	114,40
Tee galvanizada 3/4"	1	3,00	3,00

Tabla 4.21 Costos asociados al proyecto (finalización).

Teflon profesional	3	5,00	15,00
Termómetro dial 2" -20/120°C Winter	1	195,00	195,00
Tirro 1"	1	6,50	6,50
Tirro negro electricidad	1	5,00	5,00
Tubería eléctrica 1/2" 2m	1	15,00	15,00
Tubo galvanizado 1/2x1m	1	16,70	16,70
Union 1/2"	2	7,50	15,00
Union 3/4"	2	10,50	21,00
Vacuómetro dial 2 1/2" 0-30inHg	1	70,00	70,00
Valvula check de bronce roscada tipo Europa 1/2"	2	19,62	39,24
Valvula check de bronce roscada tipo Europa 3/4"	2	36,00	72,00
Valvula CR fermeto cromada 3/4"	1	22,00	22,00
Valvula de compuerta de bronce de 1/2"	1	19,62	19,62
Valvula de globo 1/2"	1	75,17	75,17
Valvula de seguridad 1/2" Watts	1	225,00	225,00
TOTAL			4584,46

4.6 MANUAL DE FUNCIONAMIENTO.

Se desarrolló de manera independiente en el Apéndice 2 debido a la importancia que puede tener este para llevar a cabo las prácticas de laboratorio.

4.8 MANUAL DE MANTENIMIENTO.

El desarrollo del manual de mantenimiento se realizó siguiendo las recomendaciones de los fabricantes y siguiendo procedimientos de ejecución estándar para la aplicación de los mantenimientos. Este se encuentra en el Apéndice 3.

4.7 PRÁCTICA DE LABORATORIO.

La práctica de laboratorio se realizó según la norma ANSI [1], donde se presentan las variables a medir y las curvas a presentar para estudiar el comportamiento funcional de las variables fundamentales. Esta se encuentra desglosada en el Apéndice 4.

CAPÍTULO V

RESULTADOS Y ANÁLISIS.

5.1 PROCESO DE RECOLECCIÓN DE DATOS.

Para la toma de datos se siguió el procedimiento descrito en el Apéndice 4 (Práctica de Laboratorio), se tomaron una serie de datos para tres velocidades, 45 Hz, 35 Hz y 30 Hz. Para la velocidad de 45 Hz, el motor no mantenía la velocidad constante, a medida que se aumentaba la presión la velocidad disminuía, por lo que se determinó que el motor no tiene la suficiente potencia para mantener la velocidad constante a altas velocidades. A las velocidades de 35 y 30 Hz el motor no presentó ningún tipo de inconveniente. En la Figura 5-1 se muestra el esquema de variables que fueron tomadas durante el ensayo y el punto de medida donde el valor de la misma debe ser obtenido.

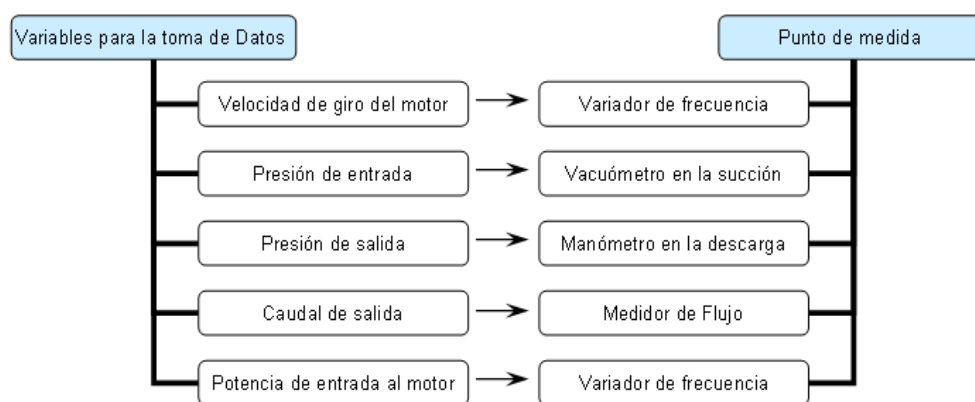


Figura 5-1. Esquema de variables y punto de medida para la recolección de Datos.

La velocidad de giro del motor se obtuvo conociendo la frecuencia de alimentación que le suministra el variador y con la relación de transmisión del reductor se obtuvo la velocidad de salida de éste.

La presión se midió con un manómetro tipo Bourdon a la descarga y a la succión con un vacuómetro, para el cálculo de la variación de presión se tomó en

cuenta la caída de presión entre la descarga de la bomba y el manómetro, y la caída de presión entre el vacuómetro y la succión de la bomba.

El caudal se midió mediante un caudalímetro diseñado especialmente para trabajar con flujos pulsante, el cual tiene una pantalla donde indica el valor del caudal.

La potencia de entrada al motor fue indicada por el variador de velocidad.

El proceso de toma de datos consistió en fijar una velocidad de giro constante, y tomar los datos de presión, caudal y potencia, partiendo con la válvula completamente abierta (presión mínima); luego se va cerrando la válvula hasta aumentar la presión en 68,95kPa (10psig) y tomar los nuevos datos de presión, caudal y potencia. Se tomaron datos hasta cerrar completamente la válvula. Por último se realizaron los ensayos para las otras velocidades.

Con los datos obtenidos se obtuvieron las curvas de Caudal, Eficiencia Volumétrica, Potencia Eléctrica, Potencia Hidráulica y Eficiencia Global vs. Diferencial de Presión a las diferentes velocidades. La recopilación de datos se muestra a continuación:

5.1.1. ENSAYO ELABORADO A 45 Hz.

Se fijó en el variador de velocidad una frecuencia de 45 Hz la cual producía una velocidad de giro del eje de la salida del reductor de 5,34 rad/s (51 rpm) y se realizó la toma de datos con el procedimiento explicado anteriormente, esta medición no resultó de la forma esperada debido a que cuando se quiso tomar el dato de frecuencia en el variador, se observó como esta iba cambiando a medida que fue cerrando la válvula de estrangulamiento. Estos datos son presentados a continuación en la Tabla 5.1.

TABLA 5.1. Datos del ensayo a 45 Hz

Caudal (Q [gpm])	Presión Manómetro (Pdg [psig])	Presión Vacuómetro (Psg [inHg])	Potencia (kW)	Frecuencia (Hz)
2,664	10	-12	0,54	45
1,419	20	-10	0,675	44
1,000	30	-3	0,75	43.2
0,640	40	-1	0,82	41.5
0,230	50	0	0,87	39
0	55	0	0,90	32

Los datos anteriores fueron modificados en unidades convenientes, además se tomó en cuenta las pérdidas entre la succión y la toma del vacuómetro y la descarga con la toma del manómetro. A continuación se muestran los cálculos tipos, considerando los valores tomados a frecuencia de 45 Hz:

$$P_s = -12 \cdot 0,4912 \frac{psi}{inHg}$$

$$P_s = -5,89 psi$$

$$Pot = 0,54 \cdot 1,341 \frac{hp}{kW}$$

$$Pot = 0,72 hp$$

$$Velocidad Motor = \frac{45 \cdot 1700}{60}$$

$$Velocidad Motor = 1275rpm$$

$$Velocidad Reductor = \frac{1275}{25}$$

$$Velocidad Reductor = 51rpm$$

$$Q_{ideal} = 65,54 \cdot 10^{-3} \cdot 51$$

$$Q_{ideal} = 3,343gpm$$

A continuación se muestran las ecuaciones para calcular la presión en la salida y descarga de la bomba:

$$Pd = Pdg + \Delta Pd \quad (5-1)$$

$$Ps = Psg - \Delta Ps \quad (5-2)$$

$$\Delta Ps = 0,5psi \quad \text{Se toma de la figura 4.10 conocido el caudal}$$

$$\Delta Pd = 0,496psi \quad \text{Se toma de la figura 4.11 conocido el caudal}$$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones 5-1 ó 5-2 y 2-15, se obtiene:

$$\Delta P = (10 + 0,496) - (-5,89 - 0,5)$$

$$\Delta P = 16,89psi$$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones 2-20, se obtiene:

$$Potencia Hidráulica = \frac{2,664 \cdot 16,89}{1714}$$

$$Potencia Hidráulica = 0,026hp$$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones 2-5, se obtiene:

$$\eta_{\text{volumétrica}} = \frac{2,664}{3,343} \cdot 100$$

$$\eta_{\text{volumétrica}} = 79,7\%$$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones 2-22, se obtiene:

$$\eta_{\text{global}} = \frac{0,026}{0,72} \cdot 100$$

$$\eta_{\text{global}} = 3,51\%$$

Así sucesivamente se realizaron los cálculos para los datos obtenidos a una frecuencia de 45 Hz, obteniéndose los siguientes datos a graficar mostrados en la Tabla 5.2.

TABLA 5.2. Datos a graficar a 5,34 rad/s (51 rpm).

Q (gpm)	Diferencial Total de Presión ΔP (psig)	Potencia Eléctrica (hp)	Potencia Hidráulica (hp)	η Global (%)	η Volumétrica (%)	Qideal (gpm)
2,664	17,07	0,72	0,027	3,66	79,69	3,343
1,419	25,81	0,91	0,021	2,36	42,45	
1,000	32,30	1,01	0,019	1,87	29,91	
0,640	41,26	1,10	0,015	1,40	19,14	
0,230	50,70	1,17	0,007	0,58	6,88	
0,000	55,67	1,21	0,000	0,00	0,00	

5.1.2. ENSAYO ELABORADO A 35 Hz.

En el segundo procedimiento experimental se fijó en el variador de velocidad una frecuencia de 35 Hz debido a que producía una velocidad de giro

del eje de la salida del reductor de 3,67 rad/s (39,7 rpm) y éste representaba un valor de velocidad de giro muy próximo al estudiado en el trabajo de grado del 2002 [13], lo cual permitía realizar estudios comparativos entre ambos estados de la bomba. La toma de datos se realizó con el mismo procedimiento anterior y los datos recolectados se muestran en la tabla 5.3.

TABLA 5.3. Datos del ensayo a 35 Hz.

Caudal (Q [gpm])	Presión Manómetro (Pdg [psig])	Presión Vacuómetro (Psg [inHg])	Potencia (kW)
1,919	10	-9,5	0,48
1,791	20	-7	0,49
1,676	30	-4	0,51
0,642	40	-1	0,56
0	50	0	0,64

Se realizaron los cálculos de igual manera que los cálculos tipo para los datos obtenidos a una frecuencia de 35 Hz, obteniéndose los siguientes datos a graficar mostrados en la tabla 5.4.

TABLA 5.4. Datos a graficar a 4,16 rad/s (39,7rpm).

Q (gpm)	Diferencial Total de Presión ΔP (psig)	Potencia Eléctrica (hp)	Potencia Hidráulica (hp)	η Global (%)	η Volumétrica (%)	Qideal (gpm)
1,919	15,67	0,64	0,018	2,73	73,81	2,600
1,791	24,41	0,66	0,026	3,88	68,88	
1,676	32,92	0,68	0,032	4,71	64,46	
0,642	41,26	0,75	0,015	2,06	24,69	
0,000	50,67	0,86	0,000	0,00	0,00	

5.1.3. ENSAYO ELABORADO A 30 Hz.

En la tabla 5.5 se muestran los datos del ensayo realizado a 30Hz, utilizando el procedimiento para la recolección de datos y tomando los valores de las variables en los puntos de medida frecuencia que representaba una velocidad de giro del eje de la salida del reductor de 3,56 rad/s (34 rpm), la cual fue elegida por la misma razón anterior ya que era un valor por similar al evaluado en el trabajo de grado del 2002 [13] y se permitían realizar comparaciones

TABLA 5.5. Datos del ensayo a 30 Hz

Caudal (Q [gpm])	Presión Manómetro (Pdg [psig])	Presión Vacuómetro (Psg [inHg])	Potencia (kW)
1,671	5	-7	0,44
1,605	20	-4	0,50
1,540	30	-1	0,57
0,650	40	0	0,65
0	45	0	0,72

Se realizaron los cálculos de igual manera que los cálculos tipo para los datos obtenidos a una frecuencia de 30 Hz, obteniéndose los siguientes datos a graficar mostrados en la tabla 5.6.

TABLA 5.6. Datos a graficar a 3,56 rad/s (34 rpm).

Q (gpm)	Diferencial Total de Presión ΔP (psig)	Potencia Eléctrica (hp)	Potencia Hidráulica (hp)	η Glob al (%)	η Volumétrica (%)	Qideal (gpm)
1,671	9,39	0,59	0,009	1,55	75,00	2,228
1,605	22,90	0,67	0,021	3,20	72,04	
1,540	31,41	0,76	0,028	3,69	69,12	
0,650	40,77	0,87	0,015	1,77	29,17	
0,000	45,67	0,97	0,000	0,00	0,00	

5.2. COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.

En la Figura 5-2 se muestran las diferentes curvas funcionales obtenidas para las velocidades en los tres diferentes ensayos. Además se observa que a medida que aumenta la presión, al estrangular con la válvula de globo, el caudal tiende a mantener un valor constante hasta la presión de 206,84 kPa (30 psig), de aquí en adelante se observa una disminución brusca del caudal hasta hacerse nulo al llegar a una presión máxima entre 344,74 kPa (50 psig) y 379,21 kPa (55 psig). Esto se debe que a presiones mayores a 206,84 kPa (30 psig) comienzan las fugas internas entre las cámaras por la fallas de los elementos internos de hermeticidad y por el acabado interno de la cámara.

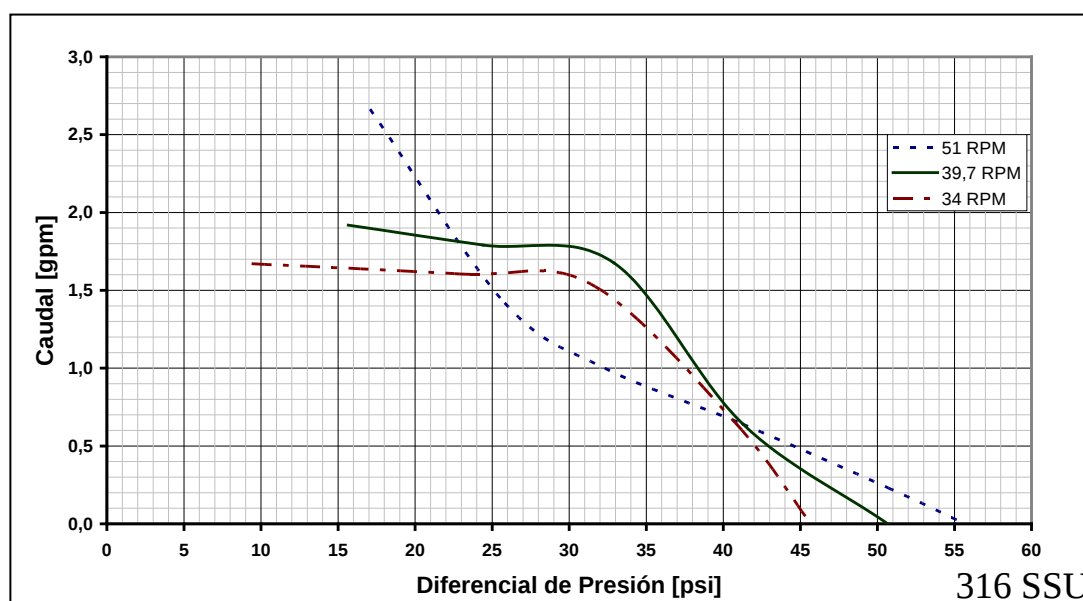


Figura 5-2. Gráfica Caudal vs. Diferencial de presión.

Esta misma tendencia se observa en la figura 5-3 para la eficiencia volumétrica, manteniéndose en valor casi constante (75% y 70%) hasta los 206,84 kPa (30 psig), de ahí en adelante la eficiencia disminuye drásticamente. Para la velocidad de 5,34 rad/s (51 rpm), tanto el caudal como la eficiencia volumétrica disminuye con la presión, en ningún intervalo de presión se mantiene constante.

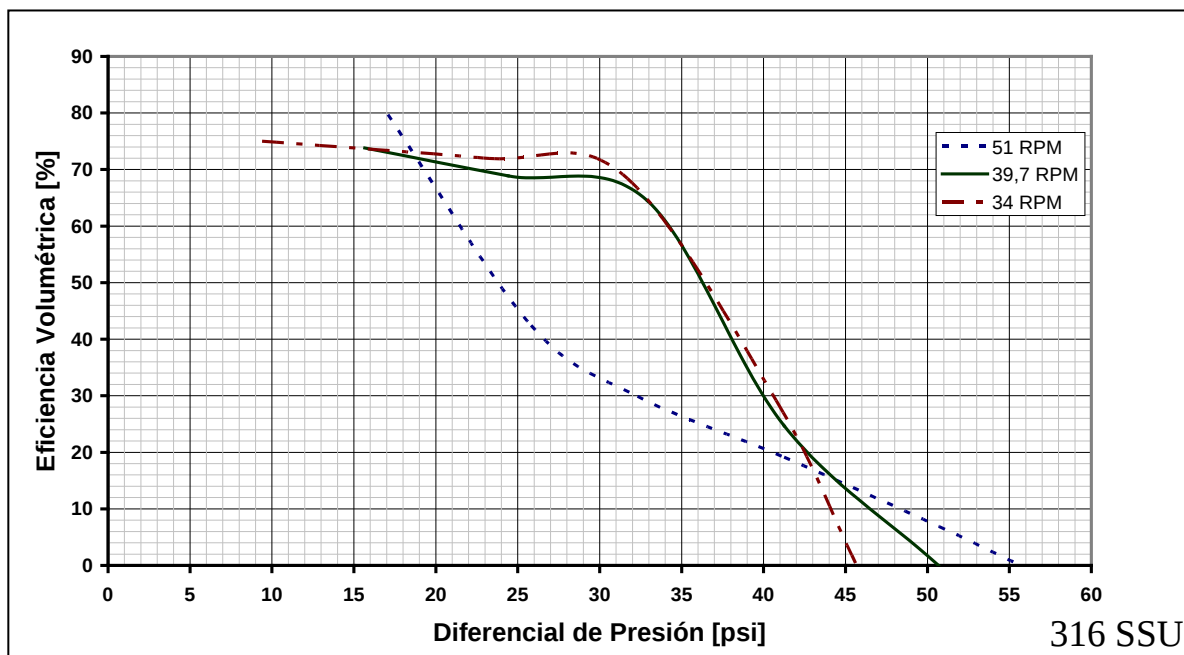


Figura 5-3 Gráfica Eficiencia volumétrica vs. Diferencial de presión.

En la figura 5-4, se observa que para las tres velocidades, la potencia eléctrica que consume el motor aumenta proporcionalmente con la presión. Debido a que al estrangular el flujo, el motor requiere de mayor potencia para accionar la bomba.

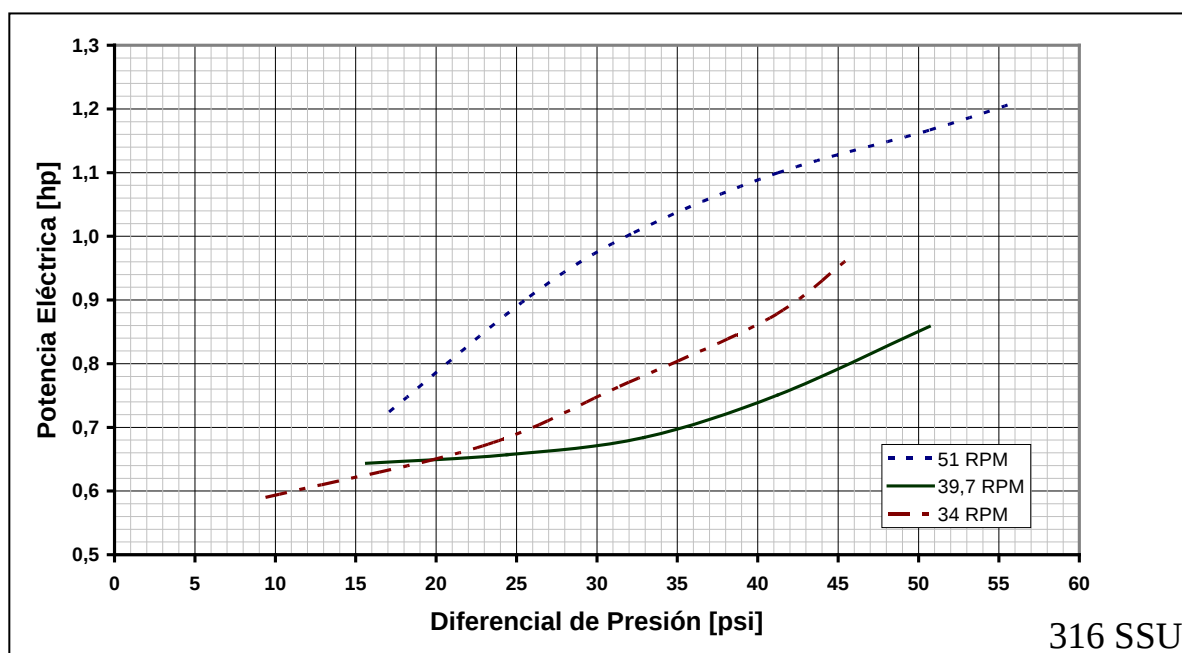


Figura 5-4 Gráfica Potencia eléctrica vs. Diferencial de presión.

Esto se observa en la figura 5-5, en donde la potencia hidráulica aumenta al incrementar la presión, hasta alcanzar un valor máximo en 227,53 kPa (33 psig) para 4,16 rad/s (39,7 rpm) y 206,84 kPa (30 psig) para 3,56 rad/s (34 rpm), este valor máximo coincide con el punto en donde la eficiencia volumétrica comienza el descenso drástico, de aquí en adelante la potencia hidráulica que se le entrega al fluido disminuye por el efecto de la disminución del caudal. Para 5,34 rad/s (51 rpm), la potencia hidráulica tiene su punto máximo en el valor de la presión mínima, tiende a disminuir con el incremento de la presión.

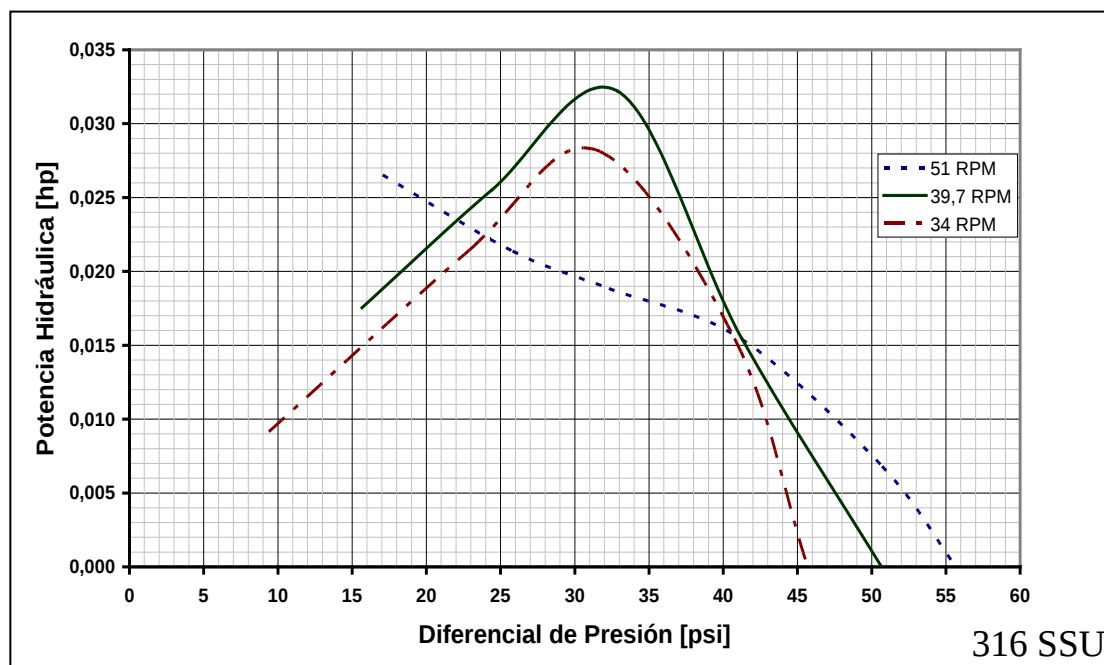


Figura 5-5. Gráfica Potencia hidráulica vs. Diferencial de presión.

En la figura 5-6, se observa que la eficiencia global tiene una tendencia similar a la potencia hidráulica, es decir, aumenta con el incremento de presión hasta alcanzar el valor máximo [227,53 kPa (33 psig) para 4,16 rad/s (39,7 rpm) y 206,84 kPa (30 psig) para 3,56 rad/s (34 rpm)] y luego disminuye con el incremento de presión. Para la velocidad de 5,34 rad/s (51 rpm), la máxima eficiencia global es el punto de menor presión.

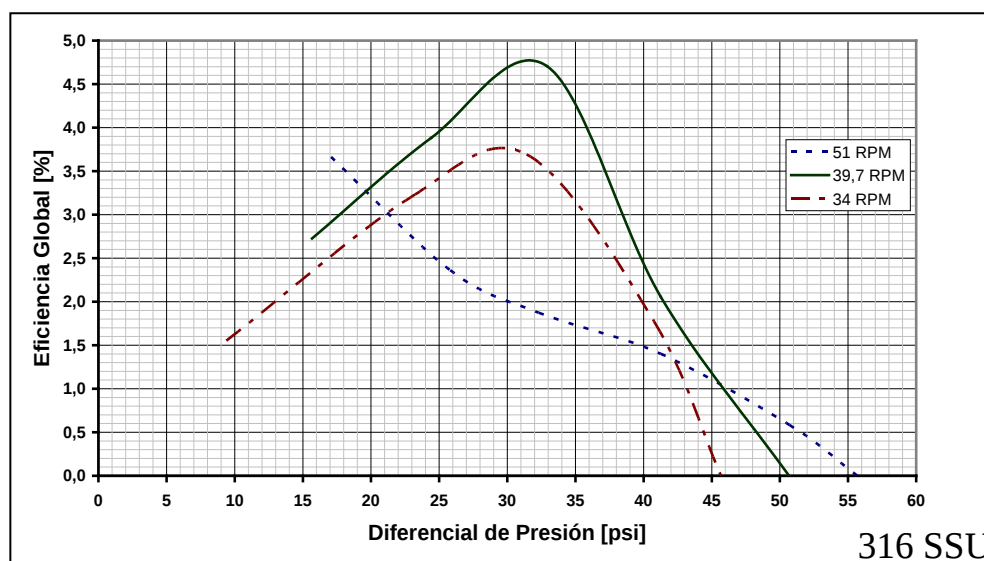


Figura 5-6. Gráfica eficiencia global vs. Diferencial de presión.

En todas las gráficas se observa una clara diferencia en el comportamiento a 5,34 rad/s (51 rpm) con respecto a las otras velocidades, esto se debe a que el motor no puede mantener la velocidad constante para realizar los ensayos, obteniéndose datos erróneos, además el motor no puede suministrar la potencia necesaria, como se observa en la figura 5-4, el motor consume una potencia máxima de 0,89 kW (1,2 hp), siendo este un valor muy cercano al nominal y considerando que para este ensayo el motor no fue alimentado con más de 45 Hz. En lo que respecta a las otras velocidades la tendencia mostrada es similar, debida a que a estas velocidades el motor si fue capaz de suministrar la potencia necesaria para mantener la velocidad constante.

5.3 COMPARACIÓN DEL COMPORTAMIENTO FUNCIONAL ACTUAL DE LA BOMBA DE PALETA OSCILANTE CON EL COMPORTAMIENTO FUNCIONAL ANTERIOR.

La comparación de los trabajos de grado permite identificar la confiabilidad de los métodos empíricos utilizados para la obtención de las variables de funcionamiento de la bomba de paleta para el momento de su construcción [13] y el comportamiento de la bomba una vez instalada en el banco

diseñado. En la tabla 5.7 se observan los valores de las variables obtenidos al momento de la construcción de la bomba de paleta utilizando como fluido de trabajo un aceite mineral reutilizado y modificado de 545 SSU.

TABLA 5.7. Datos de ensayo al momento de la construcción

N (rpm)	Q (gpm)	ΔP (psig)	N (rpm)	Q (gpm)	ΔP (psig)
30	0	104	40	0	120
	1,373	76		1,717	80
	1,637	59		1,902	62
	2,166	47		2,245	52
	2,377	39		2,377	43
	2,562	30		2,668	32
	3,064	15		3,487	20

Fuente: Giugni, Dib y Raniolo. [13]

Como se observa en las figuras 5-7 y 5-8, se presentan grandes discrepancias en las tendencias del comportamiento de la bomba al momento de ser construida con respecto a la bomba instalada en el banco de ensayo. La curva para el momento de la construcción, maneja mayores caudales pero este no tiende a mantenerse al aumentar la presión, por el contrario disminuye. Un aspecto a destacar es la comparación con el comportamiento ideal, la curva al momento de la construcción excede el caudal que puede manejar la bomba, este se debe a que el método utilizado por *Giugni, Dib y Raniolo* [13] para medir el caudal no fue exacto, el mismo consistió en medir el tiempo que transcurre en llenarse un recipiente graduado.

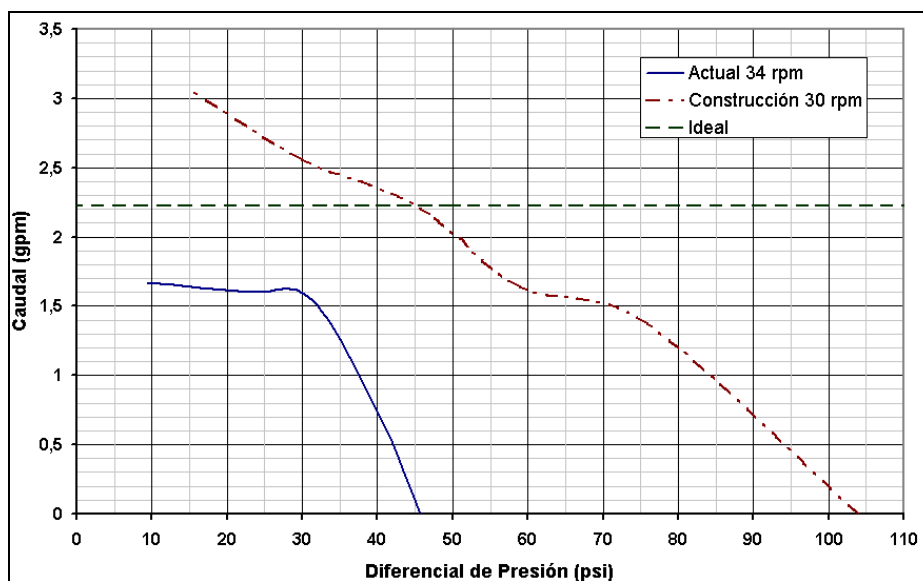


Figura 5-7. Comparación a 30 rpm.

Otro aspecto a considerar es la forma como midieron la velocidad, el comportamiento de la bomba montada en el banco de ensayos se realizó considerando la velocidad de salida del reductor, en cambio para el momento de la construcción no se especifica en cual punto del sistema se midió la velocidad, trayendo consigo discrepancias en la confiabilidad de las mediciones. Adicionalmente el fluido de trabajo, para el momento de la construcción fue un aceite reutilizado y modificado obteniéndose una viscosidad de 545 SSU en cambio el fluido utilizado en el banco de ensayo es un aceite hidráulico con una viscosidad de 315 SSU, este aspecto influye en la presión alcanzada por la bomba, a mayores viscosidades se manejan mayores presiones, ya que el sistema ofrece mayores pérdidas por fricción y disminuye la posibilidad de fugas internas al utilizar un aceite de película más gruesa.

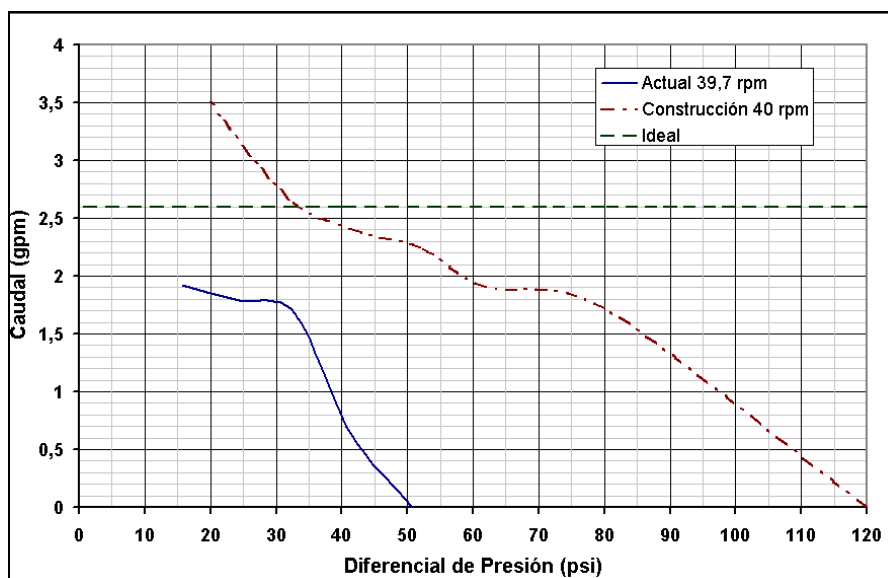


Figura 5-8. Comparación a 40 rpm. .

CONCLUSIONES.

Al finalizar la investigación sobre el rediseño y prueba de una Bomba de Desplazamiento Positivo de Paleta Oscilante, por medio del diseño y construcción de un banco de pruebas se obtuvo las siguientes conclusiones:

- El estudio del sistema de funcionamiento permitió identificar que la principal fallas de la estanqueidad de la bomba estaba producida por la estopera, la cual, por su geometría provocaba la recirculación interna entre las cámaras de la bomba de paleta, por medio de una holgura de aproximadamente 7mm, afectando la hermeticidad interna ya que producía recirculación entre las cámaras.
- La revisión inicial del sistema construido en el 2002 (Diseño según: Giugni, Raniolo y Dib [13]) permitió identificar fácilmente una deficiencia en los tubos, en donde inicialmente estaban instaladas las válvulas de admisión y descarga e iban acoplados a las cámaras de la bomba, representaban una de las principales causas de la baja eficiencia volumétrica de la misma; ya que los tubos (Nipples) sobrepasaban la carcasa de la bomba y disminuían la carrera de la paleta, reduciendo el recorrido en más del 30%.
- La selección y posterior compra del caudalímetro modelo LMD 50 marca GPI, permitió solventar uno de las principales interrogantes del trabajo de grado, el cual era como solucionar el problema del flujo pulsante, debido a que gracias a su sistema de funcionamiento lobular permite realizar una medición de caudal con precisión sin ser afectado por los lapsos de tiempo que se mantiene sin recibir fluido

- Al finalizar la puesta a punto y la optimización ornamental del banco de pruebas, se culminó satisfactoriamente el objetivo general del trabajo de grado, ya que ahora se cuenta con un banco de pruebas que va a permitir continuar con el estudio de la línea de investigación de térmica y máquinas de fluido y se podrá obtener más información sobre el comportamiento de estas bombas innovadoras y mas importante aun de fabricación propia.
- El rediseño y reemplazo del acople del Motor Eléctrico y el Reductor de un acople por correas a un acople rígido, permitió disminuir el deslizamiento que existía entre las poleas y las correas y así las variables de velocidad de giro del motor reflejadas son las mas cercanas a la realidad.
- La diferencia inesperada en el comportamiento de las tendencias de las gráficas a velocidades altas se ocasionó debido a que el motor no puede mantener la velocidad constante para realizar los ensayos, obteniéndose datos erróneos mientras que en lo que respecta a las otras velocidades más bajas, la tendencia mostrada es similar, debida a que a estas velocidades el motor si fue capaz de suministrar la potencia necesaria para mantener la velocidad constante.
- El motor no puede suministrar la potencia necesaria para mantener constante la velocidad a frecuencias superiores de 40Hz, ya que el mismo consume una potencia máxima de 0.89 kW (1,2 hp), siendo este un valor muy cercano al nominal.
- La bomba alcanza su valor de máxima eficiencia global entre 206,84 kPa (30 psig) y 227,53 kPa (33 psig), valor el cual coincide con el punto donde la eficiencia volumétrica comienza a disminuir drásticamente y empiezan a fallar los elementos internos de hermeticidad.

RECOMENDACIONES.

La culminación del rediseño de la bomba alternativa de paleta y, del diseño y construcción de un banco de pruebas para el estudio de su comportamiento hidráulico, conllevó a realizar las posibles mejoras o recomendaciones que pudieran dar un valor agregado a la investigación:

- ✚ Las mejoras realizadas a la estanqueidad de la bomba permiten, que esta, tenga una mayor demanda de potencia de entrada a velocidades superiores a los 45Hz, para esto necesario realizar un reajuste del sistema de transmisión y mando para un motor eléctrico trifásico de mayor potencia.
- ✚ Incorporar equipos de medición de presión electrónicos, que permitan disminuir el error humano y que compense el efecto de las pulsaciones en la medida.
- ✚ Para lograr una mayor hermeticidad, para ello se recomienda fabricar la paleta con dimensiones que permitan una holgura máxima con la carcasa de 0,01mm, se recomienda que la paleta sea fabricada en bronce, para evitar el desgaste de la carcasa. Dicho valor de tolerancia es el recomendado por los fabricantes de bombas de paletas comerciales.
- ✚ Ejecutar el plan de mantenimiento preventivo diseñado para el banco de ensayo, apoyado en la asignatura Mantenimiento Mecánico, lo cual permite una sinergia que refuerza los conocimientos de mantenimiento de los estudiantes y garantiza la vida útil de la bomba.

- ✚ Seguir al pie de la letra las actividades y advertencias en materia de seguridad recomendadas en el manual de funcionamiento diseñado para el banco de ensayo, para evitar los riesgos de lesiones por descargas eléctricas u ocasionadas por partes mecánicas y representan un riesgo a la integridad física de los que utilizan el banco de ensayo.
- ✚ Integrar la práctica diseñada: COMPORTAMIENTO DE BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO RECIPROCANTE a la rotación general de prácticas del Laboratorio de Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo.
- ✚ Incorporar pruebas con diferentes tipos de fluidos viscosos, e inclusive con agua para realizar un estudio integral del comportamiento de la bomba y evaluar parámetros que no se pueden estudiar con el fluido utilizado. Esto además permite comprobar que la bomba es capaz de trabajar en los rangos de viscosidad para los que fue diseñada (150-950 SSU).
- ✚ Fortalecer la línea de investigación de Máquinas Hidráulicas y Manejo de Fluidos con proyectos similares, los cuales vayan sustentados por apoyo de los profesores de la línea, y respaldo económico de la universidad o la empresa privada, y así conseguir que los Laboratorios de la Universidad de Carabobo estén equipados con diversas máquinas/equipos que permitan al estudiante una interacción directa y amplíen sus conocimientos en las diferentes áreas.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.**TEXTOS**

- [1].- AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE, Inc.(1994). ANSI/HI 6.6 *Reciprocating Pump Test*. Washington DC, USA: Hydraulic Institute.
- [2].- COVENIN (2006). *Codificación para la identificación de tuberías que conduzcan fluidos*. Caracas, Venezuela.
- [3].- Hydraulic Institute (1969). *Hydraulic Institute Standard* (USA 12^{ava} Edición).
- [4].- Mataix, Claudio. (1982). *Mecánica de los Fluidos y Máquinas Hidráulicas* (2^a Edición). Ediciones del Castillo.
- [5].- Mott, Robert L. (1996). *Mecánica de Fluidos Aplicada* (4ta. Edición). México: Editorial Pearson. Prentice Hall.
- [6].- Nekrasov, B. (1968). *Hidráulica* (3^a Edición modificada). Moscú: Editorial Mir..
- [7].- Norton, Robert L. (1999). *Diseño de Máquinas*. Editorial Prentice Hall.
- [8].- Schulz, Hellmuth. (1964). *Bombas, funcionamiento, cálculo y construcción*. Editorial Labor S.A.
- [9].- Sigley, J. Y Mischke, C. (2005). *Diseño en Ingeniería Mecánica* (6^{ta} Edición). México: McGraw Hill.
- [10].- Vickers (1981). *Curso de Diseño de Circuitos Oleohidraulicos* (2^a Edición). Barcelona, España.

TESIS

[11].- Arteaga, Yovanny y Sánchez, José (2002). *Optimización del Diseño de una Bomba de Desplazamiento Positivo de Paleta Oscilante mediante un Programa de Computación*. Trabajo Especial de Grado. Universidad de Carabobo. Valencia.

[12].- Díaz Edgar y Tochón José (1990)., *Diseño de una Bomba de desplazamiento positivo de paleta oscilante*. Trabajo Especial de Grado. Universidad de Carabobo. Valencia.

[13].- Dib, S., Giugni, A. Y Raniolo, J. *Construcción y Prueba de una Bomba de Desplazamiento Positivo de Paleta Oscilante*” Trabajo de Grado. Universidad de Carabobo. Valencia.

REFERENCIAS ONLINE

[14].- <http://www.baumerprocess.com/>

[15].- <http://www.buygpi.com/index.asp?pageaction=viewprod&prodid=569>

[16].- <http://www.inglesa.com.mx/books/dycta.pdf>

[17].- http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica9.html

[18].- http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica12.html

[19].- <http://documentos.arq.com.mx/Detalles/53409.html>

Edgar Gonzalez

Edgar

Gonzalezleze0

□□□□□□□□□□□□□□(□□□□□□□□□□

Gerencia de Informàtica Gerencia
de Informàtica F! Seguros Caracas
de Libert

Edgar Gonzalez

Edgar

Gonzalezleze0

□□□□□□□□□□□□□□□□(□□□□□□□□□□□□

Gerencia de Informàtica Gerencia
de Informàtica F! Seguros Caracas
de Libert

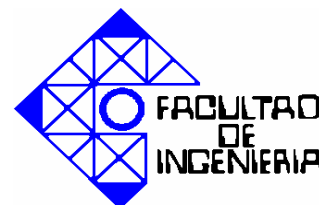
Gerencia de Informàtica Gerencia
de Informàtica F! Seguros Caracas
de Libert

Gerencia de Informàtica Gerencia
de Informàtica F! Seguros Caracas
de Libert

Gerencia de Informàtica Gerencia
de Informàtica F! Seguros Caracas
de Libert



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
COORDINACIÓN DE PROYECTOS DE GRADO



SINOPSIS DEL PROYECTO DE GRADO

TÍTULO DEL TRABAJO:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBA PARA UNA BOMBA ALTERNATIVA DE PALETA OSCILANTE”

FECHA DE INICIO DEL TRABAJO: Semestre 1^{ro}/ 2007

FECHA DE EX. FINAL: Semestre 1^{ro}/ 2008

FECHA DE ENTREGA DE EJEMPLARES DEFINITIVOS A DIRECCIÓN DE ESCUELA: 09/ 05/ 2008

	CÉDULA DE IDENTIDAD	ESTUDIANTE	FIRMA
	16 959 399	Br. Carlos E. Díaz R.	_____
SINOPSIS:	17 398 671	Br. Carlos A. González R.	_____
	17 067 411	Br. Darwins A. González A.	_____

El presente trabajo de grado tiene como objetivo principal el diseño y la construcción de un banco de pruebas para una bomba de desplazamiento positivo de paleta oscilante. Con este banco de pruebas se pueden obtener mediciones de variables como: caudal, presión, potencia y temperatura del fluido, las cuales nos van a indicar el estado de operación de la bomba, y el estudio de ellas nos permite verificar el diseño y las características de comportamiento de la máquina de fluido. Con el diseño y fabricación de este banco se pretende ofrecer un servicio de prueba con competencia técnica según estándares internacionales. Un banco de pruebas para este tipo de bombas hidráulicas se utiliza para el control de calidad, pruebas de eficiencia y comportamiento. La principal finalidad del banco de prueba para esta máquina hidráulica es hacerla funcionar bajo condiciones de carga simulada y verificar que su operación es apropiada. Actualmente el sector industrial se dedica a la construcción y reconstrucción de bombas y partes para las mismas. La construcción de dichas partes que constituyen una bomba muchas veces se realiza sin tomar en cuenta las normas que tienen que ver con materiales utilizados, acabados superficiales y tipos de sellos recomendados para cada aplicación, es por ello que la construcción del banco conllevó a realizar un rediseño interno del sistema de estanquidad de la misma, lo que permitió ir avanzando por diferentes etapas de rediseño e ir estudiando alternativas que cierran las brechas entre los valores teóricos esperados y los valores reales, hasta que se consiguió la mejor solución, para que los variables de la bomba sometida a diferentes velocidades de giro y carga fueran aceptables.

Prof. Mauro Nascimbeni
Presidente

Prof. (a) Mirna Silva
Jurado

Prof. Richard Rodríguez
Jurado