



**UNIVERSIDAD NACIONAL  
“PEDRO RUIZ GALLO”**



**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y  
ELÉCTRICA**

**TESIS**

Para optar el título profesional de:

**INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

**“Diseño de un banco de pruebas para cilindros  
oleohidraulicos con presiones de 600 – 2500 PSI”**

**Autor:**

**Castillo Bancallan, Kevin Gustavo**

**Asesor:**

**Aguirre Zaquinaula, Norman Osvaldo**

**Lambayeque – Perú**

**2019**



# UNIVERSIDAD NACIONAL "PEDRO RUIZ GALLO"



## FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

# TESIS

Para optar el título profesional de:

## INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

**"Diseño de un banco de pruebas para cilindros  
oleohidraulicos con presiones de 600 – 2500 PSI"**

**Autor:**

**Bach. Castillo Bancallan, Kevin Gustavo**

**Aprobado por el Jurado Examinador**

**PRESIDENTE : M.Sc. JUAN ANTONIO TUMIALAN HINOSTROZA** .....

**SECRETARIO : ING. OSCAR MÉNDEZ CRUZ** .....

**MIEMBRO : ING. ROBINSON TAPIA ASENJO** .....

**ASESOR : M.Sc. AGUIRRRE ZAQUINAULA NORMAN OSVALDO** .....

**Lambayeque – Perú**

**2019**



**UNIVERSIDAD NACIONAL**  
**“PEDRO RUIZ GALLO”**



**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y**  
**ELÉCTRICA**  
**TESIS**

**“Diseño de un banco de pruebas para cilindros  
oleohidraulicos con presiones de 600 – 2500 PSI”**

**CONTENIDOS:**

**CAPITULO I:** PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.

**CAPÍTULO II:** MARCO TEÓRICO.

**CAPÍTULO III:** MARCO METODOLÓGICO.

**CAPÍTULO IV:** PROPUESTA DE INVESTIGACIÓN.

**CAPÍTULO V:** ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.

**CAPÍTULO VI:** CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

**Autor: Bach. Castillo Bancallan, Kevin Gustavo**

---

**M.Sc. JUAN ANTONIO TUMIALAN HINOSTROZA**  
**PRESIDENTE**

---

**ING. OSCAR MÉNDEZ CRUZ**  
**SECRETARIO**

---

**ING. ROBINSON TAPIA ASENJO**  
**MIEMBRO**

---

**M.Sc. AGUIRRRE ZAQUINAULA NORMAN OSVALDO**  
**ASESOR**

**LAMBAYEQUE – PERÚ**  
**2019**

## DEDICATORIA

Es para mí un gran honor y placer dedicarle este PROYECTO DE TESIS a cada uno de mis familiares porque sin el apoyo y confianza de cada uno de ellos no podría haber llegado hasta este momento.

A mi hija Meyvis y mi esposa Sheyla, ya que son mi motivación e impulso para seguir día a día.

A mis padres, Gustavo y Clara, decirles que este es el primer logro en mi vida profesional.

A mis abuelas, Aurora, que desde donde este sé que me desea lo mejor y me está cuidando, y Rosa, por tenerme siempre presente en sus oraciones.

A mis tíos y tías, que cada uno aportó un grano de arena de su experiencia en mi formación como persona.

A mis hermanos, Anyela, Luis y Jaziel, que aunque estemos lejos siempre estaremos unidos.

## AGRADECIMIENTO

A Dios, por estar siempre guiándome.

A mi hija Meyvis y mi esposa Sheyla, por la confianza puesta en mí.

A mis padres, Gustavo y Clara, gracias a ellos aprendí que la vida no es fácil pero siempre hay que mantenerse firme y afrontarla.

A mis abuelas, Aurora, por enseñarme lo que es la familia, y Rosa, por sus sabios consejos.

A mis tíos y tías, por enseñarme lo más importante en una persona, los valores.

Al Ing. César Valerio, por su gran apoyo y disposición en que desarrolle con éxito mi proyecto de tesis.

A mi asesor, Ing. Norman Aguirre, por su guía en la culminación de esta tesis.

A mi hermano, Luis, por ayudar a despejar mis dudas.

## RESUMEN

El objetivo de la presente tesis fue diseñar un banco de pruebas para cilindros oleohidráulicos con un rango de presiones de 600 hasta 2500 PSI para la industria hidráulica en la región de Lambayeque. Este estudio se basa en fundamentos de ingeniería y de diseño electromecánico, lo cual involucra muchas áreas de la mecánica aplicada como: Dibujo Técnico, Elementos de Máquinas, Resistencia de Materiales, Diseño de Máquinas, Mecánica Racional, Mecánica de Fluidos, Máquinas Eléctricas e Ingeniería de Mantenimiento.

Se efectuó una metodología de diseño conceptual, funcional y de detalle de los componentes de la máquina: bomba, motor, variador de velocidad, sistema de soporte estructural, tanque hidráulico, tuberías, filtros, sistemas de medición de datos del ensayo y la unidad de regulación.

Se calcularon y seleccionaron los componentes y elementos normalizados del banco de pruebas cuidando que las dimensiones y parámetros de funcionamiento de la máquina de ensayos cumplan con los rangos establecidos en las normas técnicas para este tipo de ensayos dados por los fabricantes.

Se modeló y analizó la estructura soporte, en el software Autodesk Inventor versión 2018, mediante carga estática mostrando un factor de seguridad de 2.44 con una deformación máxima de 0.92 mm

Se elaboraron los planos de fabricación de la estructura y accesorios no normalizados del banco de pruebas.

Se determinó la factibilidad económica del banco de pruebas mediante una evaluación técnico-económica concluyendo así que el retorno de la inversión es de dos años con un TIR de 91.03% y un VAN de 30648.92 nuevos soles.

Palabras Clave: banco de pruebas, caudal, presión, cilindros oleohidráulicos, diseño electromecánico.

## ABSTRACT

The objective of this thesis was designed a test bench for oleohydraulic cylinders with a pressure range of 600 to 2500 PSI for the hydraulic industry in the Lambayeque region. This study is based on fundamentals of engineering and electromechanical design, which involves many areas of applied mechanics such as: Technical Drawing, Machine Elements, Material Strength, Machine Design, Rational Mechanics, Fluid Mechanics, Electrical Machines and Engineering Maintenance.

A conceptual, functional and detailed design methodology of the machine components was carried out: pump, motor, speed variator, structural support system, hydraulic tank, pipes, filters, test data measurement systems and the unit of regulation.

The components and standardized elements of the test bench were calculated and selected taking care that the dimensions and operating parameters of the test machine comply with the ranges established in the technical standards for this type of tests given by the manufacturers.

The support structure was modeled and analyzed, in Autodesk Inventor 2018 version software, by static loading showing a safety factor of 2.44 with a maximum deformation of 0.92 mm

The economic feasibility of the test bank was determined through a technical-economic evaluation, concluding that the return on investment is two years with an IRR of 91.03% and a NPV of 30648.92 nuevos soles.



A maintenance manual for the test bench was developed, which is based on the routine maintenance schedule that will be given by the operator.

Keywords: test bench, flow, pressure, oil hydraulic cylinders, electromechanical design.

# INDICE

<b>DEDICATORIA</b> .....	<b>i</b>
<b>AGRADECIMIENTO</b> .....	<b>ii</b>
<b>RESUMEN</b> .....	<b>iii</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>v</b>
<b>INTRODUCCION</b> .....	<b>xvii</b>
<b>CAPÍTULO I: PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN</b> .....	<b>1</b>
1.1 Realidad Problemática .....	1
1.2 Formulación del Problema.....	4
1.3 Delimitación de la Investigación. ....	5
1.4 Justificación e Importancia de la Investigación. ....	5
1.5 Limitaciones de la Investigación. ....	7
1.6 Objetivos de la Investigación.....	7
1.6.1 Objetivo General.....	7
1.6.2 Objetivos Específicos.....	8
<b>CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO.</b> .....	<b>9</b>
2.1. Antecedentes de Estudio.....	9
2.2. Desarrollo de la Temática.....	10
2.2.1. Introducción a la Hidráulica.....	10
2.2.1.1. Definición. ....	10
2.2.1.2. Evolución histórica. ....	10
2.2.2. Fluidos hidráulicos en la hidráulica .....	11
2.2.2.1. Propiedades de los Fluidos Hidráulicos.....	12
2.2.2.1.1. Densidad ( $\rho$ ).....	12
2.2.2.1.2. Presión de vapor.....	13
2.2.2.1.3. Cavitación.....	13

2.2.2.1.4. Viscosidad. ....	13
2.2.2.1.5. Punto de fluidez. ....	13
2.2.2.1.6. Índice de viscosidad (I.V.).....	13
2.2.2.1.7. Capacidad de lubricación.....	14
2.2.2.1.8. Resistencia a la oxidación. ....	14
2.2.2.1.9. Régimen Laminar. ....	14
2.2.2.1.10. Régimen turbulento.....	14
2.2.3. Ley de Pascal. ....	14
2.2.4. Ley de Bernoulli. ....	17
2.2.5. Sistema Hidráulico. ....	19
2.2.5.1. Ventajas y desventajas de los sistemas hidráulicos. ....	20
2.2.5.1.1. Ventajas.....	20
2.2.5.1.2. Desventajas.....	21
2.2.5.2. Partes de un Sistema Hidráulico. ....	21
2.2.5.2.1. Entrada.....	22
2.2.5.2.1.1.Tanque de Fluido Hidráulico. ....	22
2.2.5.2.1.1.1 Filtro.....	23
2.2.5.2.1.1.2 Manómetro.....	23
2.2.5.2.1.1.3. Tuberías Hidráulicas.....	24
2.2.5.2.1.2.Bomba Hidráulica. ....	25
2.2.5.2.1.2.1. Tipos de Bombas. ....	26
2.2.5.2.1.2.1.1.Bomba de Engranajes.....	26
2.2.5.2.1.2.1.2.Bomba de Paletas.....	27
2.2.5.2.1.2.1.3.Bomba de Pistones. ....	28
2.2.5.2.1.3.Motor. ....	29
2.2.5.2.2. Elementos de Control.....	31
2.2.5.2.2.1.Válvulas Limitadoras de Presión. ....	31

2.2.5.2.2.2.Válvula Reguladora o Reductora de Presión. ....	34
2.2.5.2.2.3.Válvulas Reguladoras de Caudal. ....	38
2.2.5.2.2.4.Válvulas Direccionales. ....	41
2.2.5.2.3. Salida. ....	44
2.2.5.2.3.1.Cilindros Hidráulicos. ....	44
2.2.5.2.3.1.1. Partes de un Cilindro Hidráulico. ....	45
2.2.5.2.3.1.1.1.Camisa o Barril Cilíndrico. ....	45
2.2.5.2.3.1.1.2.Cabezales. ....	46
2.2.5.2.3.1.1.3.Vástago. ....	46
2.2.5.2.3.1.1.4.Pistón. ....	46
2.2.5.2.3.1.1.5.Candado mecánico. ....	47
2.2.5.2.3.1.2. Tipos de Cilindros Hidráulicos. ....	47
2.2.5.2.3.1.2.1.Cilindro de simple efecto. ....	48
2.2.5.2.3.1.2.2.Cilindros de doble efecto. ....	49
2.2.5.2.3.1.2.3.Cilindro de doble vástago. ....	50
2.2.5.2.3.1.2.4.Cilindro diferencial. ....	51
2.2.5.2.3.1.2.5.Cilindros con amortiguación. ....	51
2.2.5.2.3.1.2.6.Cilindros telescópicos. ....	53
2.2.5.2.3.1.3. Diferencias entre cilíndricos hidráulicos de simple y doble efecto. ....	54
2.3. Definición Conceptual. ....	55
<b>CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO. ....</b>	<b>58</b>
3.1. Tipo de Estudio y Diseño de la Investigación. ....	58
3.2. Población y Muestra. ....	59
3.2.1. Población. ....	59
3.2.2. Muestra: ....	59
3.3. Hipótesis. ....	59
3.4. Variables – Operacionalización. ....	59

3.4.1.	Variables.....	59
3.4.1.1.	Independiente. ....	59
3.4.1.2.	Dependiente.....	60
3.4.2.	Operacionalización de Variables.....	61
3.5.	Métodos y Técnicas de Investigación.....	61
3.5.1.	Métodos de Investigación. ....	61
3.5.2.	Técnicas de Investigación.....	62
3.6.	Descripción de Instrumentos Utilizados.....	62
3.6.1.	Observación.....	62
3.6.2.	Encuesta.....	62
3.6.3.	Entrevista.....	63
3.6.4.	Análisis de documentos. ....	63
3.7.	Análisis Estadístico e Interpretación de Datos.....	66
3.7.1.	Cuantitativo.....	66
3.7.2.	Cualitativo.....	66
<b>CAPÍTULO IV: PROPUESTA DE INVESTIGACIÓN.....</b>		<b>67</b>
4.1.	Diagrama de flujo de procesos.....	67
4.2.	Descripción de Procesos.....	68
4.2.1.	Adquisición y medición de las variables propuestas en el proyecto. ....	68
4.2.2.	Calculo de la potencia del motor eléctrico a usar en el banco de pruebas.....	68
4.2.3.	Selección de los equipos electromecánicos e instrumentos para el diseño del banco de pruebas.....	69
4.2.4.	Diseño del banco de pruebas. ....	69
4.2.5.	Simulación del banco de pruebas para su respectivo análisis y verificación del diseño estructural. ....	69
4.2.6.	Análisis de la factibilidad técnica-económica del banco de pruebas. ....	70
<b>CAPÍTULO V: ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS.....</b>		<b>71</b>

5.1. Procedimiento actual de pruebas para cilindros hidráulicos vs Procedimiento a realizarse con el banco de pruebas. ....	71
5.1.1. Procedimiento actual. ....	71
5.1.2. Procedimiento a realizarse con el banco de pruebas: .....	72
5.2. Criterios del diseño del banco de pruebas.....	73
5.3. Componentes del banco de pruebas. ....	76
5.3.1. Bomba. ....	76
5.3.2. Motor .....	77
5.3.3. Variador de frecuencia.....	78
5.3.4. Diseño del depósito de aceite. ....	79
5.3.4.1. Cálculo del volumen del depósito de aceite.....	79
5.3.4.2. Calculo del peso del fluido hidráulico.....	80
5.3.4.3. Dimensionamiento del depósito de aceite. ....	81
5.3.4.4. Material del depósito. ....	83
5.3.4.5. Calculo del espesor de la placa(Laterales) .....	83
5.3.4.6. Calculo del espesor de la placa(Fondo) .....	85
5.3.5. Tuberías. ....	85
5.3.5.1. Calculo del diámetro de las tuberías de presión. ....	86
5.3.5.2. Calculo del diámetro de las tuberías de retorno. ....	86
5.3.5.3. Calculo del diámetro de las tuberías de succión.....	86
5.3.5.4. Calculo del espesor de la tubería. ....	87
5.3.6. Strainer (Deflector de succión).....	88
5.3.7. Elementos eléctricos y electrónicos: .....	89
5.4. Análisis estructural del soporte para el banco de pruebas.....	90
5.4.1. Autodesk Inventor.....	90
5.4.2. Informe Del Proyecto. ....	91
5.4.2.1. Resumen del Proyecto. ....	91
5.4.2.2. Estado Físico .....	91

5.4.3. Simulación.....	92
5.4.3.1. Objetivo General.....	92
5.4.3.2. Ajustes de Malla.....	92
5.4.3.3. Materiales.....	92
5.4.3.4. Tensión de Von Mises.....	93
5.4.3.5. Tensión principal.....	94
5.4.3.6. Desplazamiento.....	96
5.4.3.7. Factor de seguridad.....	97
5.5. Planos.....	98
5.6. Evaluación Técnica – Económica.....	99
5.6.1. Análisis económico de la inversión en el banco de pruebas.....	100
5.6.2. Análisis del <i>VAN</i> .....	101
5.6.3. Análisis del <i>TIR</i> :.....	101
<b>CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>102</b>
6.1. Conclusiones.....	102
6.2. Recomendaciones.....	102
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>103</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>106</b>

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Símbolos para válvulas distribuidoras .....	43
Tabla 2 Diferencias entre cilindros de simple y doble efecto .....	54
Tabla 3 Operacionalización de Variables .....	61
Tabla 4 Detalles sobre presión y rpm de las principales bombas en el mercado .	76
Tabla 5 Especificaciones técnicas de la bomba seleccionada.....	77
Tabla 6 Especificaciones técnicas del motor seleccionado .....	78
Tabla 7 Especificaciones técnicas del variador de velocidad seleccionado .....	79
Tabla 8 Medidas finales del depósito de aceite .....	83
Tabla 9 Esfuerzos del acero estructural ASTM36.....	83
Tabla 10 Datos para la selección de tuberías.....	85
Tabla 11 Datos a seguir para la selección de tuberías según Yapple.....	85
Tabla 12 Especificaciones técnicas de las tuberías seleccionadas .....	87
Tabla 13 Datos para la selección del strainer .....	88
Tabla 14 Especificaciones técnicas del strainer seleccionado.....	89
Tabla 15 Datos para la selección de los elementos eléctricos y electrónicos .....	89
Tabla 16 Especificaciones técnicas del guarda motor seleccionado.....	89
Tabla 17 Especificaciones técnicas del contactor seleccionado .....	89
Tabla 18 Especificaciones técnicas del relé seleccionado.....	90
Tabla 19 Resumen del proyecto.....	91
Tabla 20 Estado físico.....	91
Tabla 21 Objetivo general .....	92
Tabla 22 Ajustes de malla .....	92
Tabla 23 Lista de materiales .....	92
Tabla 24 Lista de Materiales del Banco de Pruebas, con sus respectivas cantidades y costos.....	99
Tabla 25 Presupuesto Total del Banco de Pruebas.....	100



## INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 Banco de Ensayos de Tuberías y Accesorios .....	4
FIGURA 2 Evolución Histórica de la Hidráulica .....	11
FIGURA 3 Ley de Pascal .....	15
FIGURA 4 Velocidades de flujo con diferentes secciones de tubo .....	17
FIGURA 5 Relaciones de presión en secciones del tubo diferentes .....	18
FIGURA 6 Partes de un Sistema Hidráulico .....	21
FIGURA 7 Tanque hidráulico y sus partes .....	23
FIGURA 8 Proceso de transformación de la energía en un sistema hidráulico....	25
FIGURA 9 Interior de una Bomba de Engranajes.....	27
FIGURA 10 Esquema de una Bomba de Paletas .....	28
FIGURA 11 Interior de una Bomba de Pistones .....	29
FIGURA 12 Válvula limitadora de presión de accionamiento directo en posición inicial cerrada (izquierda) y en posición de regulación abierta (derecha).....	32
FIGURA 13 Válvula limitadora de presión servopilotada .....	32
FIGURA 14 Principio de actuación de una válvula limitadora de presión .....	33
FIGURA 15 Estructura de una válvula reductora de presión de 3 vías de accionamiento directo (posición inicial en estado sin presión).....	35
FIGURA 16 Comparación de las diferentes variantes de válvulas reductoras de presión en posición de regulación .....	37
FIGURA 17 Válvula reguladora de caudal de 2 vías (con balanza compensadora de presión posconectada) para montaje sobre placa .....	39
FIGURA 18 Válvula reguladora de caudal de 2 vías (con balanza compensadora de presión posconectada) para montaje sobre placa .....	40
FIGURA 19 Sección longitudinal de una válvula direccional (válvula de corredera) con accionamiento eléctrico .....	42
FIGURA 20 Sección longitudinal de cilindros hidráulicos de simple y doble efecto .....	45
FIGURA 21 Partes de un Cilindro Hidráulico.....	45

FIGURA 22 Tipos de Cilindros Hidráulicos.....	47
FIGURA 23 Sección longitudinal de un cilindro hidráulico de simple efecto .....	48
FIGURA 24 Sección longitudinal de un cilindro hidráulico de doble efecto.....	50
FIGURA 25 Sección longitudinal de un cilindro hidráulico de doble vástago .....	51
FIGURA 26 Diagrama de flujo de procesos.....	67
FIGURA 27 Especificaciones técnicas de depósitos de aceite de la marca LDI Industries .....	82
FIGURA 28 Grafica $\alpha$ vs H/L.....	84
FIGURA 29 Grafica de selección de tuberías según Yaple .....	86
FIGURA 30 Simulación de la tensión de Von Mises .....	93
FIGURA 31 Simulación de la 1° Tensión principal.....	94
FIGURA 32 Simulación de la 3° Tensión principal.....	95
FIGURA 33 Simulación del desplazamiento .....	96
FIGURA 34 Simulación del factor de seguridad .....	97
FIGURA 35 Componentes del banco de pruebas en vista isométrica .....	98

## INDICE DE GRAFICAS

GRAFICO 1 Proceso de transformación del problema transformándolo en una nueva realidad.....	58
GRAFICO 2 Fuerza (100-1000Kg) Vs Presión .....	74
GRAFICO 3 Fuerza (1000-10000Kg) Vs Presión .....	75
GRAFICO 4 Fuerza (10000-60000Kg) Vs Presión .....	75

## INTRODUCCION

A lo largo de los años las excavadoras, grúas y camiones que han construido nuestro mundo han crecido exponencialmente en tamaño, alcanzando una eficiencia y poder sin igual a través de la hidráulica. Cuando hablamos de presión hidráulica, lo que estamos haciendo es llevar la fuerza hasta un cilindro, el cual a su vez aplica esa fuerza en un componente dado. En la práctica dichos cilindros presentan diversos fallos los cuales se pueden resumir como la falta de funcionamiento del cilindro hidráulico, incapaz de empujar la carga y el pistón deslizarse o gatear.

El técnico realiza una serie de conjeturas para dar una solución a este problema, llegando a la conclusión que probablemente sea el cilindro hidráulico. Luego el cilindro es desmontado y es trasladado al taller para un servicio de mantenimiento. En este punto el técnico de servicio no está al 100 % seguro que el cilindro sea la causante de la falla mecánica, ante este problema sería una buena alternativa evaluar los parámetros de funcionamiento del cilindro en un banco de pruebas oleohidráulico.

Por otro lado, todas las máquinas de movimiento de tierra actuales, en mayor o menor medida, utilizan los sistemas hidráulicos para su funcionamiento, dentro del sistema hidráulico se encuentra el cilindro hidráulico, el cual es un método para convertir la energía hidráulica en energía útil en un movimiento de vaivén, este generalmente presenta problemas de comportamiento y eficiencia a la hora de su activación en el campo, en los distintos talleres de mantenimiento de maquinaria pesada en la ciudad de Trujillo, los cilindros no tienen un respaldo de prueba al terminar su labor de mantenimiento. En muchos de estos talleres la única manera de probar el cilindro es montado en la máquina, si el trabajo satisface los criterios

del técnico entonces se procede a entregar el trabajo, pero no hay registro alguno del trabajo que se realizó convirtiéndose en un mantenimiento de “ensayo y error”.

Es decir, el cilindro no cumple los regímenes de trabajo debido a un mal ensamblaje, fallas técnicas o que otros componentes del circuito hidráulico sean las causas de la falla el cilindro regresa al taller para realizarle un nuevo desmontaje y mantenimiento perdiendo valiosas horas de trabajo debido a que no fue probado.

## **CAPÍTULO I: PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.**

### **1.1 Realidad Problemática**

A lo largo de los años las excavadoras, grúas y camiones que han construido nuestro mundo han crecido exponencialmente en tamaño, alcanzando una eficiencia y poder sin igual a través de la hidráulica. Cuando hablamos de presión hidráulica, lo que estamos haciendo es llevar la fuerza hasta un cilindro, el cual a su vez aplica esa fuerza en un componente dado. En la práctica dichos cilindros presentan diversos fallos los cuales se pueden resumir como la falta de funcionamiento del cilindro hidráulico, incapaz de empujar la carga y el pistón deslizarse o gatear.

El técnico realiza una serie de conjeturas para dar una solución a este problema, llegando a la conclusión que probablemente sea el cilindro hidráulico. Luego el cilindro es desmontado y es trasladado al taller para un servicio de mantenimiento. En este punto el técnico de servicio no está al 100 % seguro que el cilindro sea la causante de la falla mecánica, ante este problema sería una buena alternativa evaluar los parámetros de funcionamiento del cilindro en un banco de pruebas oleohidráulico.

Por otro lado, todas las máquinas de movimiento de tierra actuales, en mayor o menor medida, utilizan los sistemas hidráulicos para su funcionamiento, dentro del sistema hidráulico se encuentra el cilindro hidráulico, el cual es un método para convertir la energía hidráulica en energía útil en un movimiento de vaivén, este generalmente presenta problemas de comportamiento y eficiencia a la hora de su activación en el campo, en los distintos talleres de mantenimiento de maquinaria pesada en la ciudad de Trujillo, los cilindros no tienen un respaldo de prueba al terminar su labor de mantenimiento.

En muchos de estos talleres la única manera de probar el cilindro es montado en la máquina, si el trabajo satisface los criterios del técnico entonces se procede a entregar el trabajo, pero no hay registro alguno del trabajo que se realizó convirtiéndose en un mantenimiento de “ensayo y error”.

Es decir, el cilindro no cumple los regímenes de trabajo debido a un mal ensamblaje, fallas técnicas o que otros componentes del circuito hidráulico sean las causas de la falla el cilindro regresa al taller para realizarle un nuevo desmontaje y mantenimiento perdiendo valiosas horas de trabajo debido a que no fue probado.

Este proyecto permitió hacer un estudio técnico económico del diseño de un banco de pruebas para cilindros hidráulicos, es decir cuánto dinero se habrá de emplear para la implementación de este equipo en las empresas de mantenimiento de maquinaria pesada con el fin de garantizar que los repuestos utilizados en el mantenimiento del cilindro funcionan correctamente en correlación con los estándares de fabricación de la misma.

## **CHINA**

En las grandes empresas a nivel internacional sumergidas en el mundo de la agricultura, construcción y minería; tienen máquinas y/o equipos que son netamente hidráulicos es por eso que ellos recurren al mantenimiento productivo total (TPM). De manera que realizan pruebas en bancos de alta tecnología controlados por software que se encarga de adquirir datos tanto de presión, caudal, temperatura, potencia, etc.

El cual cuenta con análisis y pruebas específicas a los componentes de sus diversos sistemas.

## **FERREYROS CAT.**

El equipo de pruebas hidráulicas permite observar la cantidad de presión y flujo de aceite dentro de un circuito en diversas condiciones.

Los probadores hidráulicos pueden variar significativamente en tamaño, construcción, precisión y costo. La decisión de qué probador comprar debería ser influida por el tipo de pruebas que se realizarán en todo el equipo hidráulico en el taller.

## **UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA (UNI).**

En el Perú existe el Laboratorio Nacional de Hidráulica (LNH), se crea a partir del Convenio celebrado entre la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI) y la Dirección de Aguas e Irrigaciones del Ministerio de Fomento y Obras Públicas, el 12 de Febrero de 1960. Mediante Decreto Supremo 6-F de fecha 01 de Marzo de 1962, pasa a ser un Organismo dependiente de la Dirección de Irrigaciones del Ministerio de Fomento y Obras Públicas.

Dentro de los fines que tiene el Laboratorio Nacional de Hidráulica se encuentra la enseñanza, por lo que cuenta dentro de sus instalaciones con un área denominada División Didáctica. El cual está conformado por un Banco de Tuberías para flujos turbulentos (agua) en el cual se puede determinar el coeficiente de pérdida de carga en tuberías de 8, 6, 4 cm y la pérdida de carga en accesorios como ampliaciones, reducciones, codos, válvulas, etc. Banco de tuberías para flujo laminar (aceite) en el cual se pueden realizar los mismos ensayos.





**FIGURA 1 Banco de Ensayos de Tuberías y Accesorios<sup>1</sup>**

## **REGIÓN LAMBAYEQUE**

En la región Lambayeque no se cuenta con un banco de pruebas para bombas oleohidráulicas; lo único que encontramos es un instrumento de medición denominado tetraguéis que se utiliza para verificar presión en los sistemas hidráulicos, motor, transmisión, dirección, etc. Y las empresas que tienen este tipo de instrumentos son las concesionarias de las máquinas y empresas grandes dedicadas a la construcción, agricultura y minería.

### **1.2 Formulación del Problema.**

¿Cómo realizar el diseño de un banco de ensayos para cilindros hidráulicos de 600 – 2500 PSI?

---

<sup>1</sup> Laboratorio Nacional de Hidráulica (LNH) de la Universidad Nacional de Ingeniería

### **1.3 Delimitación de la Investigación.**

En esta investigación se determinaron las especificaciones técnicas de un banco de ensayos de cilindros hidráulicos de 600 – 2500 PSI, en la escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la UNPRG, para cilindros oleohidráulicos usados en la región Lambayeque, contando con los recursos humanos del autor, de los asesores metodológicos y especialistas, durante el año 2019.

### **1.4 Justificación e Importancia de la Investigación.**

En el presente proyecto del diseño de un banco de pruebas está enfocado a detectar a tiempo posibles fallas en los componentes importantes del sistema hidráulico; como son los cilindros hidráulicos para así asegurar su eficiencia. Este diseño se realizó con los conocimientos mecánicos y eléctricos que hemos llevado durante el transcurso de nuestra carrera universitaria.

La parte más importante de nuestro proyecto se resume en dos simples preguntas:

#### **¿Por qué es necesario?**

La industria mecánica esta siempre en constante avance por tal motivo la actualización de nuestros sistemas de mantenimiento actuales (ensayo y error), los cuales son completamente obsoletos y arcaicos, debe ser prioridad para lograr una buena posición en la industria.

#### **¿Para qué es necesario?**

Para evitar principalmente el desperdicio de horas laborales ya que a través de nuestro diseño se reducen muy considerablemente el tiempo de operacionalización y detección rápida de fallas. Adicionalmente al reducir los tiempos y contar con una rápida detección de fallas, se reducen los gastos innecesarios lo cual es siempre uno de los pilares en los que se debe basar un buen diseño.

Con este proyecto se logró ahorrar en los gastos por cambio completo de un cilindro hidráulico ya que si le llevamos un control por medio de un banco de pruebas de cilindros hidráulicos solo gastaríamos en comprar sellos que son componentes internos.

### **Importancia en el ámbito ambiental**

Hemos aliviado la contaminación ambiental con lo que en la realidad por fallas en el sistema hidráulico al momento de desmontar los componentes del sistema hidráulico se producen derrames de aceite causando un impacto ambiental en el suelo.

Con lo que respecta al ámbito social se promovió el uso de un banco de pruebas para cilindros hidráulicos en los sectores de agricultura, construcción y minería, tomando en cuenta la seguridad y salud ocupacional del operario del sistema promoviendo a realizar un trabajo responsable y de calidad.

### **Importancia en el ámbito tecnológico**

Debido a que los cilindros hidráulicos cuando operan en condiciones normales o de sobrecarga, surgen consideraciones desfavorables en su performance, es decir se generan condiciones de operación que junto a un desgaste normal de sus componentes, que están fuera de rango se adecúen a los requerimientos del fabricante.

El desarrollo de la ciencia y tecnología y la necesidad de disponer de equipos de ensayo que permitan obtener parámetros de funcionamiento de una máquina impulsará a la Ingeniería a establecer y determinar algoritmos y métodos de diseño, construcción y operación de manera racional y eficiente.

### **Importancia en el ámbito económico**

El rubro de mantenimiento de maquinaria pesada está creciendo con el continuo desarrollo del país, se requieren máquina en la remoción de tierra para construir edificios, puentes, caminos, trochas, etc. Y cuanto más rápido se termine la obra más proyectos se podrán realizar y por lo tanto se incrementan las ganancias para empresas dueñas de estas máquinas, sin embargo mientras más es el tiempo de mantenimiento de las mismas se pierde ganancias, para poder garantizar el correcto mantenimiento se necesitan un banco de pruebas, para conseguir este equipo generalmente se importa lo que incrementa el costo del mismo con este proyecto veremos si se puede diseñar e implantar un banco de pruebas.

### **Importancia en el ámbito institucional**

Con la adquisición de este equipo la empresa se tecnificará y tendrá más relevancia entre sus competidores, al tener los parámetros de funcionamiento de las bombas enriquecería su calidad de trabajo y la de los técnicos.

## **1.5 Limitaciones de la Investigación.**

El presente proyecto de un diseño de banco de pruebas para cilindros oleohidráulicos; solo se enfoca en cilindros con presiones mínimas a 600 PSI y máximas hasta 2500 PSI.

## **1.6 Objetivos de la Investigación.**

### **1.6.1 Objetivo General.**

Diseñar un banco de pruebas para cilindros hidráulicos con capacidades de 600-2500 PSI para la industria hidráulica en la región de Lambayeque.

### **1.6.2 Objetivos Específicos.**

- a) Especificar los componentes del banco de pruebas para cilindros hidráulicos con capacidades de 600-2500 PSI.
- b) Calcular los componentes del banco de pruebas para cilindros hidráulicos con capacidades de 600-2500 PSI.
- c) Seleccionar la instrumentación y elementos normalizados del banco de pruebas.
- d) Modelar y simular el banco de pruebas en software Autodesk Inventor 2018 para su respectivo análisis y verificación del diseño estructural.
- e) Elaborar los planos de fabricación de la estructura y accesorios no normalizados del banco de pruebas.
- f) Evaluar económicamente el diseño del banco de pruebas para determinar su factibilidad económica.

## **CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO.**

### **2.1. Antecedentes de Estudio.**

- **Tesis: Implementación de un Banco de Pruebas para Transmisiones, Bombas, Motores, Cilindros y Válvulas hidráulicas de Maquinaria Pesada. (Fuente: Universidad San Carlos de Guatemala; Autor: Alexander Ottoniel De León).**

El proyecto es una implementación de un banco de pruebas con capacidad de 150 Hp empleado en las transmisiones de la maquinaria pesada. La investigación es de tipo experimental ya que se logró fabricar el equipo compuesto de motor trifásico, válvulas, cañería y conexiones, etc. El análisis de los resultados permitió demostrar que el banco de pruebas muestra los resultados precisos comparados con los del manual de la máquina. Se tomó como ejemplo una transmisión y se le hizo diferentes pruebas al inicio antes de hacer el mantenimiento y después cuando se le realizó el mantenimiento comprobando los resultados con los de manuales técnicos.

- **Tesis: Diseño y construcción de un banco de pruebas para cuerpos de válvulas de transmisiones automáticas modelo F4A41, F4A51, F5A51. (Fuente: Universidad Politécnica Salesiana Sede; Autores: Héctor Gonzalo Maldonado Ríos y Washington Edmundo Salinas León).**

El banco de prueba está diseñado para diagnosticar el correcto funcionamiento del cuerpo de válvulas y determinar sus posibles averías, ya sea en su activación eléctrica o hidráulica, pudiendo monitorear los valores de precisión de activación de los diferentes embragues y actuadores, visualizándolos a través de los distintos manómetros, comandando dicha activación mediante el control de la plataforma gratuita Arduino. Se realizaron las pruebas correspondientes en el cuerpo de

válvulas modelo F4A41 de un vehículo marca Hyundai modelo Sonata, determinando así el correcto funcionamiento y las respectivas presiones que proporciona cada marcha.

Terminado el análisis del cuerpo de válvulas se obtuvo una guía de diagnóstico la cual es de mucha utilidad para el técnico automotriz encargado del análisis y la reparación del mencionado elemento.

## **2.2. Desarrollo de la Temática.**

### **2.2.1. Introducción a la Hidráulica.**

#### **2.2.1.1. Definición.**

La hidráulica es la ciencia de los fluidos que fluyen y en reposo. En la práctica, el concepto de hidráulica se entiende en general como la generación de fuerzas y movimientos por medio de fluidos hidráulicos. El término proviene de las palabras “hydor” (el agua) y “aulos” (el tubo) en griego antiguo.

#### **2.2.1.2. Evolución histórica.**

Ya en la antigüedad, los hombres aprovechaban la energía proveniente del agua en movimiento. De este modo, por ejemplo, se desarrollaron los primeros rodeznos ya en el año 200 a. c. Dichos sistemas se han continuado empleando en los molinos de agua hasta nuestros días y, gracias a los avances tecnológicos que han sufrido, hoy en día se utilizan en las turbinas de agua de las centrales eléctricas.

<b>Aproximadamente a partir del 5000 a. C.</b>	El hombre emplea la energía del agua en movimiento.
<b>Aprox. 200 a. C.</b>	Surgen los primeros rodeznos.
<b>Aproximadamente a partir del 1600</b>	El agua a presión es utilizada como fuerza de accionamiento.
<b>1653</b>	El físico francés Pascal (1623-1662) desarrolla el Principio Fundamental de la Hidrostática tomando como ejemplo la prensa hidráulica.
<b>1795</b>	El ingeniero británico Joseph Bramah (1749-1814) construye una prensa hidráulica con agua como fluido hidráulico para la generación de grandes fuerzas. Es considerado el creador de la primera aplicación industrial de la hidráulica.
<b>1851</b>	El ingeniero industrial británico William G. Armstrong (1810-1900) desarrolla un acumulador ("acumulador de carga") con el que se pueden generar grandes caudales de energía.
<b>1905</b>	Comienzo de la hidráulica de aceites: Williams y Janney emplean por primera vez aceite mineral como medio de transmisión para los reductores hidrostáticos.
<b>1922</b>	El ingeniero Hans Thoma emplea una bomba a pistones radiales accionada con aceite mineral a nivel industrial.
<b>Desde 1950</b>	La hidráulica de aceites comienza a imponerse en todos los ámbitos de la hidráulica industrial.

**FIGURA 2 Evolución Histórica de la Hidráulica<sup>2</sup>**

### 2.2.2. Fluidos hidráulicos en la hidráulica

En un sistema hidráulico, los fluidos hidráulicos se encargan de garantizar la transmisión de la energía hidráulica (caudal, presión) desde el punto en el que se genera hasta el consumidor.

Además de esta tarea, los fluidos hidráulicos también cumplen otras funciones en el sistema hidráulico:

- Transmisión de señales para el mando y la regulación.
- Derivación de energía térmica del sistema hidráulico.

---

<sup>2</sup> Hidráulica de conmutación – Accionamiento eléctrico (conforme a BIBB), Rexroth Bosch Group.



- Transporte de impurezas (p. ej. partículas de desgaste al filtro).
- Lubricación de los componentes.
- Protección de los componentes frente a la corrosión.
- Amortiguación de los golpes de presión.

En hidráulica se aplican los siguientes requisitos a los fluidos hidráulicos:

- Compresibilidad reducida.
- Elevada capacidad de humectación y adhesión.
- Elevado punto de inflamación.
- Punto de fluidez bajo (temperatura a la que un fluido refrigerado todavía fluye).
- Viscosidad con una baja dependencia de la temperatura.
- Resistencia a la oxidación.
- Buenas propiedades de lubricación.
- Reducida absorción del aire, buena capacidad de separación del aire.
- Sin tendencia a la formación de espuma.
- Compatibilidad con el material de las juntas.
- Compatibilidad con el material de los componentes (metales no ferrosos, goma, plásticos).
- Compatibilidad con el medio ambiente.

### **2.2.2.1. Propiedades de los Fluidos Hidráulicos.**

#### **2.2.2.1.1. Densidad ( $\rho$ ).**

La densidad del fluido no cambia significativamente por la presión, la compresión que sufren los líquidos hidráulicos se la puede considerar despreciable.

#### **2.2.2.1.2. Presión de vapor.**

Cuando las moléculas de un líquido ejercen presión al vaporizarse sobre su misma superficie se llama presión de vapor, esta presión que se menciona depende directamente de la temperatura. Cuando la presión de vapor toma valores iguales a los del ambiente, el fluido tiende a hervir.

#### **2.2.2.1.3. Cavitación.**

Momento en que un fluido produce una bolsa de vapor de su mismo contenido y nuevamente vuelve a homogenizarse. Este fenómeno produce erosión en partes metálicas que se puedan encontrar a su alrededor, sometiéndolas a grandes gradientes de presión.

#### **2.2.2.1.4. Viscosidad.**

La viscosidad demuestra la resistencia que tiene un fluido al movimiento. Se produce debido a la fricción entre las moléculas de un fluido. La viscosidad en todos los líquidos es directamente proporcional a la presencia de temperatura.

#### **2.2.2.1.5. Punto de fluidez.**

Es el valor de temperatura más bajo en el cual un líquido puede fluir.

#### **2.2.2.1.6. Índice de viscosidad (I.V.).**

Existen varias tablas que exponen una clasificación de los aceites de acuerdo a su viscosidad. Una de las más conocida y utilizadas es la S.A. E. en la que se puede obtener una alta gama de aceites y sus viscosidades. Debido a que la viscosidad está en función de la temperatura, en el caso de los aceites empleados en mecánica se especifican dos viscosidades, la primera representa la viscosidad a temperatura de arranque y la segunda representa la temperatura normal de funcionamiento a la que está sometida la máquina.

#### **2.2.2.1.7. Capacidad de lubricación.**

Todo mecanismo compuesto de parte móviles que puedan estar sometidas a fricción entre ellas presentan como característica una holgura diseñada, con la finalidad de depositar una película de aceite que impida el rozamiento entre dichas piezas, de esta manera se consigue un rendimiento óptimo y se alarga la vida útil de la máquina.

#### **2.2.2.1.8. Resistencia a la oxidación.**

En esta parte intervienen la clasificación de los aceites sintéticos que siguen siendo derivados de petróleo únicamente mejorados con compuestos químicos que pueden ser el carbono e hidrogeno, esta combinación de elementos reaccionan con el oxígeno que se encuentra en la atmosfera, reduciendo la vida útil del aceite. La oxidación también depende de la temperatura pero debe superar los 60 °C.

#### **2.2.2.1.9. Régimen Laminar.**

No es más que la circulación ordenada de las moléculas de un fluido.

#### **2.2.2.1.10. Régimen turbulento.**

Se trata de la circulación desordenada de las moléculas de un fluido.

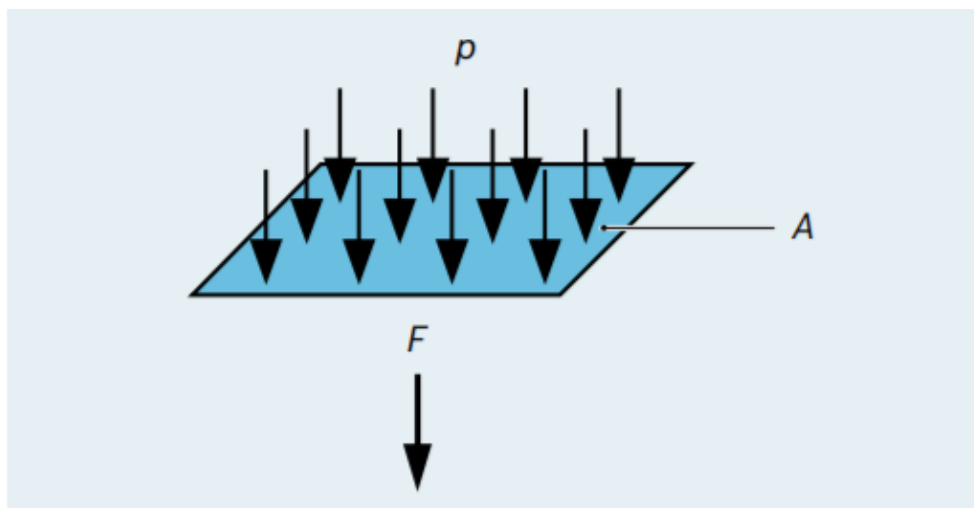
### **2.2.3. Ley de Pascal.**

Se define la presión como el cociente entre el módulo de la fuerza  $F$  ejercida perpendicularmente en una superficie y el área  $A$  de ésta.

$$P = \frac{F}{A}$$

En los fluidos se transmiten presiones, a diferencia de lo que ocurre en los sólidos, que transmiten fuerzas. Este comportamiento fue descubierto por el físico francés

Blaise Pascal (1623-1662), quien estableció el siguiente principio: ***“Un cambio de presión aplicado a un fluido en reposo dentro de un recipiente, se transmite sin alteración a través de todo el fluido. Es igual en todas las direcciones y actúa mediante fuerzas perpendiculares a las paredes que lo contienen”*** .El principio propuesto por Pascal establece el fundamento del funcionamiento de las genéricamente llamadas máquinas hidráulicas: la prensa, el cilindro, el freno, el ascensor y la grúa, entre otras.



**FIGURA 3 Ley de Pascal<sup>3</sup>**

---

<sup>3</sup> Hidráulica de conmutación – Accionamiento eléctrico (conforme a BIBB), Rexroth Bosch Group.

Según la definición, la unidad física de la presión es el pascal ( $Pa$ ):

$$1 Pa = 1 \frac{N}{m^2}$$

En el ámbito de la hidráulica,  $1 Pa$  es un valor muy pequeño y poco práctico. Los datos de presión relevantes empezarían a partir de los  $10000 Pa$  aproximadamente, pudiendo alcanzar valores de siete decimales. Para evitar trabajar con valores numéricos demasiado grandes, se emplea la unidad del mega-pascal ( $MPa$ ):

$$1 MPa = 10^6 Pa = 1 \frac{N}{mm^2}$$

En hidráulica, además de la unidad definida, también se permite emplear la unidad bar ( $bar$ ) y su uso está muy extendido en la práctica:

$$1 bar = 10 N/cm^2$$

$$1 bar = 10^5 Pa$$

$$1 bar = 0,1 MPa$$

En los Estados Unidos de América, se emplea la unidad pound-force per square inch ( $psi$ ) (libra-fuerza por pulgada cuadrada):

$$1 PSI = 6894,757293168 Pa$$

Se emplean las siguientes fórmulas de conversión:

$$1 bar = 14,49 PSI$$

$$PSI = 0,069 bar$$

### 2.2.4. Ley de Bernoulli.

La hidrodinámica describe los estados de los fluidos en movimiento. Los procesos de aceleración del fluido hidráulico producen variaciones de presión.

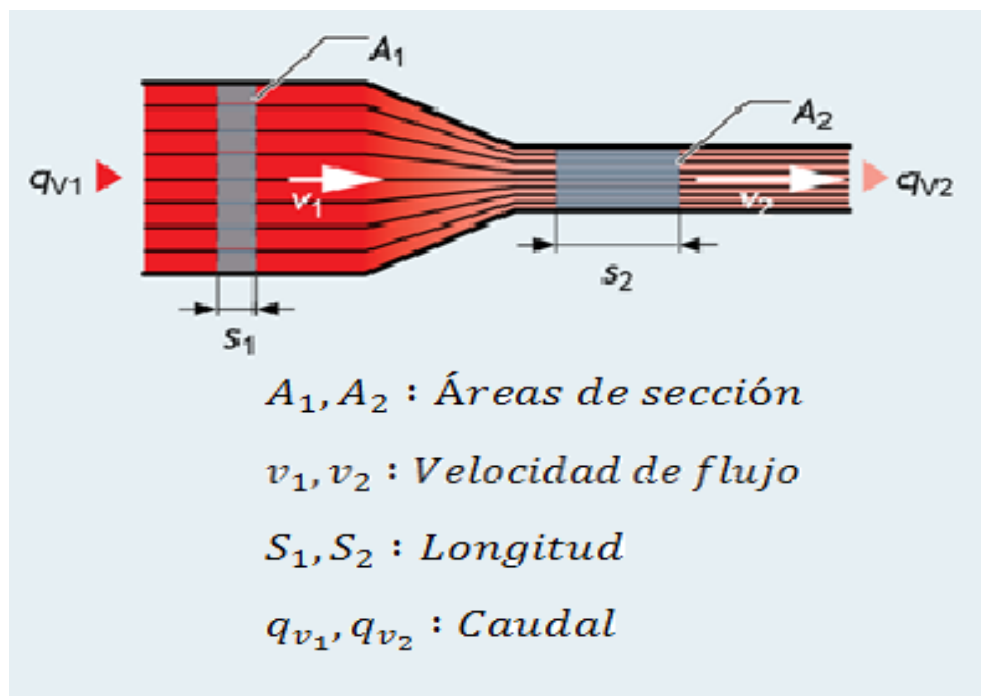
Si no se tiene en cuenta la reducida compresibilidad de los fluidos hidráulicos empleados en el sistema hidráulico, se aplica:

A través de las diferentes secciones de manguera o canal con diversas áreas de sección, fluye el mismo volumen en el mismo momento, es decir, el caudal es el mismo en todos los tramos ( $q_{v1} = q_{v2}$ ).

Esta afirmación se denomina **Ley de continuidad**. Por lo tanto, se aplica:

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$$

$$\frac{A_1 \cdot S_1}{t} = \frac{A_2 \cdot S_2}{t}$$

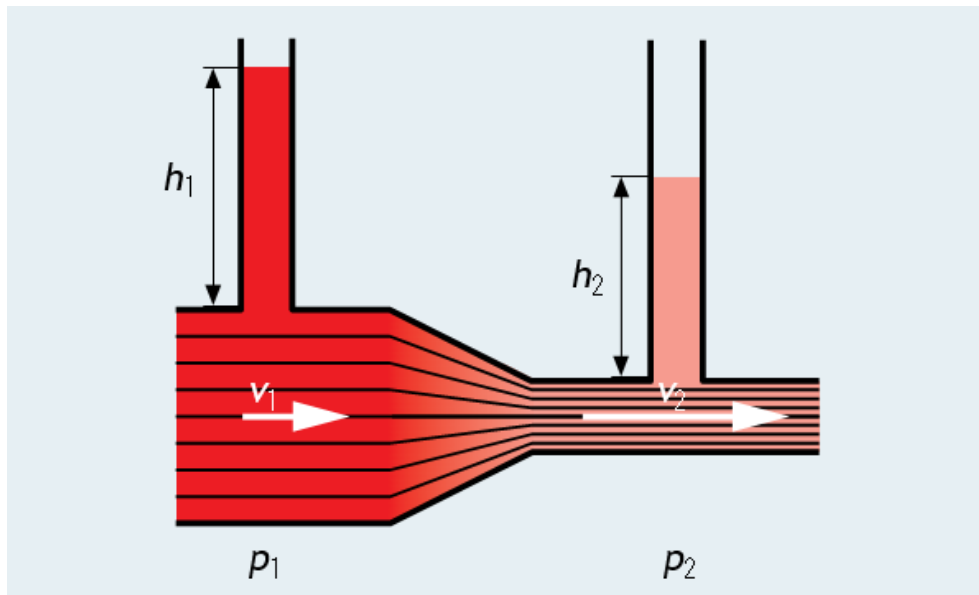


**FIGURA 4 Velocidades de flujo con diferentes secciones de tubo<sup>4</sup>**

<sup>4</sup> Hidráulica de conmutación – Accionamiento eléctrico (conforme a BIBB), Rexroth Bosch Group

En la sección con la menor área de sección transversal  $A_2$  reina una mayor velocidad de flujo que en la sección con la mayor área de sección transversal  $A_1$ .

El físico suizo Daniel Bernoulli descubrió la siguiente relación entre la velocidad de flujo de un fluido y su presión: **“En un fluido hidráulico en movimiento, todo aumento de velocidad produce una caída de presión y viceversa.”**



**FIGURA 5 Relaciones de presión en secciones del tubo diferentes<sup>5</sup>**

Este comportamiento se fundamenta en la Ley de la conservación de la energía: La suma del trabajo hidráulico, la energía potencial y la energía cinética es constante.

En las instalaciones hidráulicas, el trabajo hidráulico ( $p \cdot v$ ) viene determinado por la presión estática  $p$ . La energía potencial ( $m \cdot g \cdot h$ ), que depende principalmente de la altura de la columna de fluido  $h$ , suele ser ignorada. La energía cinética ( $\frac{m}{2} \cdot v^2$ ) se determina por la velocidad de flujo  $v$ .

Se aplica la siguiente ecuación:

$$p \cdot v + m \cdot g \cdot h + \frac{m}{2} \cdot v^2 = const.$$

<sup>5</sup> Hidráulica de conmutación – Accionamiento eléctrico (conforme a BIBB), Rexroth Bosch Group.

Tomando como referencia el volumen  $v$ , se llega a la **Ecuación de Bernoulli**:

$$p + \rho \cdot g \cdot h + \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = \text{const.}$$

Si se analiza la ecuación de Bernoulli junto a la ecuación de continuidad, se llega a la siguiente conclusión:

***“Si, en una manguera o un canal, se produce un aumento de la velocidad de flujo debido a un estrechamiento de la sección transversal, entonces la energía cinética del fluido hidráulico aumenta. Ya que la energía total se mantiene constante, la presión en el estrechamiento de la sección transversal debe ser menor.”***

#### **2.2.5. Sistema Hidráulico.**

Los sistemas hidráulicos son aquellos que transmiten la fuerza a través de un fluido. Transmiten la fuerza desde un punto de entrada hasta otro por un tubo. Una de las propiedades más importantes es que la fuerza de entrada es igual a la fuerza de salida.

Lo útil de estos sistemas es que se puede variar la presión de salida, con solo variar el diámetro por el que sale. Si se ejerce una fuerza en el punto de entrada dependiendo el diámetro tendrá una determinada presión. Si el punto de salida tiene un diámetro 10 veces más grande que el punto de entrada, la presión entonces será 10 veces más grande.

Los sistemas hidráulicos convierten la energía de una forma a otra para desempeñar labores útiles. En las máquinas se puede usar la potencia de un motor diésel o gasolina para transformarla en potencia hidráulica. Por ejemplo, se usa la



energía hidráulica para elevar y descender el cucharón de un cargador o la hoja topadora de un tractor, también se usa para inclinar hacia el frente o atrás y para accionar implementos que rotan, agarran, empujan, jalan y desplazan cargas de un lugar a otro. Otra aplicación importante es accionar los cilindros de la dirección y el sistema de frenos de vehículos.

### **2.2.5.1. Ventajas y desventajas de los sistemas hidráulicos.**

#### **2.2.5.1.1. Ventajas.**

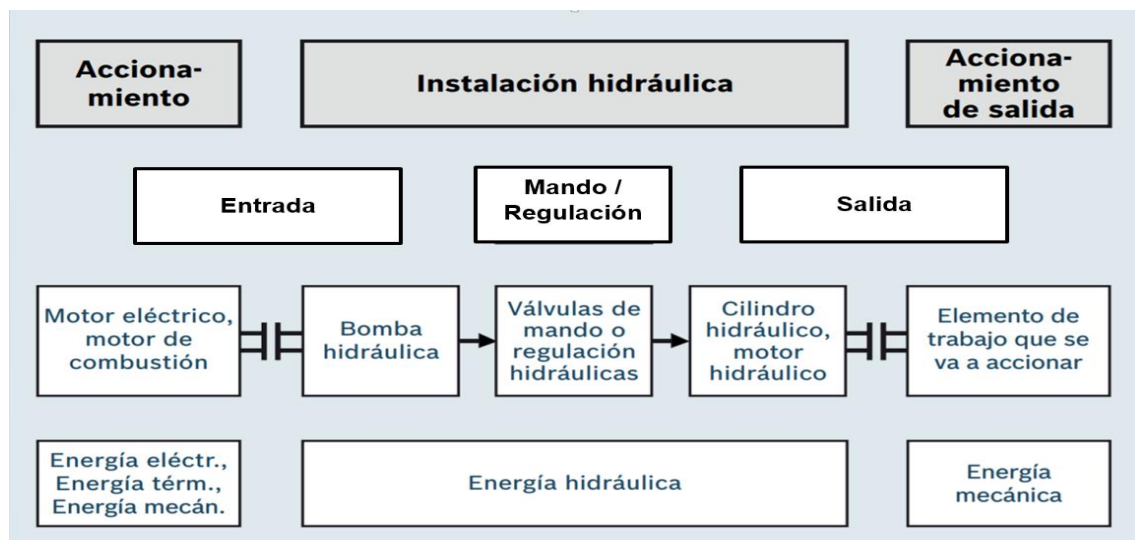
- Transmisión de grandes fuerzas en espacios pequeños.
- Elevada densidad de energía.
- Acumulación de energía posible.
- Las diferentes magnitudes de movimiento, por ejemplo, la velocidad y la fuerza, se pueden modificar sin saltos.
- Las fuerzas generadas son fáciles de supervisar.
- El servicio de los elementos de accionamiento se puede revertir rápidamente gracias a que las masas son pequeñas (momentos de inercia reducidos).
- Elevada dinámica de conmutación.
- Amplio rango de transmisión.
- Sencilla conversión de los movimientos rotatorios en movimientos lineales rectos y viceversa.
- Libertad constructiva en la disposición de los elementos de construcción.
- Separación espacial entre los accionamientos de entrada y salida por medio de tubos y mangueras.
- Posibilidad de automatización de todo tipo de movimientos y movimientos auxiliares por medio de válvulas piloto y transmisión electrónica de comandos.

- Posibilidad de uso de componentes y módulos estándar.
- Sencilla protección contra sobrecargas.
- Reducido desgaste, ya que el medio de servicio lubrica los componentes hidráulicos.
- Vida útil elevada.
- Posibilidad de recuperación de la energía.

#### 2.2.5.1.2. Desventajas.

- Pérdidas de presión y caudal (fricción de los fluidos) en los sistemas de tuberías y los elementos de mando.
- La viscosidad del fluido hidráulico depende de la temperatura y la presión.
- Problemas de fugas, que pueden ocasionar accidentes o incendios.
- Compresibilidad de los fluidos hidráulicos.
- Sensibilidad a la suciedad.

#### 2.2.5.2. Partes de un Sistema Hidráulico.



**FIGURA 6 Partes de un Sistema Hidráulico<sup>6</sup>**

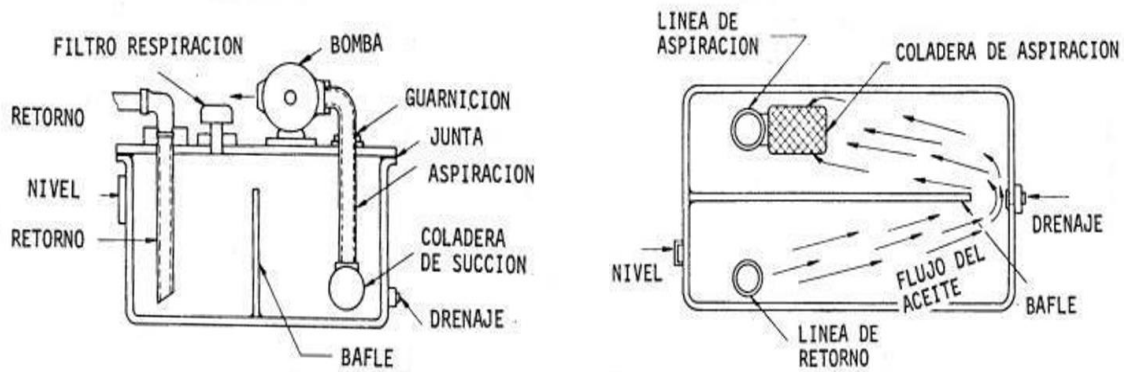
<sup>6</sup> Hidráulica de conmutación – Accionamiento eléctrico (conforme a BIBB), Rexroth Bosch Group.

### **2.2.5.2.1. Entrada.**

Se tiene un transductor de entrada, que en este caso es una bomba, que envía una cantidad determinada de líquido, cuyo flujo puede ser constante o variar con el tiempo. La bomba convierte la energía de la fuente en la energía que va a usar el sistema hidráulico para transmitir la potencia. La bomba es accionada por un motor que le suministra una cantidad de energía que depende de la carga.

#### **2.2.5.2.1.1. Tanque de Fluido Hidráulico.**

Es el depósito de aceite para suministro del sistema hidráulico. Debe tener una capacidad adecuada, generalmente debe ser mayor a la capacidad requerida por los actuadores hidráulicos por un factor de seguridad establecido por el fabricante. Por lo general está sellado. Debe mantenerse limpio y debe tener suficiente resistencia. Se diseñan para permitir el enfriamiento del líquido, separar las partículas de aire atrapadas en el aceite y permitir el asentamiento de partículas que ensucian el sistema. Existen desviadores o bafles que disipan la turbulencia y permiten que el aceite baje a una temperatura adecuada antes de retornar al sistema. El tubo de admisión (succión) de la bomba se encuentra en la parte baja del tanque, a una distancia mínima de 5cm. sobre el fondo del tanque. De esta forma se reducen las posibilidades de cavitación debidas a la falta de aceite y también se evita la admisión de partículas que se depositan en el fondo, las cuales pueden ocasionar fallas en el sistema hidráulico.



**FIGURA 7 Tanque hidráulico y sus partes<sup>7</sup>**

### 2.2.5.2.1.1.1. Filtro.

El filtrado del aceite en las instalaciones hidráulicas es muy importante para conservar estas en buen estado y evitar la abrasión de elementos de estanqueidad y otros.

Las impurezas desgastan especialmente las piezas móviles, los filtros de tamiz imantado son muy adecuados para impurezas metálicas.

En las instalaciones hidráulicas se suelen montar dos filtros, uno en la tubería de retorno y otro antes de la bomba que llamaremos de aspiración.

### 2.2.5.2.1.1.2. Manómetro.

Los manómetros sirven para controlar la presión existente en un circuito, se colocará en el punto que nos interese conocer la presión, generalmente la central oleo-hidráulica siempre incorpora uno para conocer la presión en la salida de esta, que por otra parte suele ser la mayor de todo el circuito.

<sup>7</sup> Pomedá 2000

### **2.2.5.2.1.1.3. Tuberías Hidráulicas.**

Las conducciones o tuberías empleadas en los circuitos hidráulicos pueden ser de varios tipos si bien se pueden distinguir dos bien diferenciados atendiendo a su uso:

- **Tubos rígidos.**

Generalmente metálicos, de acero o cobre sin costura, se emplean en tramos de circuito en los que no se precisa movimiento entre los distintos componentes, son relativamente baratos y se pueden curvar para conseguir las trayectorias deseadas. Resisten altas presiones de trabajo.

- **Mangueras Flexibles.**

Se utilizan en circuitos o parte de circuitos en los que los componentes han de desplazarse o girar unos respecto de otros, se les llama comúnmente latiguillos.

Se fabrican con capa de caucho sintético entre las que se suelen colocar mallas de alambre o tejido que le permiten soportar mayores presiones.

La capa interna ha de soportar las agresiones del fluido utilizado en el circuito y la exterior ha de resistir los agentes atmosféricos del ambiente en que se prevea utilizarla.

- **Accesorios.**

Existe una amplia variedad de accesorios para los componentes hidráulicos entre los que se deben destacar las abrazaderas y los racores. Los racores son sistemas de unión entre los tubos y las mangueras así como de cualquiera de estos con el resto de los componentes hidráulicos.

### 2.2.5.2.1.2. Bomba Hidráulica.

Una bomba es un dispositivo capaz de convertir la energía mecánica en energía hidráulica. La entrada de energía mecánica puede ser dada por un motor eléctrico o un motor de combustión interna a diésel o gasolina. El fluido hidráulico a la salida de la bomba es utilizado para brindar potencia a un circuito hidráulico. Podemos apreciar de mejor forma esta secuencia de transformación de la energía en la siguiente secuencia gráfica.



**FIGURA 8 Proceso de transformación de la energía en un sistema hidráulico<sup>8</sup>**

El uso de la fuerza para activar implementos y la necesidad de incrementar la producción ha llevado a usar sistemas a mayor presión y bombas de mayor capacidad.

En un sistema hidráulico se usan las bombas de desplazamiento positivo tales como las de engranajes, paletas o de pistones y el uso de cada una de ellas depende principalmente del rango de presiones del sistema.

Las bombas rotativas pertenecen a la clase de bombas volumétricas o de desplazamiento positivo, en la actualidad estas bombas alcanzan un número de revoluciones de hasta 3000-5000 RPM lo cual las hace las favoritas para la aplicación en la construcción de máquinas.

---

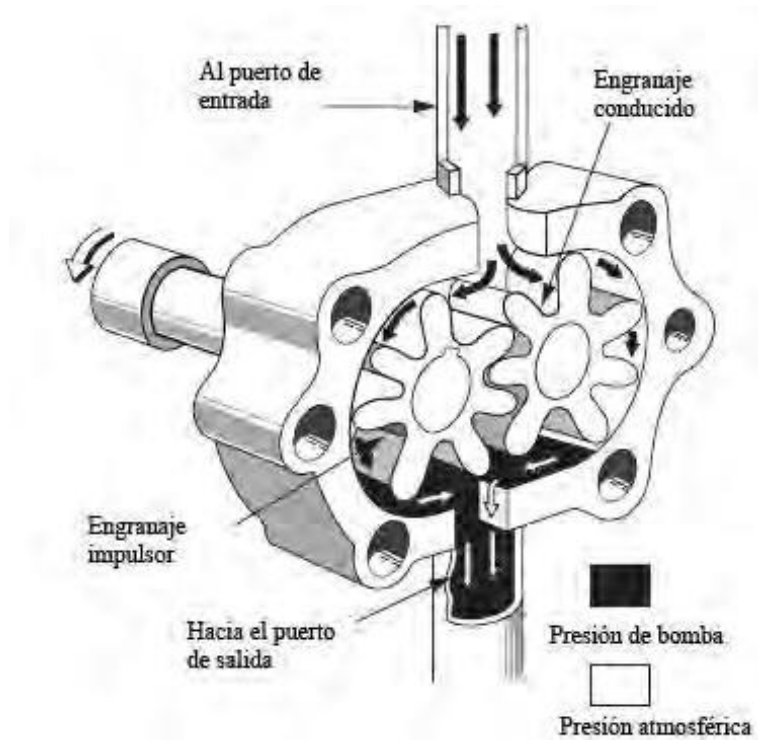
<sup>8</sup> Fuente Propia del Autor

Una ventaja muy importante de las bombas rotativas es su estructura compacta, dimensiones pequeñas, peso insignificante referido a la unidad de potencia desarrollada. La presión que pueden crear las bombas rotativas modernas alcanza los  $250-300 \text{ kg/cm}^2$  existiendo la tendencia y posibilidad de su aumento ulterior. Cabe recalcar que la bomba sólo produce flujo (por ejemplo, galones por minuto, litros por minuto, centímetros cúbicos por revolución, etc.), que luego es usado por el sistema hidráulico. La bomba “no” produce “presión”, la presión se produce por acción de la resistencia al flujo. La resistencia puede producirse a medida que el flujo pasa por las mangueras, orificios, conexiones, cilindros, motores o cualquier elemento del sistema que impida el paso libre del flujo al tanque.

#### **2.2.5.2.1.2.1. Tipos de Bombas.**

##### **2.2.5.2.1.2.1.1. Bomba de Engranajes.**

Este es uno de los tipos más populares de bombas de caudal constante. En su forma más común, se componen de dos piñones dentados acoplados que dan vueltas, con un cierto juego, dentro de un cuerpo estanco. El piñón motriz está enchavetado sobre el árbol de arrastre accionando generalmente por un motor eléctrico. Las tuberías de aspiración y de salida van conectadas cada una por un lado, sobre el cuerpo de la bomba. Generalmente manejan presiones de trabajo de hasta  $1000 \text{ PSI}$  ( $6894,78 \text{ kPa}$ ).



**FIGURA 9 Interior de una Bomba de Engranajes<sup>9</sup>**

#### **2.2.5.2.1.2.1.2. Bomba de Paletas.**

La bomba de paletas es una bomba de desplazamiento positivo que consiste en paletas montadas a un rotor que giran dentro de una cavidad circular de mayor tamaño. Los centros de estos círculos no se encuentran en el mismo eje, causando excentricidad.

Las paletas deslizan hacia dentro y hacia afuera del rotor y sellan en todos sus extremos, creando cámaras de fluido que hacen el trabajo de bombeo. En el lado de la succión de la bomba, las cámaras vacías incrementan su volumen y son llenas con fluido inyectado por la presión en la succión. A menudo esta presión no es más

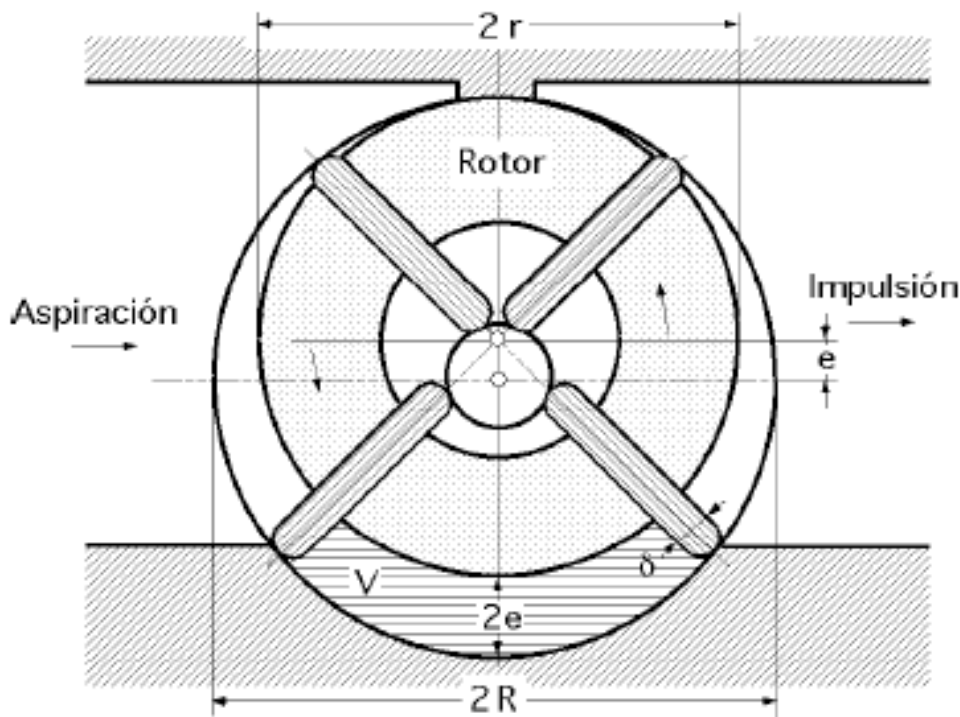
---

<sup>9</sup> Pomedá 2000



que la presión atmosférica. En el lado de la descarga de la bomba, las cámaras de aceite disminuyen su volumen, forzando al fluido fuera de la bomba.

La acción de las paletas lleva al desplazamiento del mismo volumen de fluido con cada rotación. Generalmente operan a presiones de trabajo de hasta 3000 *PSI* (13789,56 *kPa*).



**FIGURA 10 Esquema de una Bomba de Paletas<sup>10</sup>**

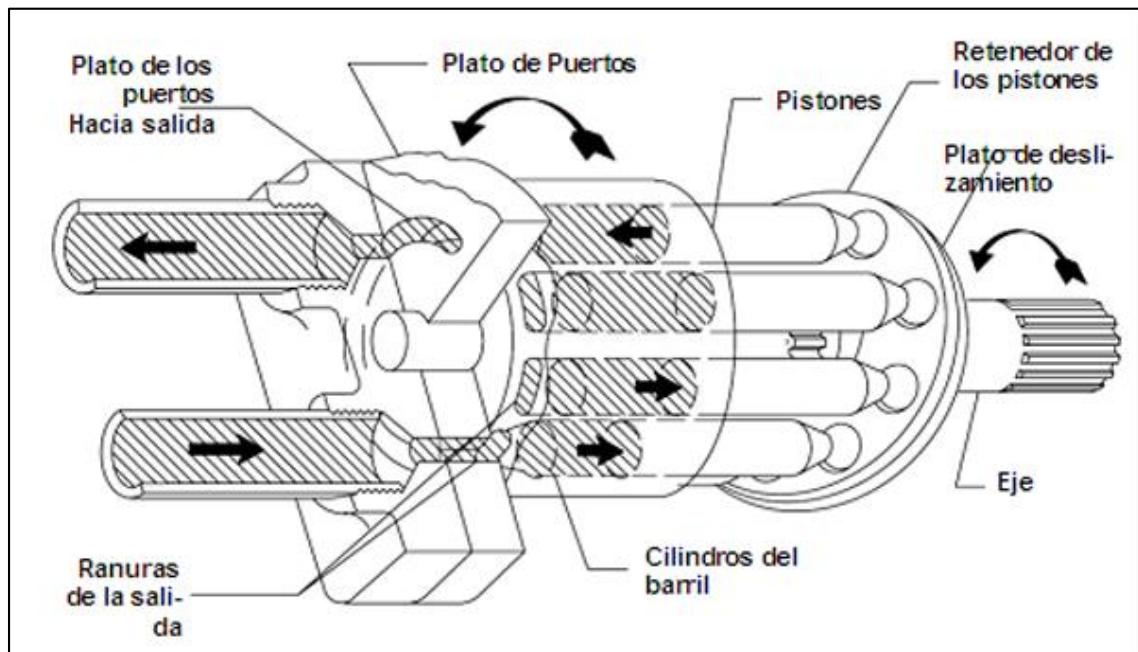
#### **2.2.5.2.1.2.1.3. Bomba de Pistones.**

Las bombas de pistón están formadas por un conjunto de pequeños pistones que van subiendo y bajando de forma alternativa de un modo parecido a los pistones de un motor a partir de un movimiento rotativo del eje. Generalmente operan a presiones de trabajo de hasta 5000 *PSI* (34473,90 *kPa*). Disponen de varios conjuntos pistón-cilindro de forma que mientras unos pistones están aspirando líquido, otros lo están impulsando, consiguiendo así un flujo menos pulsante; siendo

<sup>10</sup> Pomedá 2000

más continuo cuantos más pistones haya en la bomba. El líquido pasa al interior del cilindro en su carrera de aspiración y posteriormente es expulsado en la carrera de descarga, produciendo así el caudal.

Según la disposición de los pistones con relación al eje que los acciona estas bombas pueden ser axiales, radiales o transversales.



**FIGURA 11 Interior de una Bomba de Pistones<sup>11</sup>**

#### **2.2.5.2.1.3. Motor.**

En un sistema hidráulico la potencia útil es producto del caudal y la presión, menos las ineficiencias (pérdidas). Cuando se selecciona un motor para una aplicación hidráulica específica, las relaciones entre caudal, volumen de desplazamiento, velocidad, torque, presión, y la influencia de las pérdidas deben ser consideradas. La variable principalmente a considerar es la presión máxima de trabajo, que depende principalmente de la aplicación a la que vaya a ser sometido el sistema hidráulico.

---

<sup>11</sup> Pomedá 2000

La potencia hidráulica, esencial para la selección del motor se calcula según la siguiente ecuación:

$$Pot_h = F \cdot v$$

Donde  $F$  es la fuerza ejercida sobre la superficie transversal del líquido y  $v$  la velocidad del flujo. También se puede expresar de la siguiente manera:

$$Pot_h = P \cdot A \cdot v$$

Por último, tomando en cuenta que el producto de la velocidad del líquido  $v$  por la superficie transversal  $A$  da como resultado el caudal  $Q$ , se obtiene que:

$$Pot_h = P \cdot Q$$

Para obtener la potencia útil, necesaria para seleccionar el par bomba-motor, se deben tomar en cuenta las eficiencias de la bomba y el motor, esto se expresa en:

$$Pot_u = Pot_h / n_e$$

Donde  $Pot_u$  se refiere a la potencia útil,  $Pot_h$  a la potencia hidráulica y  $n_e$  a la eficiencia de la par bomba-motor. Adicionalmente, para darle confiabilidad al sistema, conviene multiplicar la potencia útil por un factor de seguridad  $\varphi$ , siendo su valor generalmente 1,25, obteniendo así la potencia del motor  $Pot_m$ , expresada en la ecuación:

$$Pot_m = \varphi \cdot Pot_u$$

Otros factores a considerar son el costo, el tamaño y peso del componente, su vida útil y confiabilidad. Existen otros métodos de selección que incluyen métodos gráficos y tablas, dependiendo de lo que pueda estar incluido en los catálogos del fabricante del motor y la bomba.

#### **2.2.5.2.2. Elementos de Control.**

Para poder aprovechar al máximo la energía de la fuente y adecuarse lo mejor posible a la carga, es indispensable tener la posibilidad de controlar los niveles de energía del sistema y la ruta de la energía dentro del sistema en cada momento del ciclo de la carga. Este control se hace a través de elementos que restringen o permiten el paso de la cantidad de líquido que circula en el sistema, elementos que regulan las presiones máximas y otros elementos que llevan el aceite a un punto u otro del sistema de acuerdo con el ciclo de carga, dichos elementos son llamados Válvulas.

##### **2.2.5.2.2.1. Válvulas Limitadoras de Presión.**

Las válvulas limitadoras de presión son componentes destinados a limitar la presión de una instalación hidráulica o de parte de la misma. Se abren en el momento en el que se supera la presión preajustada y transportan el caudal excesivo hasta el tanque.

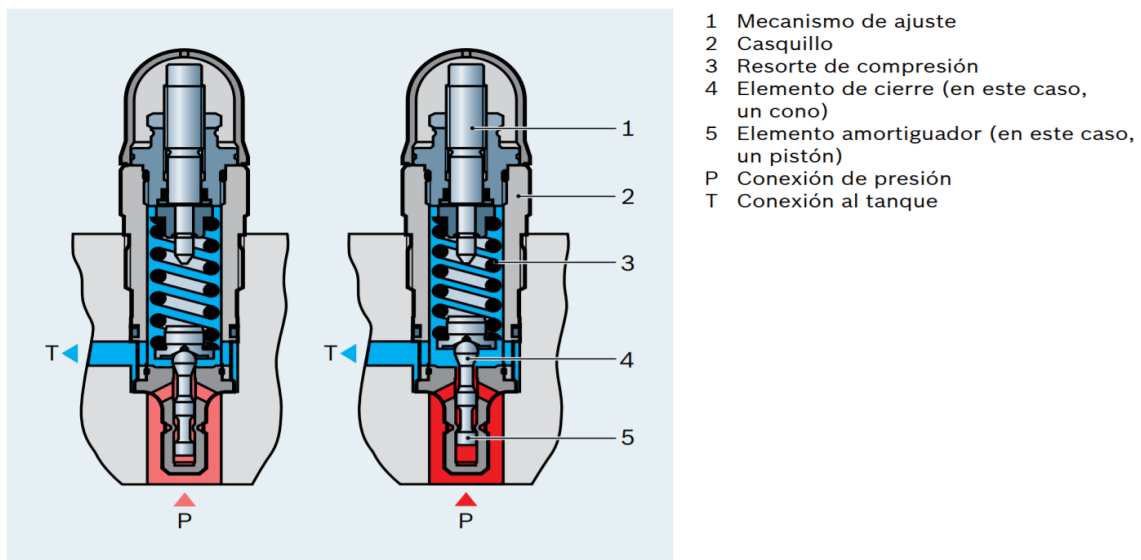
Cuando se emplean como válvulas de presión máxima, las válvulas limitadoras de presión se ubican en una tubería de caudal secundario (llamada "bypass") y se encuentran cerradas en modo de servicio normal. Para caudales reducidos se emplean válvulas limitadoras de presión de accionamiento directo; para caudales mayores, válvulas limitadoras de presión pilotadas.

Toda instalación hidráulica se debe proteger contra una sobrecarga de presión. Esto se aplica, generalmente, para la alimentación de la instalación con fluido hidráulico por parte de la bomba hidráulica. También es obligatorio proteger la

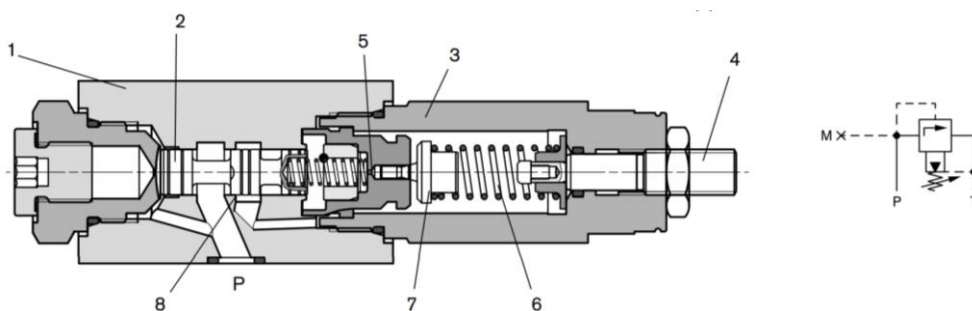
instalación contra un aumento de presión provocado por fuerzas externas que actúan sobre el actuador (cilindro hidráulico, motor hidráulico).

Debido a estas exigencias importantes con respecto a la seguridad, todas las instalaciones hidráulicas cuentan con válvulas limitadoras de presión.

La figura muestra el diseño básico de una válvula limitadora de presión de accionamiento directo con diseño de asiento en ambas posiciones de funcionamiento.



**FIGURA 12 Válvula limitadora de presión de accionamiento directo en posición inicial cerrada (izquierda) y en posición de regulación abierta (derecha)<sup>12</sup>**

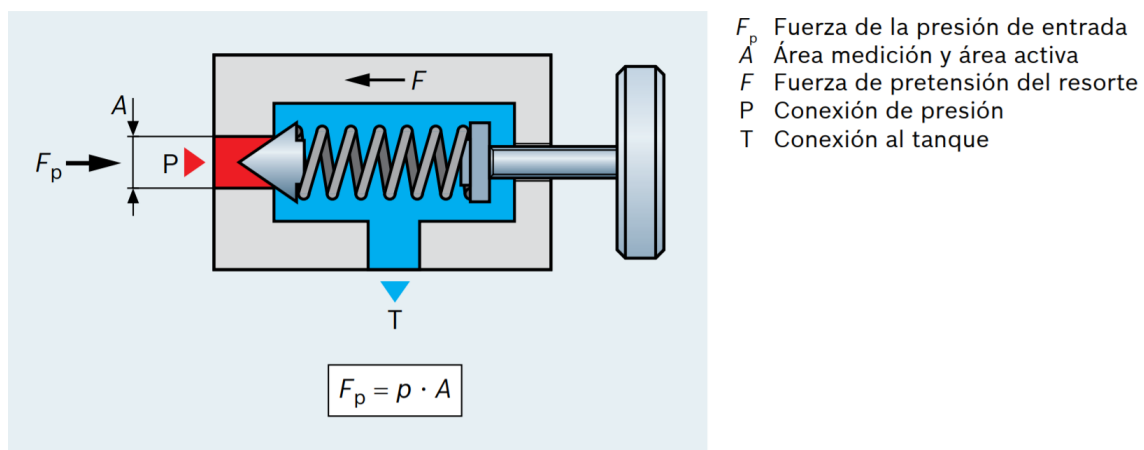


**FIGURA 13 Válvula limitadora de presión servopilotada<sup>13</sup>**

<sup>12</sup> Hidráulica de conmutación – Accionamiento eléctrico (conforme a BIBB), Rexroth Bosch Group.

<sup>13</sup> Pomedá 2000

Las válvulas limitadoras de presión se encuentran cerradas en posición inicial (estado sin presión). La presión de entrada  $p$  actúa con una fuerza  $F_p$  sobre el área de medición  $A$ . En cuanto la presión de entrada alcanza la presión de respuesta, es decir, cuando la fuerza  $F_p$  (siendo  $F_p = p \times A$ ) es mayor a la fuerza de pretensión  $F$  del resorte, entonces el elemento de cierre se mueve en dirección al resorte y abre la conexión de  $P$  a  $T$ . El caudal excesivo sigue fluyendo al tanque hasta que la fuerza  $F_p$  se iguale de nuevo con la fuerza de resorte  $F$ . De esta forma, la presión de entrada se limita al valor ajustado.



**FIGURA 14 Principio de actuación de una válvula limitadora de presión<sup>14</sup>**

Las válvulas limitadoras son utilizadas como:

- **Válvulas de seguridad.**

Se coloca en el circuito, generalmente sobre la bomba, y su función es proteger el circuito de altas presiones peligrosas.

<sup>14</sup> Hidráulica de conmutación – Accionamiento eléctrico (conforme a BIBB), Rexroth Bosch Group.

- **Válvulas de contrapresión.**

Actúan contra la presión creada por la inercia de grandes masas en movimiento, para ello deben tener compensación de presiones y la conexión al depósito ha de soportar la carga.

- **Válvulas de freno.**

Evitan picos de presión que pueden surgir a causa de las fuerzas de inercia de grandes masas cuando cierran repentinamente las válvulas.

- **Válvula de descarga.**

Es muy similar a las anteriores solo que al contrario de estas, que solo actúan en situaciones límites, actúa habitualmente como divisor de caudal cuando la bomba es de caudal constante y necesitamos ajustar el caudal sobre un elemento de otra forma.

- **Válvula de secuencia.**

Funcionalmente similar a la limitadora solo que en este caso el aceite que pasa a través de ella no se conduce al tanque si no que se utiliza para pilotar otra válvula o elemento hidráulico.

#### **2.2.5.2.2.2. Válvula Reguladora o Reductora de Presión.**

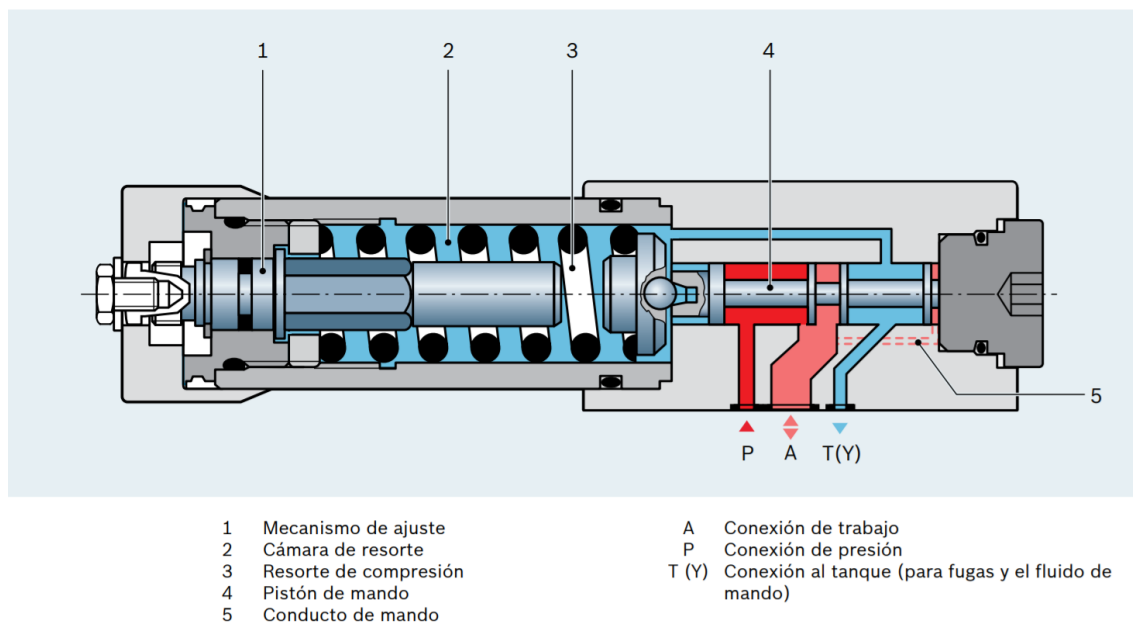
Las válvulas reductoras de presión, también denominadas válvulas de disminución de presión, son componentes que reducen la presión en la pieza conectada posteriormente de la instalación hidráulica (la presión del consumidor) a un valor constante.

Las válvulas reductoras de presión se montan en el caudal principal de una instalación hidráulica, es decir, entre la bomba y el consumidor. Se encargan de

reducir la excesiva presión de entrada (presión primaria) a una menor presión de salida (presión secundaria). Esto se produce compensando la presión de salida con la fuerza de un resorte pretensionado. Dicho resorte se mantiene constante independientemente de las oscilaciones de la presión de entrada o del caudal de salida.

Las válvulas reductoras de presión se emplean para poder utilizar los consumidores (actuadores) de una instalación hidráulica con diferentes presiones de servicio. Además, el uso de las válvulas reductoras de presión también permite suministrar una menor presión de mando a las válvulas de accionamiento hidráulico.

La siguiente figura muestra la sección longitudinal de la estructura básica de una válvula reductora de presión de 3 vías de accionamiento directo (con descarga externa del fluido de mando).



**FIGURA 15 Estructura de una válvula reductora de presión de 3 vías de accionamiento directo (posición inicial en estado sin presión)<sup>15</sup>**

<sup>15</sup> Hidráulica de conmutación – Accionamiento eléctrico (conforme a BIBB), Rexroth Bosch Group.



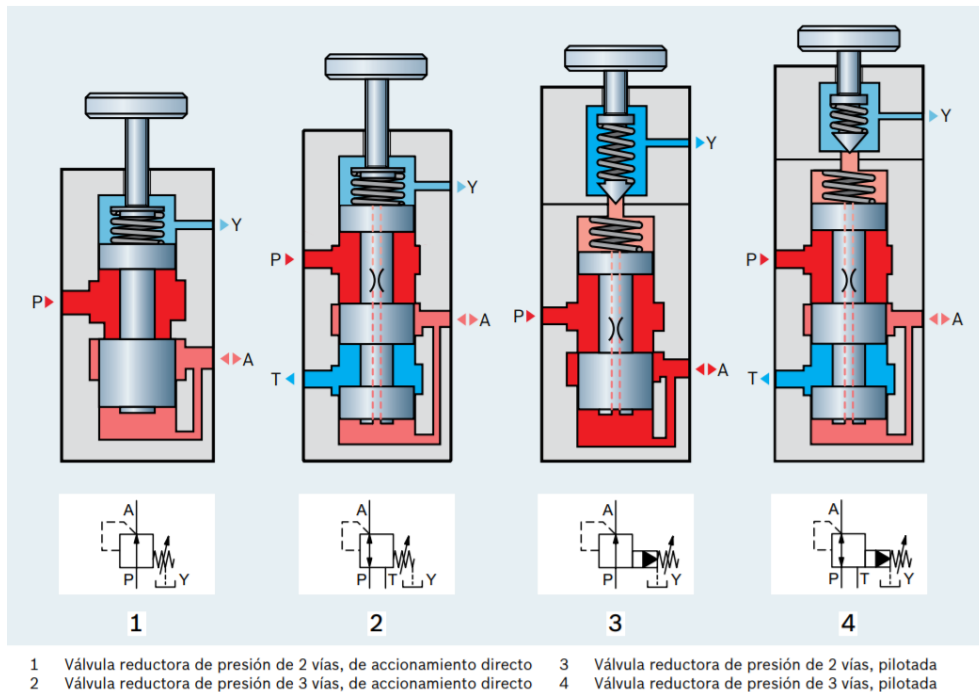
Las válvulas reductoras de presión se encuentran abiertas en posición inicial (estado sin presión) y el fluido hidráulico puede fluir sin problemas desde la conexión de presión  $P$  a la conexión  $A$  (conexión a consumidor).

A través del conducto de mando, el fluido hidráulico se transporta desde la conexión de trabajo  $A$  al pistón de mando, de forma que se activa hidráulicamente el resorte de compresión que se encuentra en el lado contrario al pistón de mando. La fuerza de presión actúa contra la fuerza del resorte de compresión pretensionado.

Si la presión en la conexión  $P$  alcanza el valor ajustado en el resorte, entonces se desplaza el pistón de mando en la dirección de cierre. El canto de mando del pistón regula sin saltos la apertura de la conexión desde  $P$  hacia  $A$ .

La fuerza del resorte es ajustable y determina la presión de respuesta de la válvula.

Las válvulas reductoras de presión se fabrican en forma de válvulas direccionales de 2 o 3 vías. Ambas variantes están disponibles como válvulas de accionamiento directo o pilotado. La figura muestra una representación esquemática de las variantes de válvulas reductoras de presión.



**FIGURA 16 Comparación de las diferentes variantes de válvulas reductoras de presión en posición de regulación<sup>16</sup>**

Las válvulas reductoras de presión reducen la presión de entrada hasta situarla en la presión del usuario ajustada. Además, las válvulas reductoras de presión de 3 vías limitan la presión del usuario, dejando fluir el fluido hidráulico excedente a través de la conexión T, por ejemplo, si se produce un aumento de la presión en la línea del consumidor por medio de fuerzas externas que actúen sobre el consumidor.

Para limitar la presión máxima en la línea del consumidor se debe emplear siempre una válvula limitadora de presión.

<sup>16</sup> Hidráulica de conmutación – Accionamiento eléctrico (conforme a BIBB), Rexroth Bosch Group.

### **2.2.5.2.2.3. Válvulas Reguladoras de Caudal.**

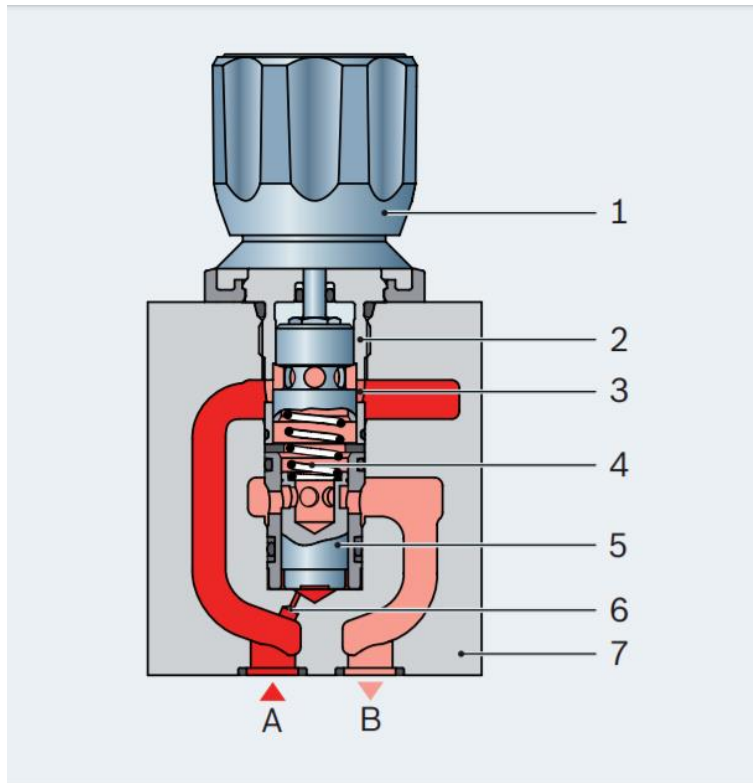
Las válvulas reguladoras de caudal regulan el caudal en un sistema hidráulico independientemente de las variaciones en la presión de carga. El uso de estas válvulas permite mantener constante el caudal en un rango ajustado.

Dependiendo de la aplicación, las válvulas reguladoras de caudal se instalan en la alimentación (preconectadas) o en la descarga (posconectadas) del consumidor cuyo caudal haya que regular, o en paralelo al consumidor. Se encargan de compensar las oscilaciones en la presión de entrada o salida, y los cambios en la viscosidad del fluido hidráulico provocados por la temperatura.

Las válvulas reguladoras de caudal solo actúan en uno de los sentidos de flujo.

Las válvulas reguladoras de caudal se emplean en todos los campos de aplicación de la hidráulica. Uno de los casos de aplicación más habituales es, por ejemplo, el de controlar sin saltos la velocidad de los accionamientos de avance en máquinas herramientas.

La figura muestra la sección longitudinal del diseño básico de una válvula reguladora de caudal para montaje sobre placa. En este ejemplo, se representa una válvula reguladora caudal de 2 vías con balanza compensadora de presión pospuesta.



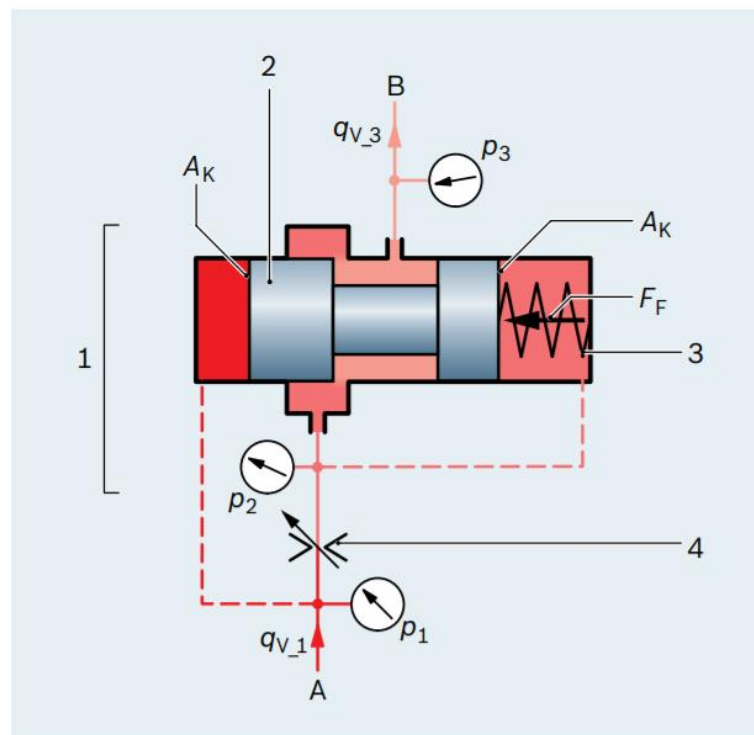
- 1 Elemento de ajuste
  - 2 Buje estrangulador
  - 3 Punto de estrangulación (estrangulador de medición)
  - 4 Resorte de regulación de la balanza compensadora de presión
  - 5 Pistón de ajuste de la balanza compensadora de presión
  - 6 Tobera
  - 7 Carcasa
- A, B Conexiones de trabajo

**FIGURA 17 Válvula reguladora de caudal de 2 vías (con balanza compensadora de presión posconectada) para montaje sobre placa<sup>17</sup>**

Las válvulas reguladoras de caudal se emplean para mantener un caudal dado libre de oscilaciones de presión y variaciones en la viscosidad del fluido hidráulico (debido a oscilaciones de la temperatura de servicio). Para ello, las válvulas reguladoras de caudal disponen de un estrangulador de precisión (llamado "estrangulador de medición") y una válvula estranguladora reguladora y autoaccionada (llamada "balanza compensadora de presión").

<sup>17</sup> Hidráulica de conmutación – Accionamiento eléctrico (conforme a BIBB), Rexroth Bosch Group.

En el estrangulador de medición ajustable se ajusta el caudal deseado a través de la sección de apertura. Las correspondientes presiones de entrada y salida en el estrangulador de medición actúan sobre el pistón de ajuste de la balanza compensadora de presión. En combinación con el resorte de regulación, el pistón de ajuste regula el caudal de salida de la válvula reguladora de caudal a través de la apertura en su canto de mando.



- 1 Balanza compensadora de presión
- 2 Pistón de ajuste
- 3 Resorte de regulación
- 4 Estrangulador de medición ajustable
- $p_1$  Presión de entrada del estrangulador de medición
- $p_2$  Presión de salida del estrangulador de medición
- $p_3$  Presión de salida de la válvula reguladora de caudal (presión del consumidor)
- $A_K$  Fondo del pistón
- $F_F$  Fuerza del resorte
- A, B Conexiones de trabajo

**FIGURA 18 Válvula reguladora de caudal de 2 vías (con balanza compensadora de presión posconectada) para montaje sobre placa<sup>18</sup>**

<sup>18</sup> Hidráulica de conmutación – Accionamiento eléctrico (conforme a BIBB), Rexroth Bosch Group.

#### **2.2.5.2.2.4. Válvulas Direccionales.**

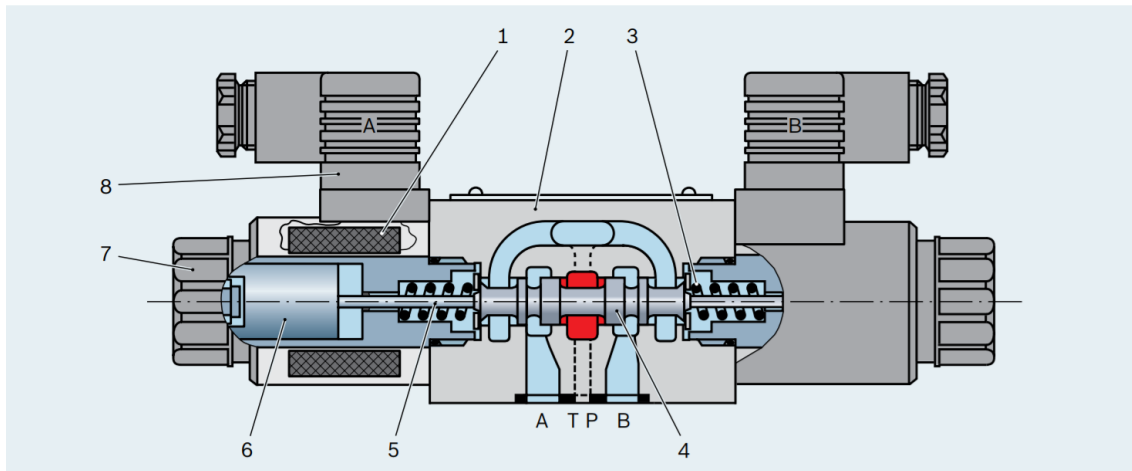
En hidráulica, las válvulas direccionales son componentes con los que se controla el arranque, parada, cantidad y sentido de flujo del caudal de un fluido hidráulico. Sirven para crear uniones de tuberías, abriendo, cerrando o modificando las diferentes vías de caudal.

Las válvulas direccionales son componentes estándar y forman parte de la mayoría de las instalaciones hidráulicas. En estas válvulas, el elemento de control móvil se coloca directamente, a través de un elemento de accionamiento, o indirectamente, a través de una etapa de pilotaje, en posiciones definidas (posiciones de conmutación), de forma que se crea la unión de tuberías deseada.

Existen válvulas direccionales con las más diversas variantes de circuito para diferentes requisitos y aplicaciones. De esta forma, por medio de diferentes tipos de pistones se consigue una gran variedad de uniones de tuberías sin necesidad de contar con multitud de carcasas. La transmisión de los diferentes caudales se logra seleccionando el tamaño nominal de las válvulas.

Las válvulas direccionales se emplean en todos los ámbitos de la hidráulica, tanto en aplicaciones fijas como móviles.

La figura muestra el diseño básico de una válvula direccional en base a la sección longitudinal de una válvula de corredera de pistón.



- |   |                            |      |  |
|---|----------------------------|------|--|
| 1 | Bobina del solenoide       | 7    | Tuerca (para la sujeción de la bobina del solenoide) |
| 2 | Carcasa de la válvula      | 8    | Conexión eléctrica (conector)                        |
| 3 | Resorte de retroceso       | A, B | Conexiones de trabajo                                |
| 4 | Pistón de mando            | P    | Conexión de presión                                  |
| 5 | Empujador de accionamiento | T    | Conexión al tanque                                   |
| 6 | Inducido                   |      |  |

**FIGURA 19 Sección longitudinal de una válvula direccional (válvula de corredera) con accionamiento eléctrico<sup>19</sup>**

Estas válvulas siempre tienen una cantidad determinada de posiciones (2, 3, 4...), habitualmente se las llama distribuidores, válvulas direccionales o de vías.

Estas válvulas se clasifican y se nombran en función del número de conexiones o vías y el de posiciones:

- Válvula de 2/2 (2 Vías / 2 Posiciones)
- Válvula 3/2
- Válvula 4/2
- Válvula 5/2
- Válvula 4/3

<sup>19</sup> Hidráulica de conmutación – Accionamiento eléctrico (conforme a BIBB), Rexroth Bosch Group.

**Tabla 1 Símbolos para válvulas distribuidoras<sup>20</sup>**

Válvulas de Vías	Posición Normal	Símbolo
2/2	Normalmente Cerrada (P-A)	
2/2	Normalmente Abierta (P-A)	
3/2	Normalmente Cerrada (P,A-T)	
3/2	Normalmente Abierta (P,A-T)	
4/2	P-B,A-T	
5/2	A-R, P-B,T	

Como norma general, las de 2 vías se utilizan como válvulas de paso, las válvulas 3/2 se utilizan para controlar cilindros de simple efecto y las válvulas de 4 vías se utilizan para controlar cilindros de doble efecto, estas últimas pueden ser de 2, 3, 4 o incluso más posiciones obteniéndose variadas funciones.

Una de las más comunes es la válvula 4/3 con la posición central de recirculación a depósito, con ella conectada a un cilindro de doble efecto tenemos una posición de avance, una posición de retroceso y una posición central en la que el fluido procedente de la bomba se desvía al tanque sin apenas perder presión por lo que

<sup>20</sup> Fuente Propia del Autor



la energía consumida en la bomba, cuando el cilindro se encuentra en reposo, se reduce al mínimo.

#### **2.2.5.2.3. Salida.**

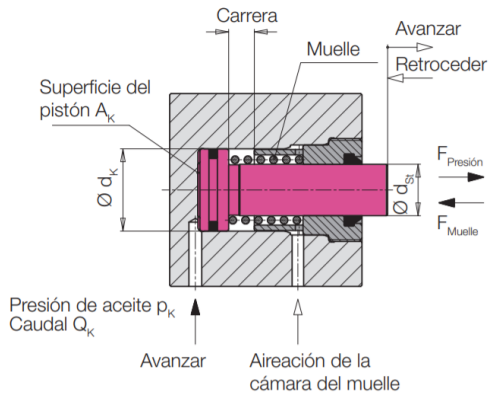
Existe igualmente, un transductor de salida, que convierte la energía propia del sistema en la energía que requiere la carga. Puede ser un actuador hidráulico lineal (cilindro hidráulico), que genera una fuerza a una velocidad lineal o un actuador hidráulico rotacional (motor hidráulico) que genera un torque a una velocidad angular. El medio de transmisión es el fluido (generalmente aceite mineral) que se mueve a través de tuberías de alta presión.

##### **2.2.5.2.3.1. Cilindros Hidráulicos.**

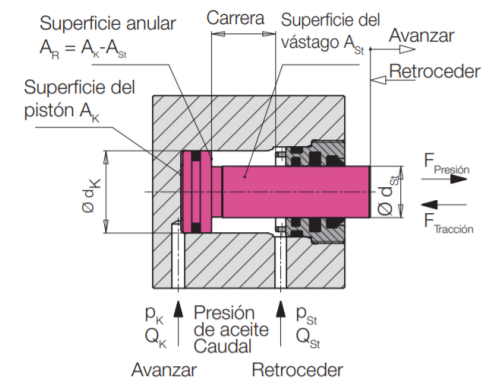
Los cilindros oleohidráulicos o actuadores lineales, transforman la energía hidráulica en trabajo mecánico. El valor de éste es directamente proporcional a la presión del fluido, a la sección del pistón y al recorrido del cilindro (carrera), entendiéndose por actuador lineal a la salida en línea recta del vástago del cilindro para dar movimiento o fuerza.

Dependiendo del tipo de construcción, los cilindros hidráulicos pueden transmitir fuerzas en uno o en dos sentidos, a estos se les denomina como cilindros de simple y doble efecto.

**Cilindro hidráulico de simple efecto (posición inicial)**

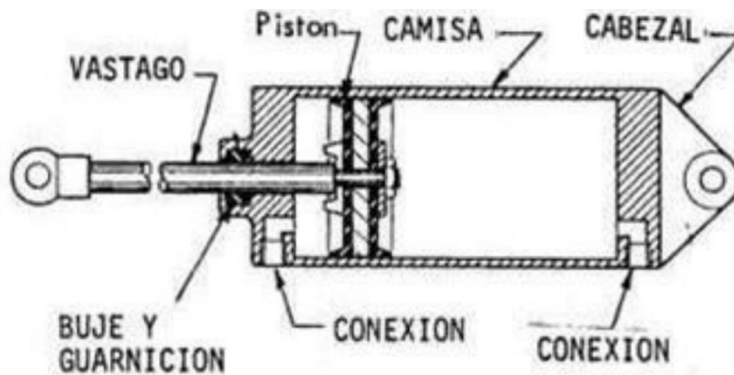


**Cilindro hidráulico de doble efecto (posición inicial)**



**FIGURA 20 Sección longitudinal de cilindros hidráulicos de simple y doble efecto<sup>21</sup>**

### 2.2.5.2.3.1.1. Partes de un Cilindro Hidráulico.



**FIGURA 21 Partes de un Cilindro Hidráulico<sup>22</sup>**

#### 2.2.5.2.3.1.1.1. Camisa o Barril Cilíndrico.

Es principalmente un barril, el tubo es de acero, frecuentemente, estirado o barra perforada, siendo su superficie interna pulimentada con un acabado extremadamente fino, lapeado, cuyas paredes deben ser mecanizadas y rectificadas internamente.

<sup>21</sup> Cosas interesantes a conocer sobre cilindros hidráulicos , Roemheld HILMA STARK

<sup>22</sup> Pomedá 2000

#### **2.2.5.2.3.1.1.2. Cabezales.**

Se encuentran fijados en los extremos de la camisa. Estos cabezales extremos contienen generalmente los puertos fluidos. Un cabezal extremo del vástago contiene una perforación para que el vástago de pistón pase a través del mismo, además de tener sellos para prevenir fugas de aceite en la interfaz cabezal-vástago.

#### **2.2.5.2.3.1.1.3. Vástago.**

El vástago es una barra cilíndrica, cromada de acero laminado en frío, que se acopla al pistón. El vástago junto al pistón son los componentes que hacen el trabajo. Puede ser de montaje roscado o soldado al pistón o, en algunos casos, forma parte del mecanizado de una barra que posee en el extremo una sección de mayor diámetro, siendo el pistón.

#### **2.2.5.2.3.1.1.4. Pistón.**

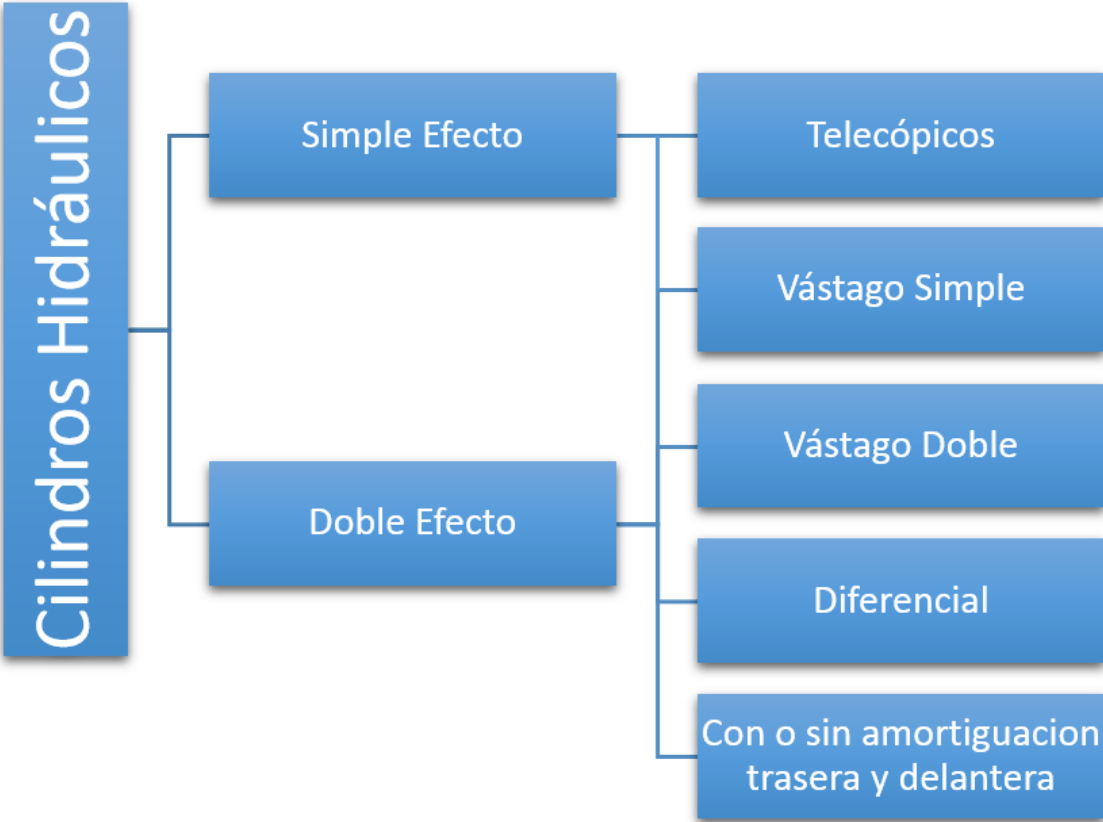
El pistón es un cilindro que separa las dos partes del barril cilíndrico internamente. El pistón se suele mecanizar con ranuras para encajar juntas de elastómero o de metal. Estas juntas son a menudo sellos tipo "O" o tipo "U", que impiden que la presión de aceite hidráulico pase a través del pistón a la cámara del lado opuesto. Esta diferencia de presión entre los dos lados del pistón hace que el cilindro pueda cumplir las funciones de empuje o tracción. Los sellos del pistón varían en diseño y materiales de acuerdo con los requisitos de temperatura y presión requeridos por el cilindro en servicio. En general, los sellos de elastómero hechos de goma de nitrilo o de otros materiales son mejores en entornos con temperaturas más bajas,

mientras que los sellos de Vitón son mejores para las temperaturas más altas. Las mejores juntas de alta temperatura son los anillos de pistón de hierro fundido.

**2.2.5.2.3.1.1.5. Candado mecánico.**

Es un dispositivo que brinda seguridad al detener el cilindro en operación. Su función es la de evitar oscilaciones en los cilindros y las fugas de aceite a causa de estas por la acción de las cargas dinámicas producidas en su operación normal.

**2.2.5.2.3.1.2. Tipos de Cilindros Hidráulicos.**



**FIGURA 22 Tipos de Cilindros Hidráulicos<sup>23</sup>**

<sup>23</sup> <http://hidraulicapractica.com>

### 2.2.5.2.3.1.2.1. Cilindro de simple efecto.

Los cilindros de simple efecto retroceden o se recuperan por resorte o por una fuerza exterior definida, teniendo una sola carrera de trabajo. Reciben solamente por una de sus caras el caudal que proviene de la bomba, es decir, tiene una sola conexión de fluido para mover el pistón. Por consiguiente, estos cilindros pueden transmitir fuerzas solamente en un único sentido.

#### Cilindro hidráulico de simple efecto (posición inicial)

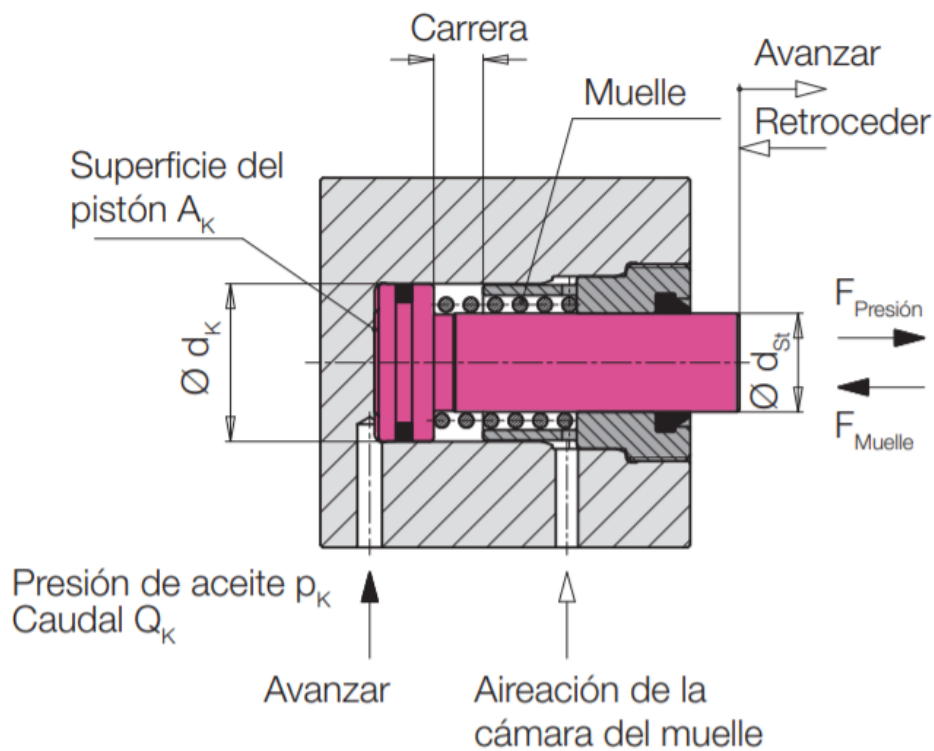


FIGURA 23 Sección longitudinal de un cilindro hidráulico de simple efecto<sup>24</sup>

<sup>24</sup> Cosas interesantes a conocer sobre cilindros hidráulicos , Roemheld HILMA STARK

#### **2.2.5.2.3.1.2.2. Cilindros de doble efecto.**

En los cilindros de doble efecto, vástago simple, las carreras de avance y de retroceso se consiguen porque el aceite a presión puede entrar por cualquier lado del émbolo, en donde el aceite ejerce su acción en las dos cámaras del cilindro y provoca, en consecuencia, el movimiento del pistón hacia uno u otro sentido. Es decir, dispone de dos conexiones independientes entre sí para la entrada del aceite.

Supongamos, que en la carrera de avance, el líquido entra a presión por el lado izquierdo del cilindro y actúa en el lado del émbolo. Por consiguiente habrá una presión que desplaza el émbolo hacia la derecha y hace salir el vástago. El fluido hidráulico que se encuentra en el lado del vástago es desalojado y fluye por una tubería al depósito.

Para el retroceso el aceite a presión penetraría por el lado contrario, o sea, se introduce en el cilindro por la derecha. El émbolo se desplaza y el vástago entra.

El aceite hidráulico que se encuentra en el lado del émbolo, es desalojado y fluye por una tubería al depósito.

## Cilindro hidráulico de doble efecto (posición inicial)

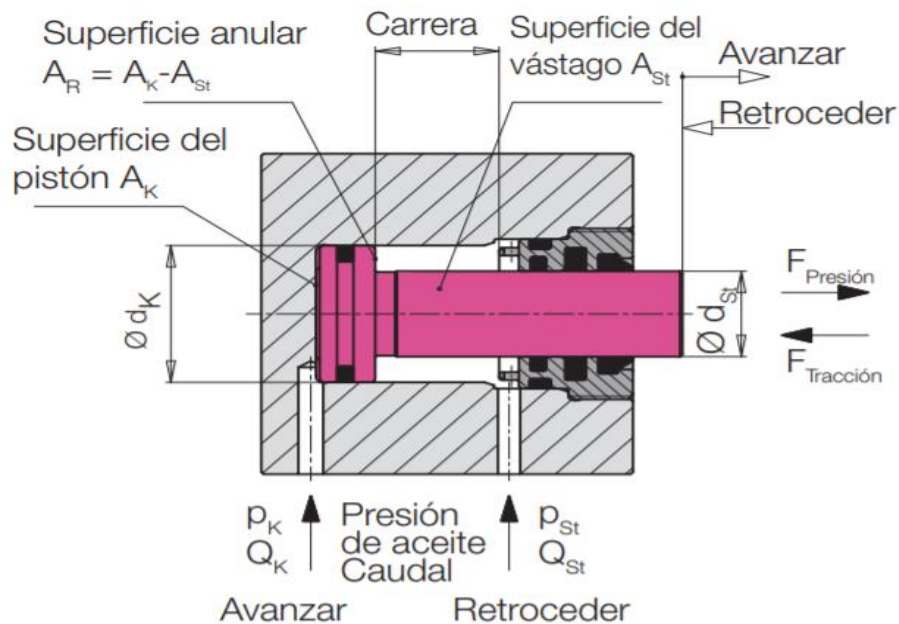


FIGURA 24 Sección longitudinal de un cilindro hidráulico de doble efecto<sup>25</sup>

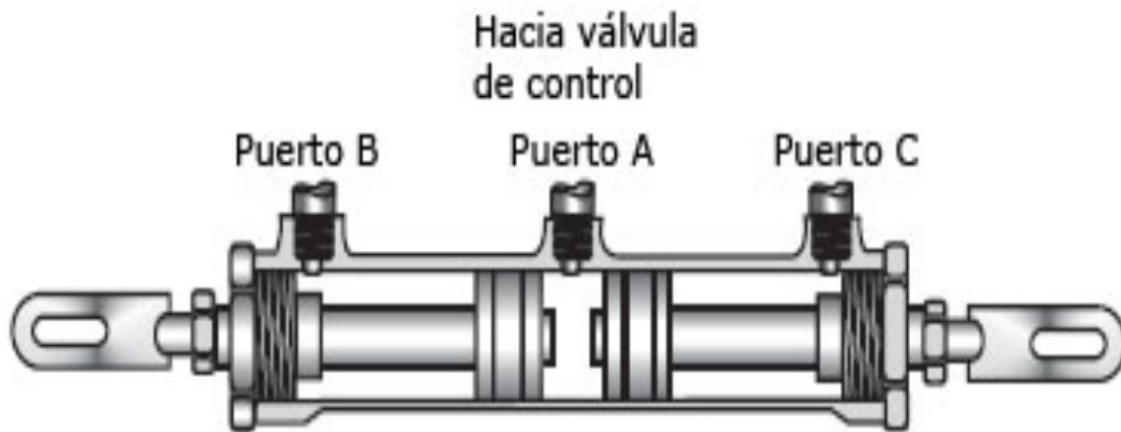
### 2.2.5.2.3.1.2.3. Cilindro de doble vástago.

Los cilindros de doble vástago, en donde los dos cabezales deben estar taladrados, se emplean en aquellos casos en que resulta ventajoso acoplar una carga en cada extremo, o bien, cuando se requiere el mismo desplazamiento en ambas carreras.

Estos cilindros llevan un émbolo que está unido a dos vástagos de diámetro menor pero igual sección, resultando iguales también las dos superficies útiles, y por tanto hay velocidades en ambos sentidos de movimiento.

Por consiguiente, al contar con áreas iguales a uno y otro lado del émbolo, pueden proporcionar iguales velocidades o fuerzas, o ambas cosas a la vez, en cualquier sentido.

<sup>25</sup> Cosas interesantes a conocer sobre cilindros hidráulicos , Roemheld HILMA STARK



**FIGURA 25 Sección longitudinal de un cilindro hidráulico de doble vástago<sup>26</sup>**

#### **2.2.5.2.3.1.2.4. Cilindro diferencial.**

Este cilindro presenta la misma apariencia externa que un cilindro de doble efecto normal. Su diferencia estriba en que la sección del émbolo es exactamente igual al doble de la del vástago. Por consiguiente, para una misma presión la fuerza desarrollada en la salida del vástago es justamente dos veces mayor que en la entrada.

Al ser las cámaras a llenar iguales, pero de distinto volumen dada las diferencias de áreas, las velocidades de carrera son inversamente proporcionales a la superficie.

#### **2.2.5.2.3.1.2.5. Cilindros con amortiguación.**

No es conveniente el choque de la cabeza del émbolo con las tapas externas de los cilindros por lo que se recomienda no sobrepasar la velocidad de 10 m/min., o aunque sean para velocidades superiores o inferiores con desplazamiento de masas de cierta consideración, es aconsejable colocar dispositivos de frenado para

---

<sup>26</sup> Pomedá 2000



evitar daños mecánicos a las estructuras y a los mecanismos incluyendo en los cilindros amortiguación interna, con ellos se pueden trabajar a velocidades de hasta 30 m/min. Bajo demanda es posible alcanzar velocidades de hasta 100 m/min. Normalmente los cilindros de doble efecto llevan cuatro sistemas de amortiguación para el frenado de fin de carrera, con el objeto de obtener una deceleración de la velocidad del vástago hasta su frenado.

Existen o se dan cuatro tipos de amortiguación:

- Fija, en un solo sentido del pistón.
- Fija, en los dos sentidos del pistón.
- Regulable, en los dos sentidos del pistón.
- Regulable, en un solo sentido del pistón.

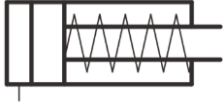

El control del grado de amortiguación se realiza desde el exterior mediante un tornillo regulable que sirve para fijar previamente la presión de frenado. El principio de funcionamiento, mayormente utilizado para la amortiguación, se basa en crear una cámara de fluido entre la cabeza del pistón y la tapa, antes de que el pistón efectúe todo su recorrido, de forma que el aceite contenido en dicha cámara se le permita descargar lentamente, por estrangulación, a través de un orificio de paso variable. La energía cinética que posee el cilindro es absorbida por el aceite atrapado en dicha cámara, hasta su total evacuación, con el consiguiente cambio de la velocidad que disminuirá progresivamente hasta el final del recorrido dando lugar al frenado.

#### **2.2.5.2.3.1.2.6. Cilindros telescópicos.**

Se trata de una construcción especial, en el cual la barra es telescópica, pudiéndose alcanzar una gran carrera utilizando un reducido espacio para su montaje. Están formados, por lo menos, por dos pistones metidos uno dentro de otro, con lo que la longitud del cilindro, cuando está extendido, no es el doble sino que como mínimo es el triple de la longitud del cilindro replegado. Pueden ser de simple como doble efecto .y su uso más común es vehículos automotores con volquete.

**2.2.5.2.3.1.3. Diferencias entre cilíndricos hidráulicos de simple y doble efecto.**

**Tabla 2 Diferencias entre cilindros de simple y doble efecto<sup>27</sup>**

Características distintivas.	Funcionamiento	
	Simple Efecto	Doble Efecto
Símbolo		
Generación de fuerza	Solo en una dirección del eje	En ambas direcciones del eje
Avanzar / Retroceder	En dirección efectiva con presión hidráulica, retroceso con muelle o fuerza externa	En ambas direcciones con presión hidráulica
Fuerza de retorno	Pequeña, en casos generales sólo fuerzas de muelle mínimas	Elevada, ya que es hidráulica
Cámara del muelle	Debe airearse, por el peligro de formación de agua de condensación y penetración de líquidos corrosivos	Sin cámara
Tiempos de desplazamiento	A causa del retroceso por muelle no exactamente definibles fuertemente dependientes de la sección y de los tubos y de la viscosidad del aceite	Exactamente definibles y exactamente repetibles
Seguridad de funcionamiento	Posibles fallos a causa de la ruptura del muelle	Seguridad elevada de funcionamiento

<sup>27</sup> Fuente Propia del Autor

### 2.3. Definición Conceptual.

- **Presión:** Se define como el cociente entre el módulo de la fuerza  $F$  ejercida perpendicularmente en una superficie y el área  $A$  de ésta. Se define la fórmula:

$$P = \frac{F}{A}$$

- **Caudal:** Se define el caudal como el volumen de fluido que fluye en la unidad de tiempo. Se define la fórmula:

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

- **Densidad:** La densidad de una sustancia expresa la masa contenida en la unidad de volumen. Es decir se determina dividiendo la masa de la sustancia entre el volumen que ocupa. Se define la fórmula:

$$D = \frac{m}{V}$$

- **Potencia hidráulica:** Se define como el producto de la fuerza ejercida sobre la superficie transversal del líquido  $F$  y la velocidad del flujo  $v$ . Se define la fórmula:

$$Pot_h = F \times v$$

- **Carga:** Energía referida a la unidad de peso.

- **Fluido:** Un fluido es un medio continuo, homogéneo y que se deforma continuamente cuando se le sujeta a un esfuerzo cortante, sin importar la magnitud de este. Así se reúne bajo el término de fluidos, materiales de apariencia muy diferente, como el agua, aceite, aire, gas natural en condiciones normales.
  
- **Esfuerzo cortante:** Se define esfuerzo cortante, denotado con la letra griega  $\tau$ , como la fuerza que se requiere para que una unidad de área de una sustancia se deslice sobre otra.
  
- **Viscosidad:** La viscosidad es la propiedad más importante de un fluido hidráulico porque relaciona directamente la lubricación hidrodinámica y potencia de transmisión. Para una adecuada lubricación es necesario mantener una película de fluido entre superficies moviéndose bajo carga. Un lubricante de viscosidad insuficiente fallará en hacer esto. Para la transmisión de potencia un fluido de excesiva viscosidad resultará en una operación lenta.
  
- **Viscosidad dinámica: (Mott, 2006)** Se denomina también viscosidad absoluta y se define como el esfuerzo cortante  $\tau$  que actúa sobre un gradiente de velocidad  $\frac{\Delta v}{\Delta x}$ , a la viscosidad dinámica la expresamos con la letra  $\eta$  y su fórmula es la siguiente:

$$\eta = \frac{\tau}{\left(\frac{\Delta v}{\Delta x}\right)} = \frac{N \cdot s}{m^2}$$

- **Viscosidad cinemática:** Muchos cálculos de la dinámica de fluidos involucran la razón de la viscosidad dinámica en la densidad del fluido. Por conveniencia, la viscosidad cinemática  $\nu$  (Letra un, en griego) se define como:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \left[ \frac{m^2}{s} \right]$$

- **Válvula:** Dispositivo que controla la dirección, presión o caudal de un fluido.
- **Válvula anti retorno:** Válvula que permite el paso del fluido en una sola dirección.
- **Válvula de descarga:** Válvula que envía fluido al depósito cuando se mantiene una presión determinada en su línea de pilotaje.
- **Válvula de seguridad:** Válvula accionada por presión que desvía el caudal procedente de la bomba a tanque, limitando la presión del sistema a un valor máximo predeterminado.
- **Válvula direccional:** Válvula que envía caudal o impide el paso del mismo en direcciones determinadas previamente.
- **Válvula reductora de presión:** Una válvula que limita la presión máxima a su salida con independencia de la presión de entrada.

## CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO.

### 3.1. Tipo de Estudio y Diseño de la Investigación.

El presente estudio será de tipo cuasi experimental, ya que está orientado a proponer un Diseño de un banco de pruebas para cilindros hidráulicos, el cual se llegará a descartar fallas en un cilindro hidráulico.

Empleamos herramientas y metodologías conocidas para la evaluación de un proceso en operación diseñando un banco de pruebas para cilindros hidráulicos con el fin de obtener resultados que nos permitan concluir en mejoras a la realidad planteada en la región.



**GRAFICO 1** Proceso de transformación del problema transformándolo en una nueva realidad<sup>28</sup>

En nuestra región la falta de tecnología en el campo hidráulico es uno de los principales problemas en las fallas de las maquinarias pesadas de los rubros construcción, agricultura y minería. Por lo tanto se diseñó un banco de pruebas para

<sup>28</sup> Fuente Propia del Autor

cilindros hidráulicos que permitirá mejorar la eficiencia y rendimiento de una maquina a través del buen funcionamiento de los cilindros hidráulicos y contribuyendo con el cuidado del medio ambiente.

### **3.2. Población y Muestra.**

#### **3.2.1. Población**

Cilindros oleohidráulicos con presiones de 600 – 2500 PSI.

#### **3.2.2. Muestra:**

Fichas técnicas del comportamiento de los cilindros al estar sometidos a 1200, 1800 y 2200 RPM.

### **3.3. Hipótesis.**

El diseño de un banco de pruebas de cilindros hidráulicas permitirá la supervisión del caudal y presión mediante la potencia aplicada por el sistema obteniendo el descarte de fallas.

### **3.4. Variables – Operacionalización.**

#### **3.4.1. Variables.**

##### **3.4.1.1. Independiente.**

##### **- Cilindros Oleohidráulicos de Prueba.**

Son máquinas que transforman la energía hidráulica en trabajo mecánico. El valor de éste es directamente proporcional a la presión del fluido, a la sección del pistón y al recorrido del cilindro (carrera).

**Indicadores:** Presión de salida deseada, caudal de operación deseado, velocidad de accionamiento.



### **3.4.1.2. Dependiente.**

#### **- Presión.**

La presión (símbolo  $p$ ) es una magnitud física escalar que mide la fuerza en dirección perpendicular por unidad de superficie, y sirve para caracterizar como se aplica una determinada fuerza resultante sobre una superficie.

Es un parámetro de estado del fluido oleohidráulico que corresponde ante una determinada resistencia o regulación de válvulas la cual se mide directamente en los manómetros.

#### **- Caudal.**

Se refiere a la cantidad de fluido en volumen en la unidad de tiempo que la bomba impulsa a una determinada velocidad de rotación.

Se medirá directamente en los caudalímetros instalados en el banco para cada rpm de la bomba y resistencia hidráulica especificada.

### 3.4.2. Operacionalización de Variables.

**Tabla 3 Operacionalización de Variables<sup>29</sup>**

	Independiente		Dependiente	
Variable	Cilindro Hidráulico		Presión	Caudal
Indicador	Velocidad de accionamiento	Presión deseada	Presión	Volumen sobre tiempo
Sub Indicador	Parámetro de velocidad	Parámetro de estado	Presión	Caudal volumétrico
Índice	Metro sobre segundo	PSI	PSI	GPM
Técnica de recolección de información	Entrevista y observación	Entrevista y observación	Observación	Observación
Instrumento de recolección de información	Guías de observación	Guías de observación	Guías de observación	Guías de observación
Instrumento de medición	Velocímetro	Manómetro	Manómetro	Caudalímetro

### 3.5. Métodos y Técnicas de Investigación.

#### 3.5.1. Métodos de Investigación.

- **Entrevista, observación y análisis de documentos.**

Para realizar este proyecto que es un banco de pruebas para bombas oleohidráulicas hemos realizado un exhaustivo análisis y recopilación de las fallas más comunes y la causa por la que las maquinas tienen paradas inesperadas en los sectores construcción, agricultura y minería concluyendo que el sistema hidráulico es el más afectado debido a que en el departamento de Lambayeque existe gran cantidad de polvo y a que las máquinas están expuestas directamente por la naturaleza de su trabajo y construcción es casi imposible evitar que el polvo o tierra sea el mayor causante de las fallas hidráulicas por lo que hemos visto

---

<sup>29</sup> Fuente Propia del Autor

conveniente diseñar un banco de pruebas que ayude a mejorar su vida útil de este componente hidráulico que es su bomba.

Se han asumido consideraciones adecuadas para así utilizar los modelos matemáticos de la bibliografía y calcular o seleccionar los componentes del banco de ensayos.

### **3.5.2. Técnicas de Investigación.**

- Observación.
- Encuesta.
- Entrevista.
- Análisis de documentos.

### **3.6. Descripción de Instrumentos Utilizados.**

#### **3.6.1. Observación.**

Se diseñó una guía de observación para todas las variables del sistema, es decir variables independientes y dependientes como presión caudal y potencia con el fin de identificar y evaluar su comportamiento en un lapso de tiempo para la obtención de datos.

#### **3.6.2. Encuesta.**

Las encuestas serán realizadas a personas dueñas de maquinarias y a personal técnico mecánico que se desempeñan en el rubro.

### **3.6.3. Entrevista.**

La entrevista será realizada a especialistas en el área para recopilar información de los parámetros de operación en campo y las establecidas por los fabricantes.

### **3.6.4. Análisis de documentos.**

Los análisis a realizarse serán principalmente documentos normativos referentes al campo hidráulico, al diseño, al campo eléctrico, etc.

También utilizaremos fichas bibliográficas, de resumen, comentarios textuales, que servirán para sistematizar el marco teórico de la investigación.

#### **- AISI 316.**

Para piezas que demandan alta resistencia a la corrosión localizada; equipo de las industrias química, farmacéutica, textil, petrolera, papel, celulosa, caucho, nylon y tintas; diversas piezas y componentes utilizados en construcción naval; equipos criogénicos; equipos de procesamiento de película fotográfica; cubas de fermentación; instrumentos quirúrgicos.

#### **- ISO 6743 – 4.**

La Norma Internacional ISO 6743-4 fue preparada por el Comité Técnico TC 28, Productos del petróleo y lubricantes, Subcomité SC 4, clasificación y especificaciones, Grupo de Trabajo GT 3, clasificación y especificaciones de fluidos hidráulicos, que es un grupo de trabajo conjunto con la ISO / TC 131, los sistemas de fluidos de potencia.

- **DIN 51524.**

Norma DIN 51524 es la que nos otorga los distintos requerimientos que debe cumplir un determinado fluido hidráulico para ser aplicado en un equipo según las condiciones de trabajo del sistema.

Esta norma está dividida en tres partes:

**Parte 1.** Define los análisis y ensayos para un aceite que cumple con HL (H hidráulico y L lubricante).

**Parte 2.** Define los análisis y ensayos para un aceite que cumple con HLP (H hidráulico, L lubricante y P significa que ese fluido debe contener aditivo a base de fósforo) (P es el símbolo químico del Fósforo, que actúa como antidesgaste).

**Parte 3.** Define los análisis y ensayos para un aceite que cumple con HLVP (nuevamente H hidráulico, Lubricante, la letra V significa índice de viscosidad, y P con aditivo a base de fósforo).

- **NTP 552: Protección de máquinas frente a peligros mecánicos.**

Se denomina peligro mecánico el conjunto de factores físicos que pueden dar lugar a una lesión por la acción mecánica de elementos de máquinas, herramientas, piezas a trabajar o materiales proyectados, sólidos o fluidos

Los resguardos se deben considerar como la primera medida de protección a tomar para el control de los peligros mecánicos en máquinas, entendiendo como resguardo: "un medio de protección que impide o dificulta el acceso de las personas o de sus miembros al punto o zona de peligro de una máquina". Un resguardo es un elemento de una máquina utilizado específicamente para garantizar la

protección mediante una barrera material. Dependiendo de su forma, un resguardo puede ser denominado carcasa, cubierta, pantalla, puerta, etc.

Se ha tomado más que todo esta normativa por tener equipos en movimiento como el motor eléctrico y trabajar con fluidos a altas presiones de funcionamiento.

- **ISO 14001: Sistema de Gestión Medioambiental.**

Es una norma aceptada internacionalmente que establece cómo implementar un sistema de gestión medioambiental (SGM) eficaz. La norma se ha concebido para gestionar el delicado equilibrio entre el mantenimiento de la rentabilidad y la reducción del impacto medioambiental.

- **OHSAS 18001: Gestión de Salud y Seguridad Laboral.**

Un sistema de gestión de la salud y la seguridad en el trabajo; fomenta los entornos de trabajo seguros y saludables al ofrecer un marco que permite a la organización identificar y controlar coherentemente sus riesgos de salud y seguridad, reducir el potencial de accidentes, apoyar el cumplimiento de las leyes y mejorar el rendimiento en general.

### **3.7. Análisis Estadístico e Interpretación de Datos.**

#### **3.7.1. Cuantitativo.**

Haremos el uso de la Estadística, para analizar y representar los datos con la finalidad de obtener una serie de medidas para poder llegar a las primeras conclusiones tras un análisis descriptivo.

Para el presente Diseño de un banco de pruebas con el cual se quiere llegar a tener un correcto y efectivo análisis de fallas estableciendo los valores promedio, máximo y mínimo de acuerdo a la comparación con los datos especificados por el fabricante y pueda llegar a tener un gran beneficio para la sociedad.

#### **3.7.2. Cualitativo.**

Se efectuará el Análisis de Entrevistas aplicadas a personas con experiencia en la materia, profesionales técnicos y especialistas con la finalidad de obtener una guía que nos lleve a la aplicación de metodologías adecuadas en el desarrollo del proyecto.

Se efectuará el Análisis de Observaciones ejecutadas durante el desarrollo de nuestro proyecto que nos ayude a indicar el desempeño del banco de pruebas con el fin de orientar y seleccionar la estrategia adecuada para el diseño de nuestro sistema.

## CAPÍTULO IV: PROPUESTA DE INVESTIGACIÓN.

### 4.1. Diagrama de flujo de procesos.

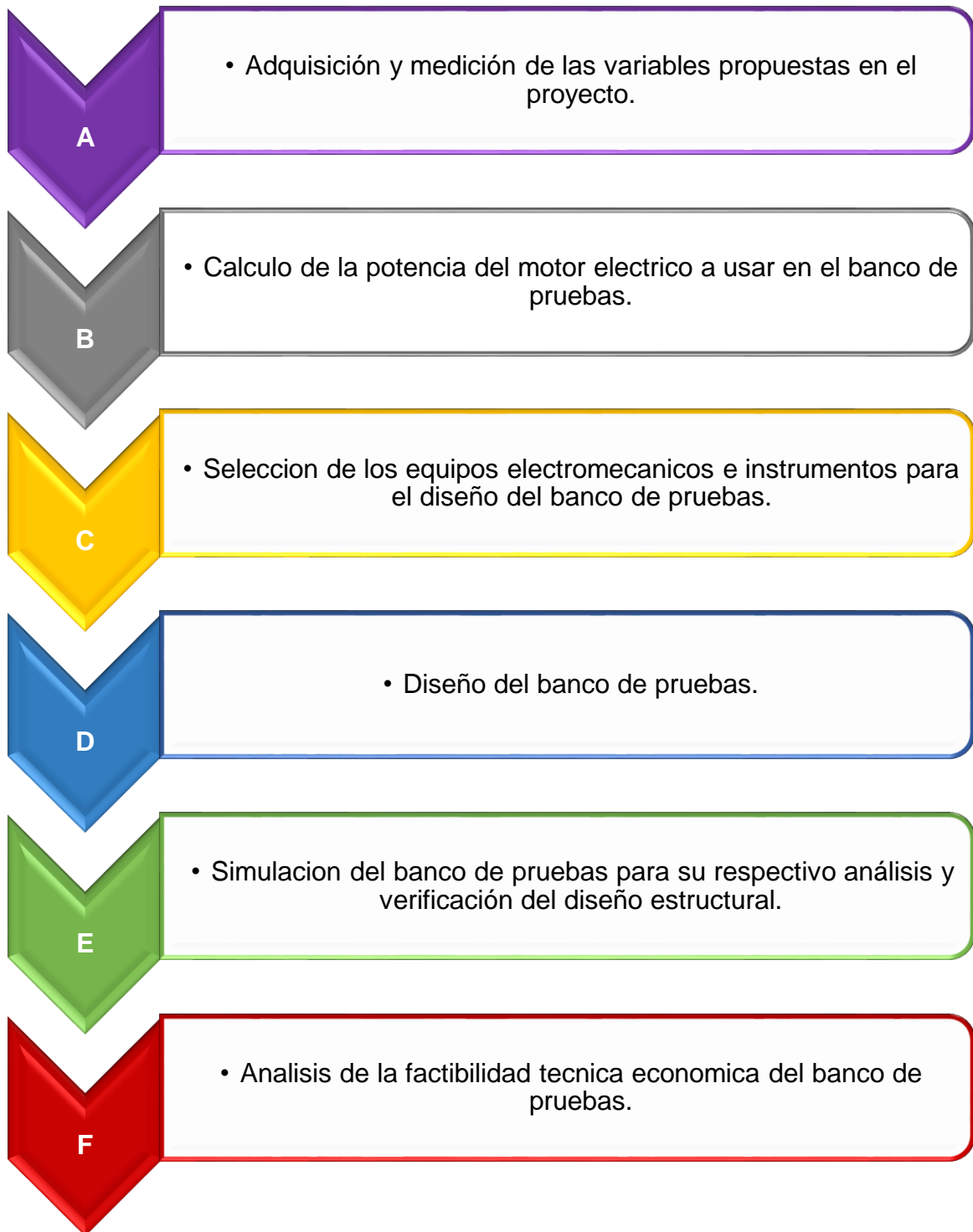


FIGURA 26 Diagrama de flujo de procesos



## **4.2. Descripción de Procesos.**

### **4.2.1. Adquisición y medición de las variables propuestas en el proyecto.**

Mediremos lo siguiente:

- La presión absoluta de aceite a un rango mínimo de revoluciones (1200 RPM) por un tiempo determinado mediante un manómetro.
- La presión absoluta de aceite a un rango medio de revoluciones (1800 RPM) por un tiempo determinado mediante un manómetro.
- La presión absoluta de aceite a un rango máximo de revoluciones (2200 RPM) por un tiempo determinado mediante un manómetro.
- La temperatura del aceite en cada uno de los rangos de revolución a los que será sometido mediante un termómetro.
- El caudal para cada uno de los rangos de revolución a los que será sometido mediante un caudalímetro.

### **4.2.2. Calculo de la potencia del motor eléctrico a usar en el banco de pruebas.**

Se realizará el cálculo de la potencia del motor eléctrico teniendo en cuenta la presión, caudal y temperatura que se tendrá en funcionamiento. Y así pueda seleccionar correctamente el motor a utilizar para suplir las necesidades requeridas por el banco de pruebas.

#### **4.2.3. Selección de los equipos electromecánicos e instrumentos para el diseño del banco de pruebas.**

Se seleccionarán los equipos electromecánicos e instrumentos motor eléctrico, bomba, variador de velocidad, tuberías, manómetros de presión, medidores de temperatura, válvulas, los conductores a utilizar, el sistema de protección y el gabinete que contendrá a los interruptores diferencial y termomagnético y sus accesorios. Los equipos tendrán que satisfacer las necesidades requeridas por el sistema para un óptimo funcionamiento del mismo.

#### **4.2.4. Diseño del banco de pruebas.**

El diseño del banco de pruebas de bombas oleohidráulicas se llevará a cabo en el software Autodesk Inventor. El diseño será percibido en la pantalla del computador para la prueba de funcionamiento del sistema.

#### **4.2.5. Simulación del banco de pruebas para su respectivo análisis y verificación del diseño estructural.**

En este proceso se pasa a demostrar mediante el método de Análisis estático de Elementos Finitos que la Estructura Soporte del Tanque Hidráulico puede soportar la carga total de todos los elementos del Banco de Pruebas (500 kg.) cuando sea utilizado en un determinado tipo de trabajo sin mostrar alguna falla o deformación.

Verificar con memoria de cálculo el correcto funcionamiento y resistencia de la Estructura Soporte del Tanque Hidráulico.

#### **4.2.6. Análisis de la factibilidad técnica-económica del banco de pruebas.**

Se analizará el VAN y el TIR, con el presupuesto que incluirá gastos de ejecución de diseño y elaboración metodológica, materiales y la instrumentación del banco de pruebas.

## **CAPÍTULO V: ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS.**

### **5.1. Procedimiento actual de pruebas para cilindros hidráulicos vs Procedimiento a realizarse con el banco de pruebas.**

#### **5.1.1. Procedimiento actual.**

- i. Se instala el cilindro en la grúa, montacargas, excavadora, etc y se colocan las mangueras respectivas.
- ii. Se revisa el aceite, se enciende el equipo, se extiende y retrae el cilindro para expulsar el posible aire en el mismo.
- iii. Se extiende por completo el cilindro por un periodo determinado de tiempo para determinar posibles fallas.
- iv. Se procede con los posibles resultados:

¿Se mantiene extendido el cilindro?

Si: El equipo está apto para operar.

No: ¿El candado mecánico soporta la carga?

No: Se manda a reparar el candado

Si: ¿Funciona la válvula de seguridad?

No: Se manda a reparar o se reemplaza por una nueva.

Si: ¿Se fuga el aceite del cilindro?

Si: Se manda a rectificar el cilindro

No: Se manda a un taller especializado, el más cercano

Trujillo.

- Tiempo de ejecución aproximado (30 horas):

Montaje del cilindro: 4 h

Tiempo de Prueba: 24 h

Desmontaje del cilindro: 2 h

### **5.1.2. Procedimiento a realizarse con el banco de pruebas:**

- Se instala el cilindro en el banco de pruebas y se colocan las mangueras respectivas.
- Se revisa el aceite en el tanque, se enciende el equipo, se extiende y retrae el cilindro para expulsar el posible aire en el mismo.
- Se extiende por completo el cilindro por un periodo determinado de tiempo para determinar fugas de aceite en tapas, sellos, conexiones, empaquetaduras.
- ¿Se detectan fugas de aceite o salidas forzadas del eje?

No: El equipo está apto para operar y se monta en la grúa, montacargas, excavadora, etc.

Si: Se manda a reparar componentes internos del cilindro como sellos, tapas, etc.

- Tiempo de ejecución aproximado (1.8 horas):

Montaje del cilindro: 20 min

Tiempo de Prueba: 60 min

Desmontaje del cilindro: 15 min

Como se puede apreciar el procedimiento de pruebas planteado es 15 veces más eficiente que el utilizado en la actualidad en cuestiones de tiempo, además el banco nos permitirá realizar la corrección en vivo de fugas de aceite que se presentarían en los cilindros hidráulicos. Adicional a ello nos entregara un control de fallas más acertado, el cual estaría dividido en dos:

- **Inspección de fugas internas:** Se realiza con el monitoreo de la lectura del manómetro ubicado en la salida del cilindro, mediante lo cual al presentarse caídas de presión será un indicador causado por fugas internas debido al desgaste en los sellos del pistón.
- **Inspección de fugas externas:** Durante la prueba, se revisa cuidadosamente el cilindro, para detectar fugas en la camisa del cilindro, las tapas o en las conexiones de las mangueras.

## 5.2. Criterios del diseño del banco de pruebas.

Para poder diseñar un banco de pruebas tenemos que tener dos nociones claras:

El elemento a ensayar: Cilindros hidráulicos de simple y doble efecto.

Las mediciones que se desean realizar: Presión, caudal y temperatura del aceite a diferentes velocidades.

Lo cual en contraste con la relación entre Presión (PSI) y Fuerza (Kg) en los cilindros hidráulicos más comunes del mercado nos resulta en los parámetros seleccionados para nuestro banco de pruebas.

$$P = \frac{F}{A} \times 14.22$$

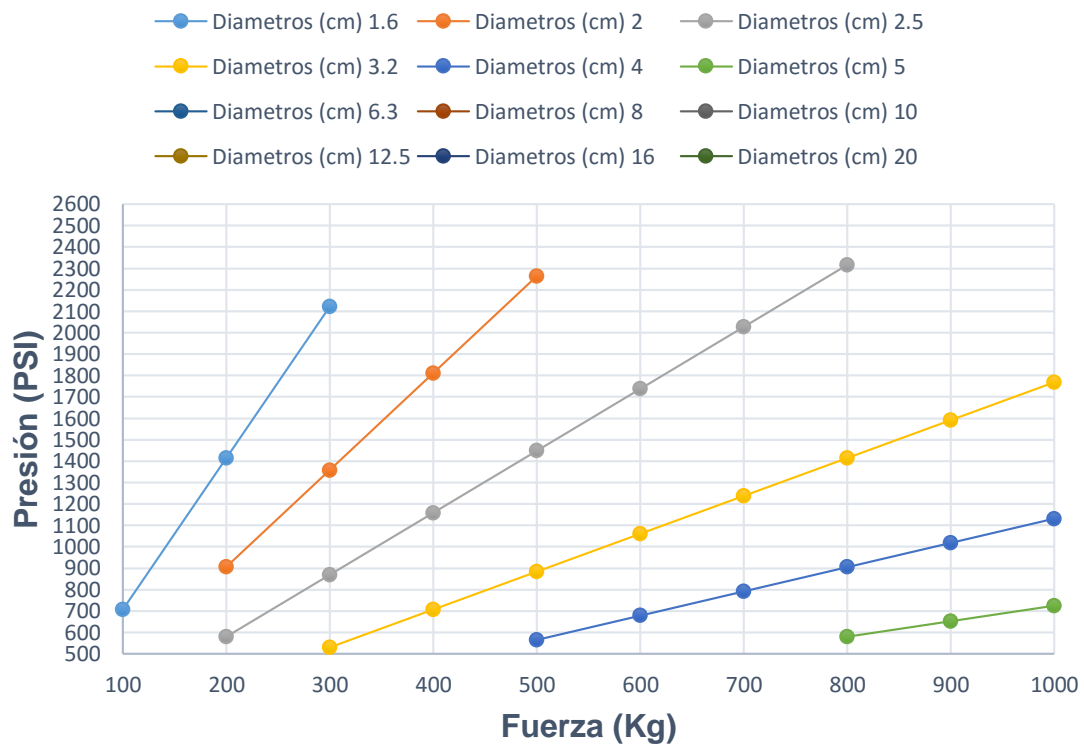
Donde:

$P$ : Presión (PSI)

$F$ : Fuerza (Kg)

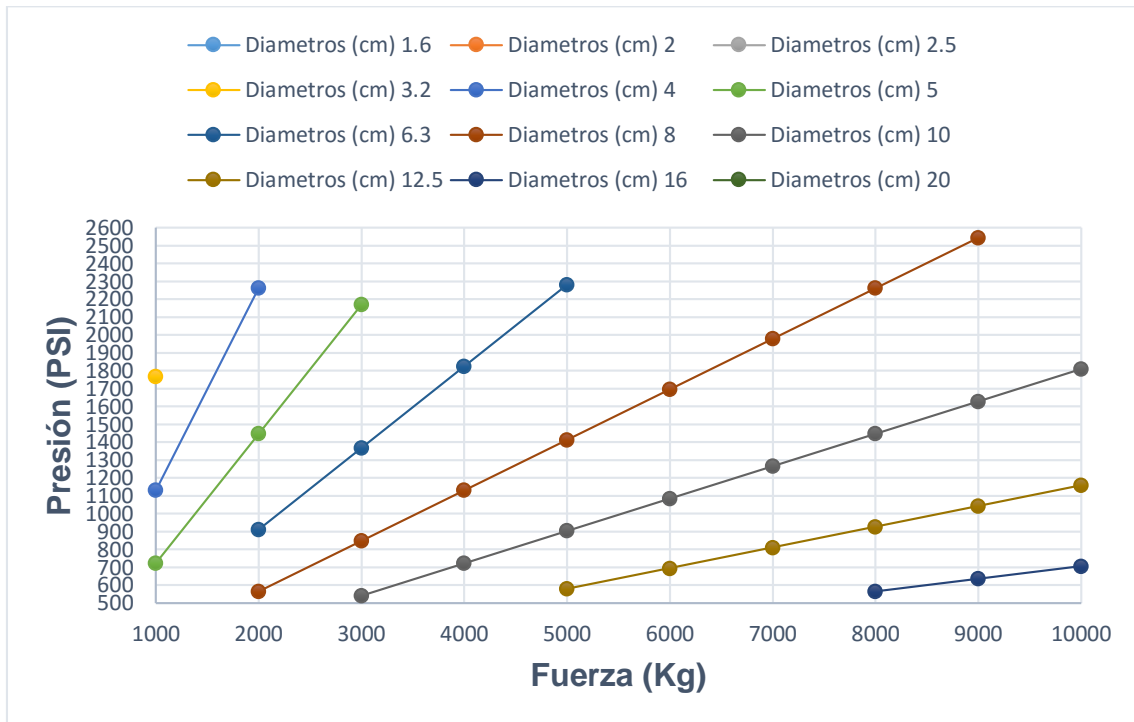
$A$ : Área (cm<sup>2</sup>)

**GRAFICO 2 Fuerza (100-1000Kg) Vs Presión<sup>30</sup>**

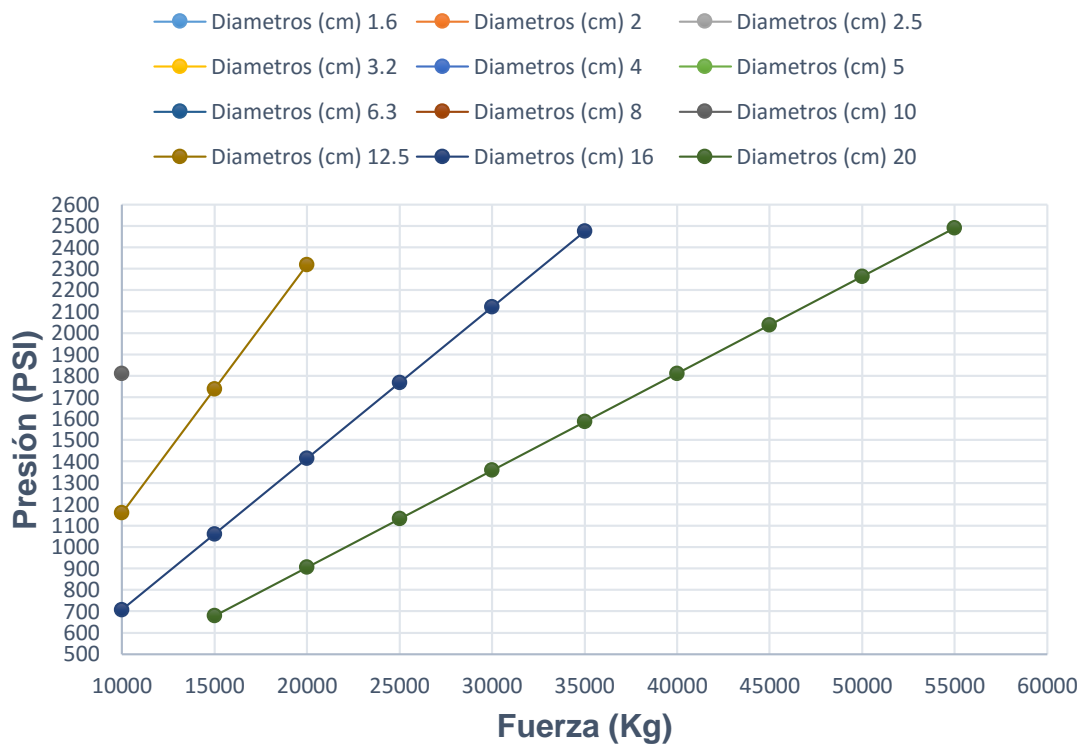


<sup>30</sup> Fuente Propia del Autor

**GRAFICO 3 Fuerza (1000-10000Kg) Vs Presión<sup>31</sup>**



**GRAFICO 4 Fuerza (10000-60000Kg) Vs Presión<sup>32</sup>**



<sup>31</sup> Fuente Propia del Autor

<sup>32</sup> Fuente Propia del Autor



### 5.3. Componentes del banco de pruebas.

El banco de ensayos propuesto está conformado por la estructura, los componentes y el sistema de accionamiento además de contar con lo fundamental que es el circuito básico oleohidráulico.

#### 5.3.1. Bomba.

Para la selección de la bomba a utilizar se deberá hacer un análisis de las bombas utilizadas en los sistemas hidráulicos para maquinaria pesada. A continuación se presenta un cuadro con las principales bombas de acuerdo a la marca y presión máxima que generan:

**Tabla 4 Detalles sobre presión y rpm de las principales bombas en el mercado<sup>33</sup>**

Marca	Serie / Modelo	Presión		RPM
		MPa	PSI	
Comercial	C101/C102	172,3	2500	2400
	G101 / G102	172,3	2500	2400
	P20	137,8	2000	2000
	25X / 37X	137,8	2000	2000
	P30 / P31 / P50 / P51	137,8	2000	2000
	330 / 350 / 365	241,3	3500	3000
Gresen	MGG2	137,8	2000	5000
	PGG2	137,8	2000	3500
	TB / TC	103,4	1500	2000
	DCB	103,4	1500	1800
	P16	206,8	3000	3600
	TP16	206,8	3000	3100
	PVP16 / CP16	206,8	3000	3600
	DP16	206,8	3000	2500
	20 / R20 / M20 / TP20	172,3	2500	2500
	NST20 / NSD20 / NDS20	172,3	2500	2500
Vickers	V10	172,3	2500	3400
	V20	172,3	2500	2500
	25 / 35	206,8	3000	2500
	45	172,3	2500	2200
	2520 / 3520 / 3525	206,8	3000	2500
	4520 / 4525 / 4535	172,3	2500	2200
Perfection	17GPM	68,9	1000	2000
	32GPM	137,8	2000	2500
Prince	SP20A8 / A9 / A10 / A11 / A14	206,8	3000	3500
	SP20A23 / A27	172,3	2500	3500
Parker	D101	172,3	2500	1200
	D102	172,3	2500	1200

<sup>33</sup> Fuente Propia del Autor

Como vemos la mayoría de bombas generan presiones de hasta 2500 PSI. En consecuencia, la presión con la que trabajan los cilindros está en relación directa con la resistencia a la circulación del líquido.

Considerando los parámetros anteriores se seleccionó la bomba con las siguientes características:

**Tabla 5 Especificaciones técnicas de la bomba seleccionada<sup>34</sup>**

Marca	VICKERS
Modelo	V20 1P11P 1C11
Tipo	Paletas
Presión Máxima de Trabajo	172,3 MPa (2500 PSI)
RPM	2500 RPM
Flujo a 1200 RPM	43,5 Litros/minuto (11 US GPM)
Cilindrada	36,4 cc/rev
Eficiencia	95%
Rotación	Horaria

### 5.3.2. Motor

Una vez escogida la bomba, se pueden determinar las principales características del motor a emplearse para el trabajo de la bomba. Así entonces se calcula:

$$HP_{requeridos} = \frac{\text{Flujo (GPM)} \times \text{Presion del sistema (PSI)}}{1714 \times \text{Eficiencia de la Bomba}}$$

$$HP_{requeridos} = \frac{22,9 \times 2500}{1714 \times 0,95}$$

$$HP_{requeridos} = 35,16 \text{ HP} = 26218,81 \text{ W}$$

Considerando los parámetros anteriores se seleccionó un motor eléctrico trifásico con las siguientes características:

---

<sup>34</sup> Fuente Propia del Autor

**Tabla 6 Especificaciones técnicas del motor seleccionado<sup>35</sup>**

Marca	SIEMENS
Modelo	1LE0142-1EA86-4AA4-Z
Tipo	Trifásico 220V / 440V (60Hz)
Potencia	40 HP / 29,8 kW
RPM	3600 RPM
Eficiencia	95%
Rotación	Horaria

### 5.3.3. Variador de frecuencia.

De la siguiente fórmula:

$$n = \frac{60 \times f}{P} (RPM)$$

Dónde:

$n$  : Velocidad de giro del motor (RPM)

$f$  : Frecuencia (Hz)

$P$  : Número de pares de polo

$RPM$  : Revolución por minuto

Se deduce que para variar la velocidad (revoluciones de un motor) se puede realizar de dos maneras distintas:

- Modificando la frecuencia del motor.
- Modificando el número de polos del motor.

**Observación:** Cuanto más velocidad tenga el motor, y en consecuencia, sea menor el número de polos, más económico será el motor, pues las dimensiones también son menores.

---

<sup>35</sup> Fuente Propia del Autor

En la actualidad ya es posible cambiar la velocidad de los motores, sin necesidad de variar el número de pares de polos; en la fórmula se observa que si el valor de la frecuencia en vez de un valor fijo de 50 a 60 HZ, se pudiese variar este valor, entonces se obtendría valores diferentes del número de RPM.

Es allí donde entran los variadores de velocidad los cuales dependen de las variables del sistema.

Por lo cual considerando los parámetros anteriores se seleccionó un variador de velocidad con las siguientes características:

**Tabla 7 Especificaciones técnicas del variador de velocidad seleccionado<sup>36</sup>**

Marca	SCHNEIDER
Modelo	ATV212
Fases de la red	Trifásico
Potencia del Motor	40 HP / 30 kW
Tensión de alimentación	220-240V
Frecuencia de alimentación	50-60Hz

#### **5.3.4. Diseño del depósito de aceite.**

Para el diseño del depósito contenedor de fluido hidráulico se tomó como referencia la norma JIC (Joint Industrial Council).

##### **5.3.4.1. Cálculo del volumen del depósito de aceite.**

De acuerdo a la norma JIC el volumen del depósito de aceite debe ser tres veces el caudal de operación de la bomba.

El flujo volumétrico  $[Q_b]$  de la bomba dado en la tabla anterior se calculó de la siguiente manera.

---

<sup>36</sup> Fuente Propia del Autor

$$Q_b = w \times n$$

Donde:

$Q_b$  : Caudal de la bomba a rpm máxima (l /min)

$w$  : Desplazamiento volumétrico (cc /rev)

$n$  : RPM máximo

$$Q = 36,4 \frac{cm^3}{rev} \times 2500 \frac{rev}{min} \times 0.001 = 91 \frac{L}{min}$$

Con este dato procedemos al cálculo del volumen del depósito de aceite:

$$V_t = Q \times t \times 3$$

Donde:

$t$  : Periodo de operación, para este caso 1 min.

Reemplazando:

$$V_t = 91 \frac{L}{min} \times 1 \text{ min} \times 3$$

$$V_t = 273L \approx 72,119 \text{ USgpm}$$

#### 5.3.4.2. Cálculo del peso del fluido hidráulico.

$$\rho_f = \frac{m_f}{V_f}$$

Donde:

$$\rho_f: 0.875 - 0.885 \frac{g}{ml} = 0.875 \frac{g}{cm^3}, \text{ según ASTM-1298 a } 20^\circ\text{C}$$

$$V_f: 273L$$

$m_f$ : Masa del fluido hidráulico (Kg)

Reemplazando datos:

$$m_f = 0.273 \text{ m}^3 \times \frac{0.875 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}}{1000 \text{ g}} \times \frac{100^3 \text{ cm}^3}{\text{m}^3} \times \text{Kg} = 238.875 \text{ Kg}$$

### 5.3.4.3. Dimensionamiento del depósito de aceite.

La norma JIC determina que para el dimensionamiento del equipo se recomienda una longitud de aproximadamente 2 veces el ancho del equipo, por tanto:

$$L_d = 2A_d$$

En un depósito rectangular:

$$V_d = L_d \times A_d \times H_d$$

Donde:

$V_d$  : Volumen del depósito de aceite [ $\text{pulg}^3$ ]

$L_d$  : Largo del depósito de aceite [ $\text{pulg}$ ]

$A_d$  : Ancho del depósito de aceite [ $\text{pulg}$ ]

$H_d$  : Altura del depósito de aceite [ $\text{pulg}$ ]

Entonces:

$$V_d = 2A_d^2 \times H_d$$

Reemplazando datos:

$$V_d : 273L \approx 16659,5 [\text{pulg}^3] \approx 72,119 \text{ USgpm}$$

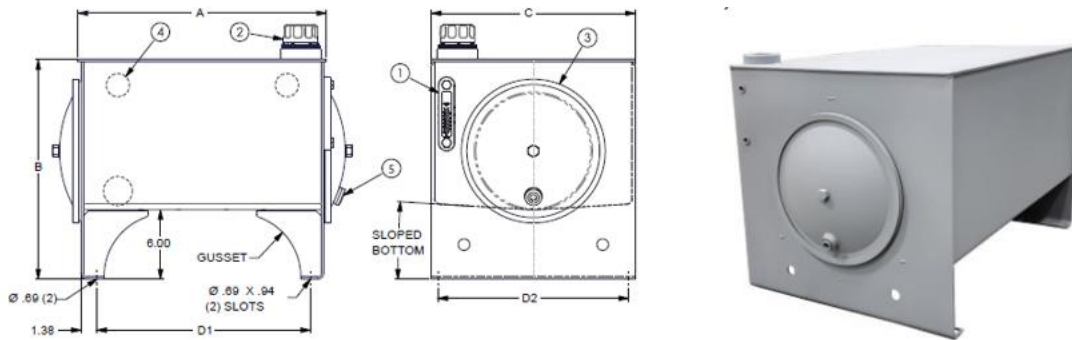
Luego, suponiendo una altura  $H_d = 20''$  , tendremos:

$$A_d = \sqrt{\frac{16659,5 \text{ pulg}^3}{2 \times 20 \text{ pulg}}}$$

$$A_d = 20,408025 \approx 25 \text{ pulg}$$

$$L_d = 2 \times 25 \text{ pulg} = 50 \text{ pulg}$$

Seleccionamos de acuerdo a las dimensiones de la marca LDI Industries.



NOTE: All dimensions are inches

Tank Dimensions (inches)											
Capacity (gal)	Part No.	A Length	B Height	C Width	Mounting Centers		Access Cover	Material Thickness		Piece Weight (lb)	Gusset Qty
					D1 ± .12	D2 ± .12		End	Top		
10	V10010	21.50	19.00	17.62	18.25	16.50	12.00	7 Ga	7 Ga	101	2
15	V10015	25.50	19.00	17.62	22.25	16.50	12.00	7 Ga	7 Ga	112	2
20	V10020	29.50	19.00	17.62	26.25	16.50	12.00	7 Ga	7 Ga	123	2
30	V10030	35.50	19.38	23.62	32.25	22.50	12.00	7 Ga	7 Ga	171	2
40	V10040	35.50	21.00	23.62	32.25	22.50	12.00	7 Ga	7 Ga	181	2
50	V10050	35.50	23.00	23.62	32.25	22.50	14.00	7 Ga	7 Ga	191	2
60	V10060	47.50	20.56	26.62	44.25	25.50	12.00	7 Ga	.25	262	2
80	V10080	60.00	21.50	27.00	56.25	25.50	14.00	7 Ga	.38	375	4
100	V100100	60.00	23.50	27.00	56.25	25.50	14.00	7 Ga	.38	380	4
120	V100120	60.00	27.00	30.00	56.25	28.50	16.00	.38	.38	539	4
150	V100150	60.00	31.00	30.00	56.25	28.50	16.00	.38	.38	587	4
200	V100200	72.00	29.38	36.00	68.25	34.50	18.00	.38	.38	827	4
300	V100300	72.00	38.50	36.00	68.25	34.50	18.00	.38	.38	980	4
400	V100400	72.00	38.50	48.00	68.25	46.50	18.00	.38	.50	1578	4
500	V100500	72.00	43.00	48.00	68.25	46.50	18.00	.38	.50	1733	4
600	V100600	96.00	43.00	48.00	92.25	46.50	18.00	.38	.50	1838	4
700	V100700	96.00	49.00	48.00	92.25	46.50	18.00	.38	.50	1996	4

Dimensions and specifications are subject to change without notice. Not all items are Made-To-Stock, contact us for availability.

01/19

Ph : 920-682-6877  
Fx : 920-684-7210



sales@ldi-industries.com  
www.ldi-industries.com

FIGURA 27 Especificaciones técnicas de depósitos de aceite de la marca LDI Industries<sup>37</sup>

Por lo tanto las medidas finales las presentamos en la siguiente tabla:

<sup>37</sup> JARA Tirapegui, 1998

**Tabla 8 Medidas finales del depósito de aceite<sup>38</sup>**

<b>Alto (<math>H_d</math>)</b>	20 pulg (508 mm)
<b>Ancho (<math>A_d</math>)</b>	25 pulg (635 mm)
<b>Largo (<math>L_d</math>)</b>	50 pulg (1270 mm)

**5.3.4.4. Material del depósito.**

Material a utilizar: Acero estructural ASTM A36

**Tabla 9 Esfuerzos del acero estructural ASTM36<sup>39</sup>**

<b>Esfuerzo a la fluencia (<math>\sigma_Y</math>)</b>	2530 $\frac{Kg}{cm^2}$	35.985 KSI
<b>Esfuerzo a la tracción (<math>\sigma_U</math>)</b>	5610 $\frac{Kg}{cm^2}$	79.792 KSI

**5.3.4.5. Calculo del espesor de la placa(Laterales)**

$$t = 2.45 L \sqrt{\frac{\alpha H 0.036 G}{S}} + C.A.$$

Donde:

$L$ : Largo del recipiente (50 pulg)

$H$ : Alto del recipiente (20 pulg)

$G$ : Gravedad especifica del aceite (0.875)

$S$ :  $\sigma_Y = 35.985 KSI$

$\alpha$ : Factor que depende de la relación  $(\frac{H}{L})$

$C.A$ : Factor de corrosión.

---

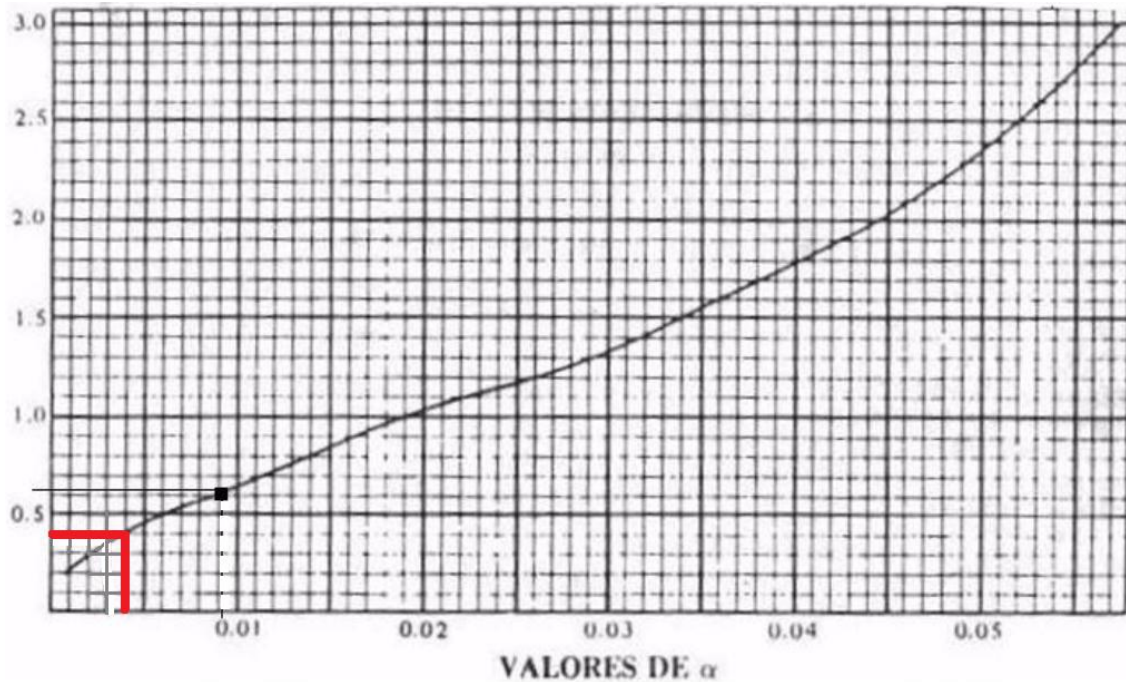
<sup>38</sup> Fuente Propia del Autor

<sup>39</sup> Fuente Propia del Autor



Hallando  $\alpha$  :

$$\frac{H}{L} = \frac{20}{50} = 0.4$$



**FIGURA 28 Grafica  $\alpha$  vs  $H/L^{40}$**

De la tabla trazamos una línea de color rojo y el valor encontrado es  $\alpha = 0.0038$

Tomamos un  $C.A = 1/8$  "

Reemplazando datos:

$$t = 2.45 \times 50 \sqrt{\frac{0.0038 \times 20 \times 0.036 \times 0.875}{35.985 \times 10^3}} + 1/8 \text{ "}$$

$$t = 1.562589 \cong 5/32 \text{ "}$$

Elegimos un espesor de  $5/32$  " de acero A36 para las paredes del tanque.

<sup>40</sup> JARA Tirapegui, 1998

### 5.3.4.6. Cálculo del espesor de la placa(Fondo)

$$t = \frac{l}{1.254 \sqrt{\frac{S}{0.036 G H}}} + 1/8$$

Donde:

Numero de vigas propuestas: 4

$$l = \frac{L}{3} = \frac{50}{3} = 16.67$$

$$t = \frac{16.67}{1.254 \sqrt{\frac{35.985 \times 10^3}{0.036 \times 0.875 \times 20}}} + 1/8$$

$$t = 0.180622 \cong 3/16 \text{ "}$$

Elegimos un espesor de 3/16 " de acero A36 para las paredes del tanque.

### 5.3.5. Tuberías.

Tabla 10 Datos para la selección de tuberías<sup>41</sup>

<b>Presión máxima</b>	2500 PSI
<b>Caudal máximo</b>	22.9 USgpm

Tabla 11 Datos a seguir para la selección de tuberías según Yaple<sup>42</sup>

Líneas de tubería	Velocidad ( <i>Pies/Segundo</i> )	Curva
<b>Líneas de presión (PSI)</b>		
<b>800 a más</b>	<b>16</b>	<b>A</b>
<b>400 a 800</b>	<b>13</b>	<b>B</b>
<b>400 a menos</b>	<b>10</b>	<b>C</b>
<b>Líneas de retorno</b>	<b>7</b>	<b>D</b>
<b>Líneas de succión</b>	<b>5</b>	<b>E</b>

<sup>41</sup> Fuente Propia del Autor

<sup>42</sup> Fuente Propia del Autor

**5.3.5.1. Cálculo del diámetro de las tuberías de presión.**

$$Q = \frac{v \times A}{0.3208}$$

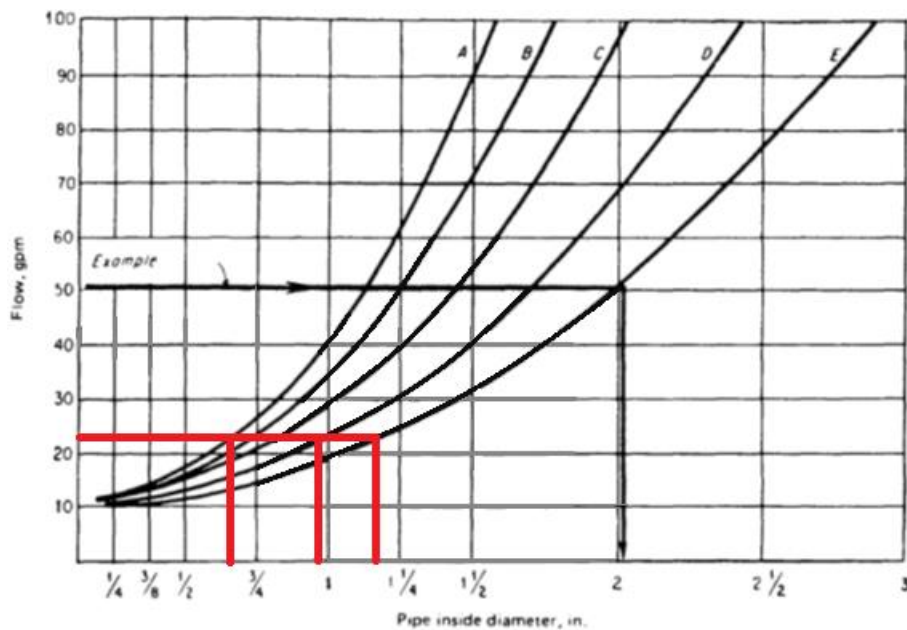
$$d = \sqrt{\frac{0.3208 \times 22.9 \times 4}{16 \times \pi}} = 0.765 \text{ " } \cong 3/4 \text{ "}$$

**5.3.5.2. Cálculo del diámetro de las tuberías de retorno.**

$$d = \sqrt{\frac{0.3208 \times 22.9 \times 4}{7 \times \pi}} = 1.156 \cong 1$$

**5.3.5.3. Cálculo del diámetro de las tuberías de succión.**

$$d = \sqrt{\frac{0.3208 \times 22.9 \times 4}{5 \times \pi}} = 1.368 \text{ " } \cong 1 \frac{1}{4} \text{ "}$$



**FIGURA 29 Grafica de selección de tuberías según Yiple<sup>43</sup>**

<sup>43</sup> JARA Tirapegui, 1998

De la tabla se traza una recta de color rojo que intersecta a las curvas A, B, C, D, y E, a continuación se trazan las perpendiculares y en contraste con los parámetros anteriores se seleccionó las tuberías cedula 40 con las siguientes características:

**Tabla 12 Especificaciones técnicas de las tuberías seleccionadas<sup>44</sup>**

<b>Tuberías del circuito hidráulico</b>	<b>Diámetro nominal</b>	<b>Diámetro exterior</b>	<b>Espesor</b>	<b>Diámetro interior</b>
<b>Líneas de presión</b>	3/4"	1.050	0.113	0.824
<b>Líneas de retorno</b>	1"	1.315	0.113	1.049
<b>Líneas de succión</b>	1 1/4"	1.660	0.140	1.380

#### **5.3.5.4. Cálculo del espesor de la tubería.**

En el caso de las tuberías de acero, la Presión Interna es el factor que en la mayoría de las condiciones determina el espesor de la tubería.

La Ecuación de Barlow permite determinar el espesor requerido por Presión Interna, conociendo los factores.

$$\sigma_L = \frac{P_r \times \emptyset T}{2t}$$

Donde:

$\sigma_L$ : Esfuerzo a la fluencia para tuberías de acero.

$P_r$ : Presión del aceite del sistema.

$\emptyset T$ : Diámetro interior de la tubería.

---

<sup>44</sup> Fuente Propia del Autor

$t$ : Espesor de la tubería.

Para el cálculo de  $\sigma_L$  se emplea 1/3 del esfuerzo de tracción, este valor para tuberías cédula 40 es: 415 MPa= 60175 PSI

Entonces:

$$\sigma_L = \frac{60175}{3} = 20058.33 \text{ PSI}$$

Reemplazando:

$$t = \frac{P_r \times \phi T}{2\sigma_L}$$

$$t = \frac{2500 \times 0.824}{2 \times 20058.33} = 0.051''$$

Luego se observa que el espesor de la tubería seleccionada posee un espesor mayor al de la formula.

### 5.3.6. Strainer (Deflector de succión).

Para seleccionar el deflector de succión se necesita el caudal máximo y el diámetro de la tubería.

**Tabla 13 Datos para la selección del strainer<sup>45</sup>**

<b>Caudal máximo</b>	22.9 USgpm
<b>Diámetro de la tubería</b>	1 ¼"

Considerando los parámetros anteriores se seleccionó un Strainer con las siguientes características:

---

<sup>45</sup> Fuente Propia del Autor

**Tabla 14 Especificaciones técnicas del strainer seleccionado<sup>46</sup>**

Marca	STUFF
Modelo	SRV-200-N20
Caudal máximo	53 USgpm
Entrada	1 ¼" NPT

### 5.3.7. Elementos eléctricos y electrónicos:

Para seleccionar los implementos se necesita la potencia del motor, la tensión de alimentación y la corriente nominal.

**Tabla 15 Datos para la selección de los elementos eléctricos y electrónicos<sup>47</sup>**

<b>Potencia del motor</b>	40 HP
<b>Tensión de alimentación</b>	220 V
<b>Corriente nominal</b>	98 A

Considerando los parámetros anteriores se seleccionó un Guarda Motor con las siguientes características:

**Tabla 16 Especificaciones técnicas del guarda motor seleccionado<sup>48</sup>**

Marca	SIEMENS
Modelo	3RV1041-4MA10
Regulación	80 – 100 A
Cortocircuito	1235
Capacidad de ruptura	100 KA

Considerando los parámetros anteriores se seleccionó un Contactor con las siguientes características:

**Tabla 17 Especificaciones técnicas del contactor seleccionado<sup>49</sup>**

Marca	SIEMENS	
Modelo	3RT1054-1AP36	
Bobina	220 V	
Intensidad	AC1	160 A
	AC3	115 A

<sup>46</sup> Fuente Propia del Autor

<sup>47</sup> Fuente Propia del Autor

<sup>48</sup> Fuente Propia del Autor

<sup>49</sup> Fuente Propia del Autor

Considerando los parámetros del Guarda Motor y Contactor se seleccionó un Relé electrónico con las siguientes características:

**Tabla 18 Especificaciones técnicas del relé seleccionado<sup>50</sup>**

Marca	SIEMENS
Modelo	3RB2056-1FC2
Regulación	50 – 200 A

#### **5.4. Análisis estructural del soporte para el banco de pruebas.**

##### **5.4.1. Autodesk Inventor.**

**Autodesk Inventor** es el programa para diseño mecánico avanzado en 3D, con modelado paramétrico, directo y libre, tiene una capacidad base para realizar diseño de piezas, sus dibujos y ensambles de partes. En una versión profesional, Inventor ofrece simulación por elementos finitos, sistemas de movimientos, chapa metálica, ruteo de cables, plástico, moldes y administración de datos.

Con un programa como Autodesk Inventor, los diseñadores, ingenieros y emprendedores pueden conceptualizar ideas, crear modelos 3D y documentarlos para la vida real, también es posible someter el diseño a una validación virtual variando sus parámetros, analizando su resistencia, desde la optimización su forma hasta la preparación de moldes. Este escenario se puede contemplar para una pieza o para una maquina conformada por ensambles de piezas.

---

<sup>50</sup> Fuente Propia del Autor

## 5.4.2. Informe Del Proyecto.

### 5.4.2.1. Resumen del Proyecto.

**Tabla 19 Resumen del proyecto<sup>51</sup>**

Autor	Kevin Castillo B.
Archivo Analizado:	ESTRUCTURA SOPORTE DEL BANCO DE PRUEBAS DE CILINDROS HIDRÁULICOS.ipt
Autodesk Inventor Versión:	2018 (Build 220112000, 112)
Fecha de Creación:	14/11/2019, 05:43 pm

### 5.4.2.2. Estado Físico

**Tabla 20 Estado físico<sup>52</sup>**

Material	Acero
Alto	63.5 cm
Ancho	90 cm
Largo	127 cm
Densidad	7.85 g/cm <sup>3</sup>
Masa	39.3973 kg
Área	1680950 mm <sup>2</sup>
Volumen	5018770 mm <sup>3</sup>
Centro de Gravedad	x=0.00187923 mm y=-12.686 mm z=423.147 mm
Peso de la estructura	40 Kg
Peso total a soportar	675 Kg

**Nota:** Los valores físicos pueden ser diferentes a los valores físicos usados abajo para el reporte FEA.

---

<sup>51</sup> Fuente Propia del Autor

<sup>52</sup> Fuente Propia del Autor



### 5.4.3. Simulación.

#### 5.4.3.1. Objetivo General.

**Tabla 21 Objetivo general<sup>53</sup>**

Objetivo de Diseño	Punto Simple
Tipo de Simulación	Análisis Estático
Datos de Última Simulación	14/11/2019, 05:13 p.m.
Detectar y Eliminar Nodos de Cuerpo Rígido	No

#### 5.4.3.2. Ajustes de Malla.

**Tabla 22 Ajustes de malla<sup>54</sup>**

Avg. Tamaño de Elemento (fragmento de diámetro Modelado)	0.1
Min. Tamaño de Elemento (fragmento de tamaño de avg.)	0.2
Factor Graduado	1.5
Max. Angulo de Retorno	60°
Crear Curvas de Elementos de Malla	No
Usar Piezas basados en Medidas para Malla de Ensamblajes	Si

#### 5.4.3.3. Materiales.

**Tabla 23 Lista de materiales<sup>55</sup>**

N°	CANT.	MARCA	NOMBRE	MATERIAL	DIMENSION
1	1	L1	L 1 1/2" x 1 1/2" x 1/4"	ASTM-A36	7.465 m.
2	1	PLT-1	1/4" x 1 1/2"	ASTM-A36	3.865

---

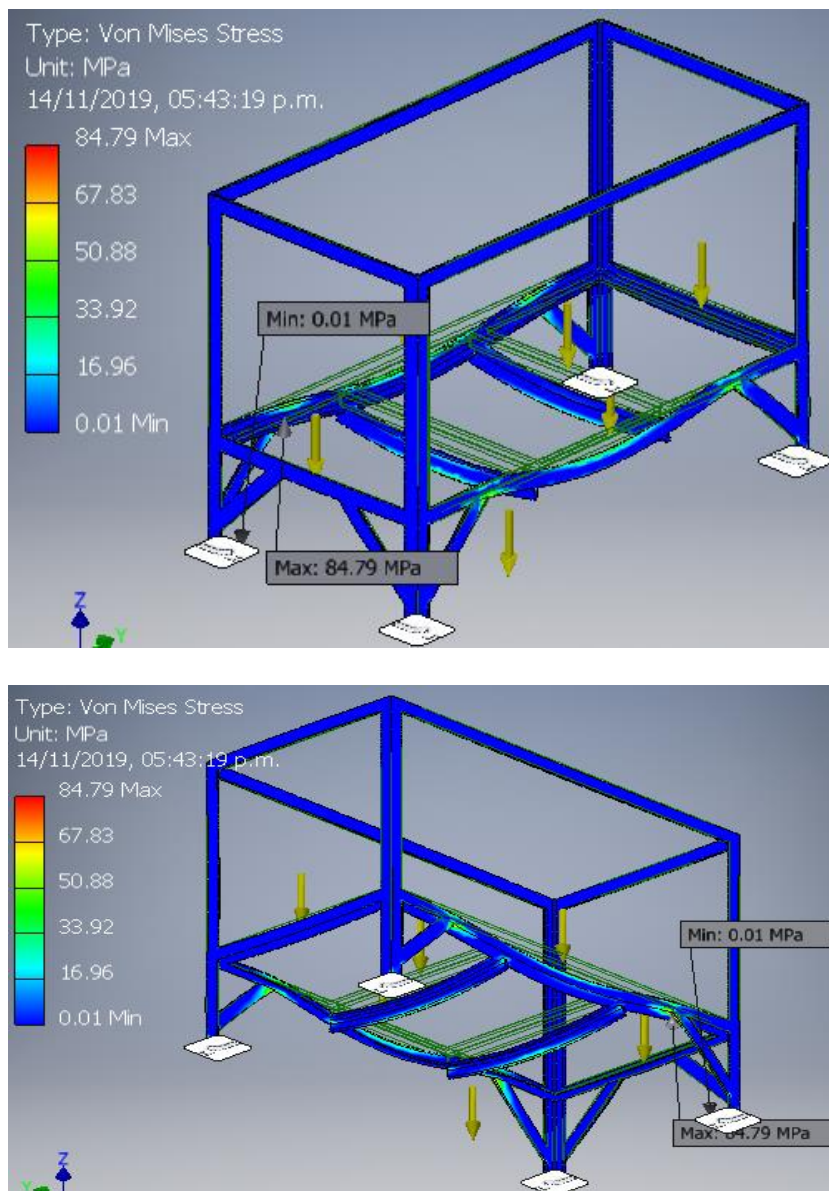
<sup>53</sup> Fuente Propia del Autor

<sup>54</sup> Fuente Propia del Autor

<sup>55</sup> Fuente Propia del Autor

#### 5.4.3.4. Tensión de Von Mises.

Se muestra la Estructura Soporte y en la escala de colores indicando el valor mínimo y máximo de esfuerzo donde el esfuerzo máximo es de 84.79 MPa (864.62 Kg/cm<sup>2</sup>). Se puede ver que la mayor parte del soporte se encuentra con tensión negativa (compresión, color azul) y las zonas marcadas en un color cian y verde existe una mayor tensión.

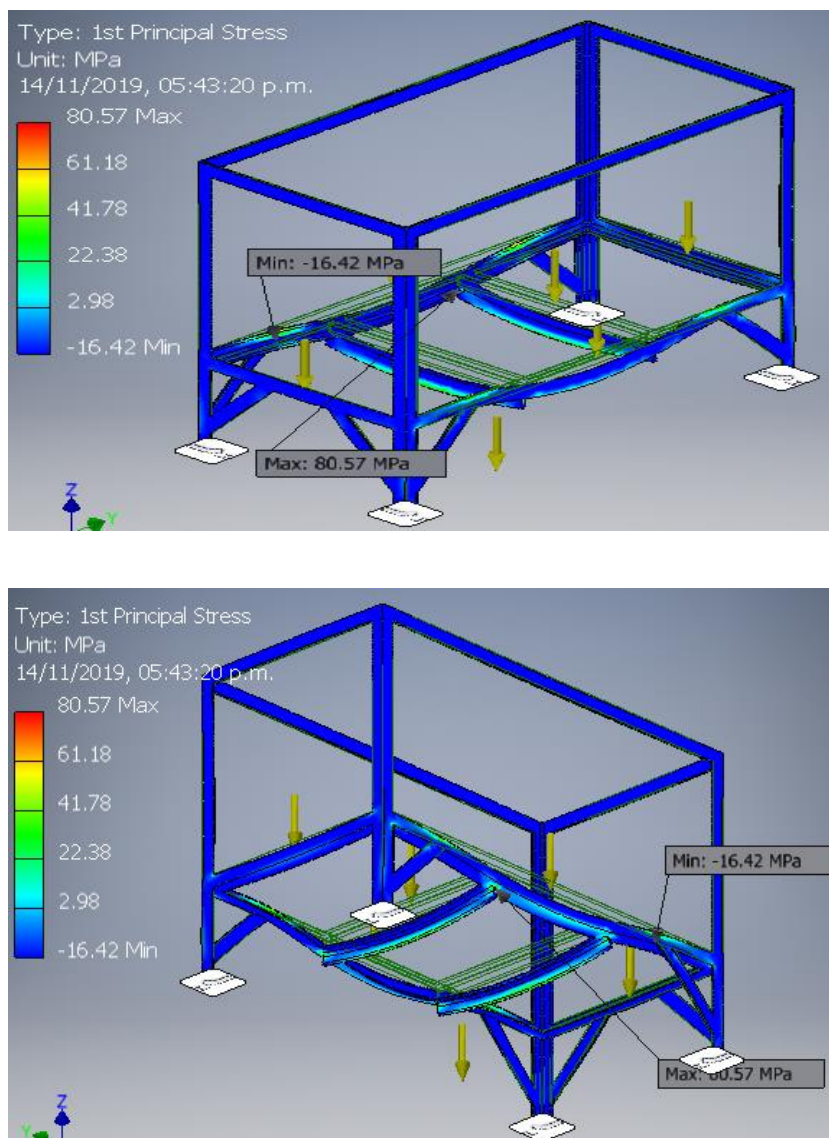


**FIGURA 30 Simulación de la tensión de Von Mises<sup>56</sup>**

<sup>56</sup> Fuente Autodesk Inventor 2018, elaborado por el autor

#### 5.4.3.5. Tensión principal.

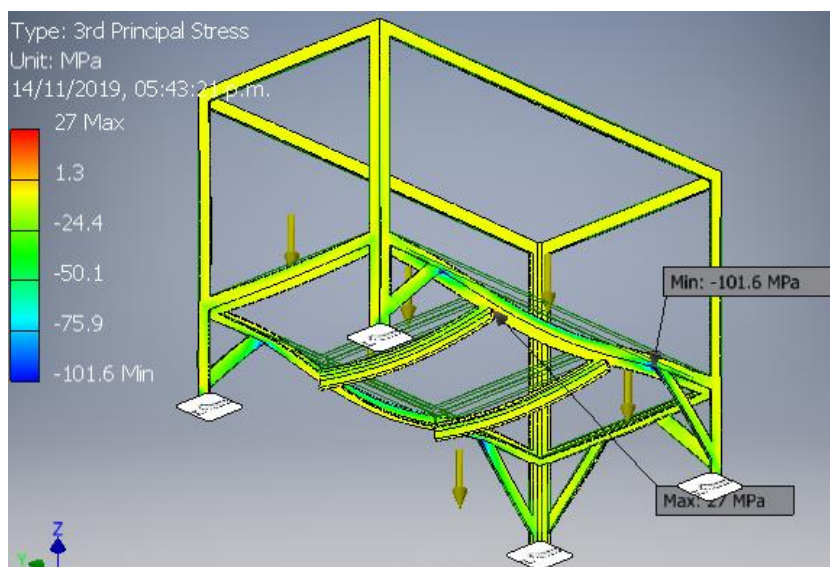
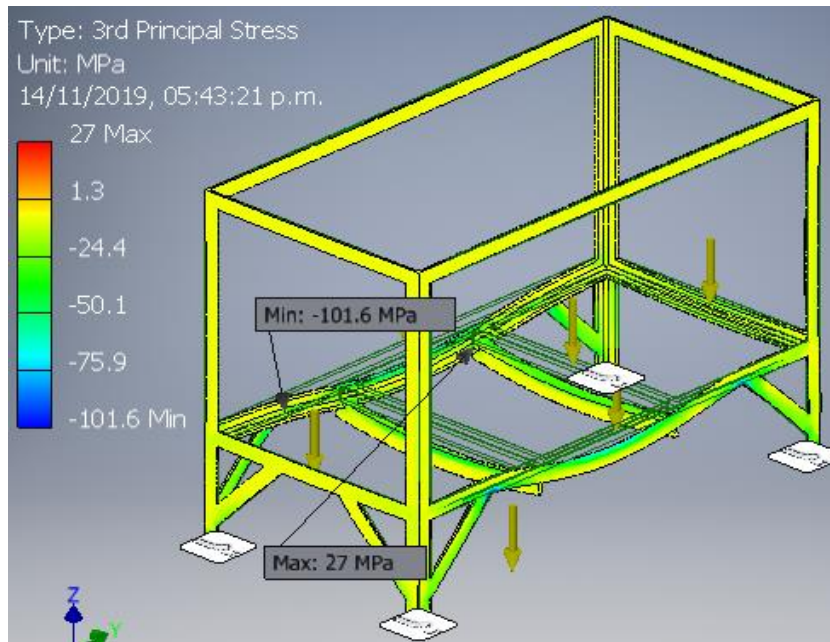
- **1° TENSION PRINCIPAL:** Se muestra la Estructura Soporte y la escala de colores donde el valor mínimo es de -16.42 MPa (167.44 Kg/cm<sup>2</sup>) mientras que el máximo valor de tensión equivale a 456.9 MPa (851.59 Kg/cm<sup>2</sup>). En la figura se muestra que la mayor parte del soporte se encuentra con tensión negativa (compresión) y las zonas marcadas en un color amarillo y verde existe una mayor tensión.



**FIGURA 31 Simulación de la 1° Tensión principal<sup>57</sup>**

<sup>57</sup> Fuente Autodesk Inventor 2018, elaborado por el autor

- **3° TENSION PRINCIPAL:** Se muestra la Estructura Soporte y la escala de colores donde el valor mínimo de compresión es de -101.6 MPa (1036.03 Kg/cm<sup>2</sup>) mientras que el máximo valor se de tensión se indica en color rojo cian y equivale a 27 MPa (275.32 Kg/cm<sup>2</sup>). Las zonas marcadas con color verde y cian son donde se concentra la mayor compresión.



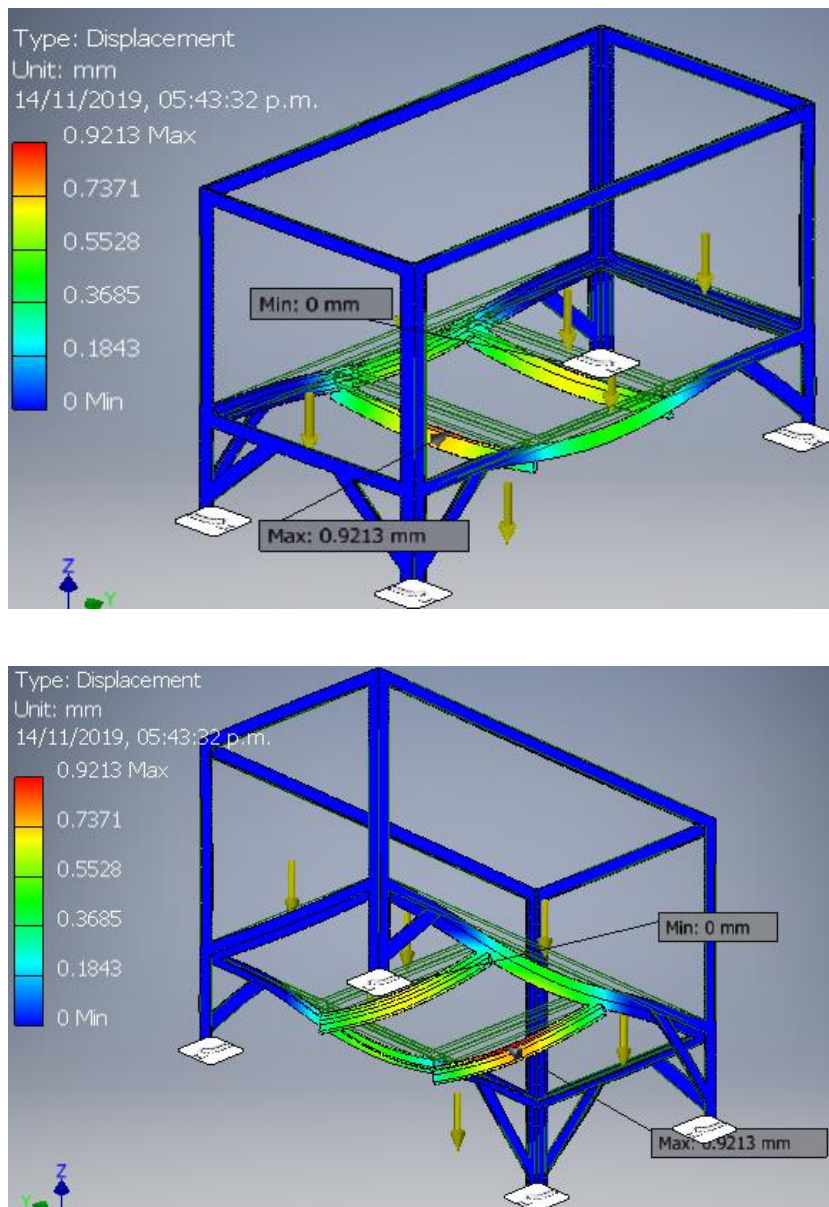
**FIGURA 32 Simulación de la 3° Tensión principal<sup>58</sup>**

<sup>58</sup> Fuente Autodesk Inventor 2018, elaborado por el autor



#### 5.4.3.6. Desplazamiento.

Se muestra en la parte izquierda de la figura la escala de colores la cual presenta un rango de 0 a 0.9213 mm. Se puede observar que el mayor desplazamiento sucede en la parte media de la base de la Estructura Soporte donde soporta la mayor presión, siendo el punto más afectados de la estructura.



**FIGURA 33 Simulación del desplazamiento<sup>59</sup>**

<sup>59</sup> Fuente Autodesk Inventor 2018, elaborado por el autor

#### 5.4.3.7. Factor de seguridad.

El factor de seguridad se muestra en la figura, donde la escala de colores tiene un rango en el cual el mínimo es 0, en color rojo y el máximo es de 15ul en color azul fuerte. Se observa que en las zonas de color cian y verde se tiene un factor de seguridad menor que el resto del soporte.

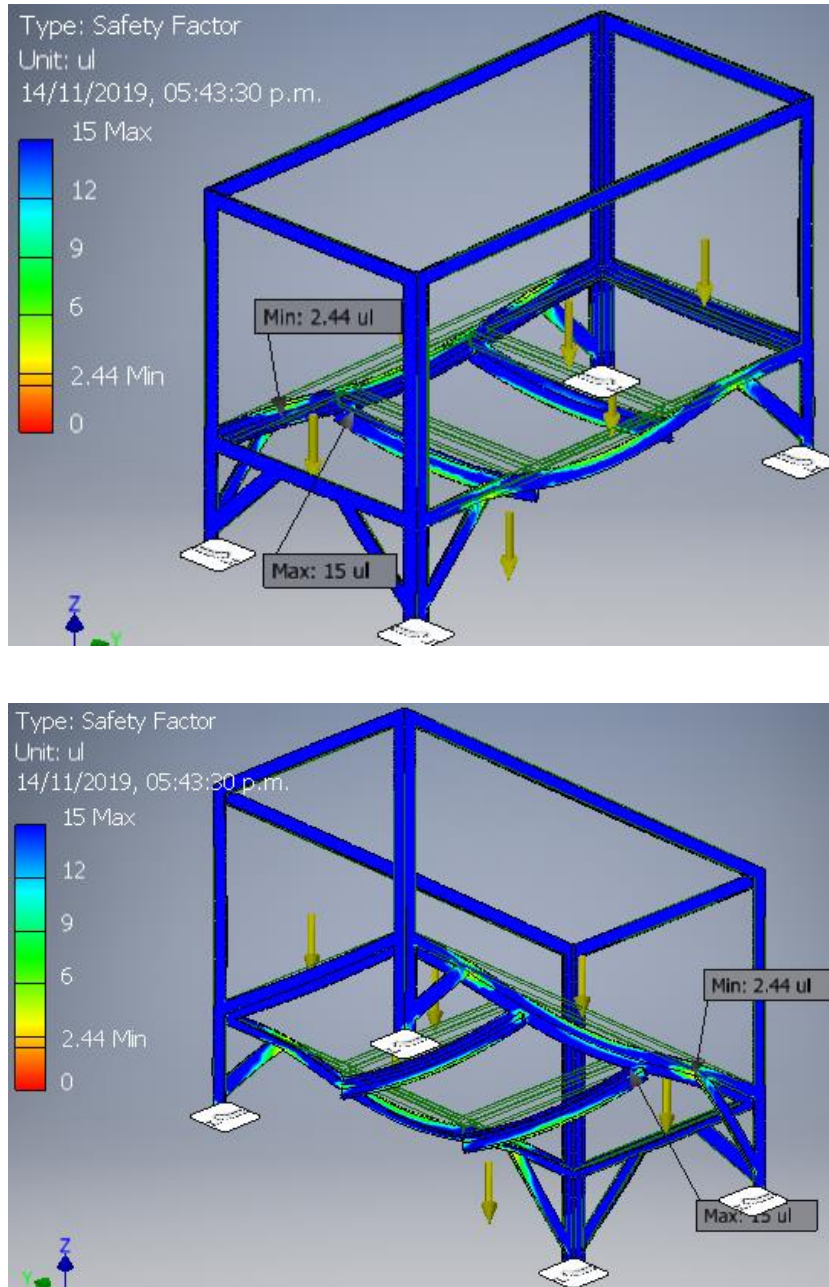


FIGURA 34 Simulación del factor de seguridad<sup>60</sup>

<sup>60</sup> Fuente Autodesk Inventor 2018, elaborado por el autor

## 5.5. Planos

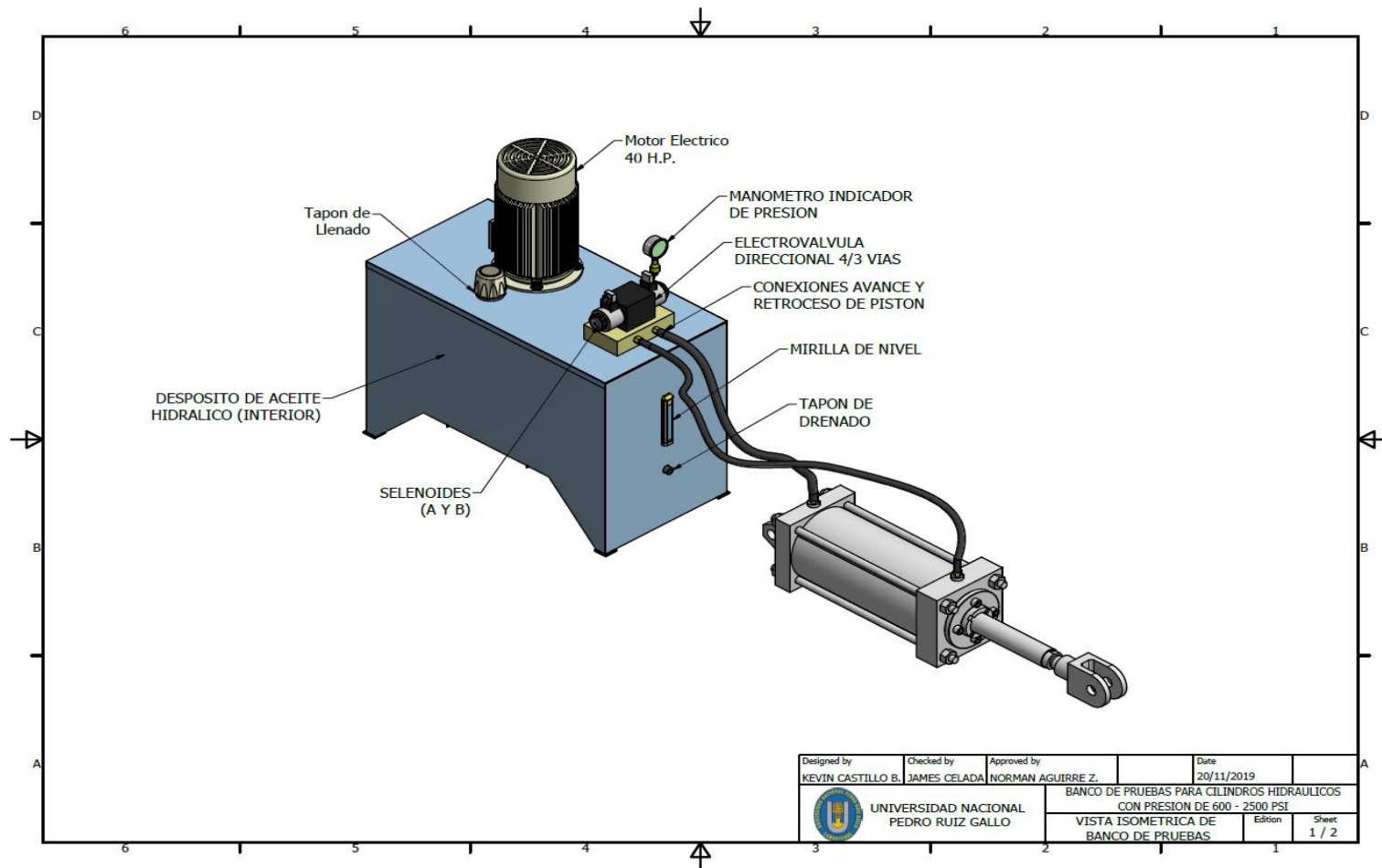


FIGURA 35 Componentes del banco de pruebas en vista isométrica<sup>61</sup>

<sup>61</sup> Fuente Autodesk Inventor 2018, elaborado por el autor

## 5.6. Evaluación Técnica – Económica.

Tabla 24 Lista de Materiales del Banco de Pruebas, con sus respectivas cantidades y costos<sup>62</sup>

<b>Sistema Hidráulico</b>			
Descripción	Cant.	Precio Unit. (S/.)	Monto (S/.)
Motor Electrico	1	7859.04	7859.04
Bomba Hiraulica	1	1200.00	1200.00
Tuberias 1 1/4"	1	40.00	40.00
Codos	6	2.50	15.00
Tes	4	2.80	11.20
Uniones y bushings	5	4.50	22.50
Valvula distribidora	1	1480.00	1480.00
Valvula limitadora de presion	1	1380.00	1380.00
Valvula reguladora de presion	1	1610.00	1610.00
Valvula reguladora de caudal	1	1020.00	1020.00
Filtros	2	48.00	96.00
Tanque de aceite	1	1685.00	1685.00
Manómetros y caudalímetros	4	515.00	2060.00
<b>Sub total (S/.)</b>			<b>18478.74</b>

<b>Sistema de Estructura y Soportes</b>			
Descripción	Cant.	Precio Unit. (S/.)	Monto (S/.)
Platina	1	32.00	32.00
Plancha de Acero	1	240.00	240.00
Soldadura	1.5	64.00	96.00
Tornilleria	12	2.50	30.00
Mano de obra			380.00
<b>Sub total (S/.)</b>			<b>778.00</b>

<b>Sistema Eléctrico y Electrónico</b>			
Descripción	Cant.	Precio Unit. (S/.)	Monto (S/.)
Armario de control electrico	1	369.00	369.00
Paquete Guardamotor, Contacotor y Rele	1	2537.36	2537.36
Pulsadores	2	54.00	108.00
Luz piloto	4	26.50	106.00
Mano de obra para montaje			260.00
<b>Sub total (S/.)</b>			<b>3380.36</b>

<sup>62</sup> Fuente Propia del Autor



**Tabla 25 Presupuesto Total del Banco de Pruebas<sup>63</sup>**

<b>Presupuesto Total</b>	
<b>Descripcion</b>	<b>Monto (S/.)</b>
Sist. Hidraulico	18478.74
Sist. de Estructura y Soporte	778.00
Sist. Electrico y Electronico	3380.36
Montaje total	370.00
Calibracion y regulacion de sistemas	1200.00
Costo directo	24207.10
Otros 10%	2420.71
Transporte 15%	3631.07
Sub total	25643.11
IGV 18%	4615.76
<b>Total (S/.)</b>	<b>30258.87</b>

#### **5.6.1. Análisis económico de la inversión en el banco de pruebas**

- Asumiremos que en 1 mes se realicen como mínimo 25 pruebas de cilindros.(Anexo 0-)
- Precio por prueba de cilindro = S/.270.00
- Ingresos por mes =  $25 \times 270 = S/.6750.00$
- Pago de personal mensual: S/.1200.00
- Costo de mantenimiento mensual:  $25 \times 75.00 = S/.1875.00$
- Costo de funcionamiento:  $25 \times 40 \times 0.745 \times 0.35 = S/. 260.80$
- Costo de depreciación mensual de máquina:  $0.10 \times 30260.00 /12 = S/. 252.20$
- Ganancia total neta mensual:  $6750 - (1200+1875+260.80+252.20) = S/. 3162.00$
- Ganancia total anual:  $3162.00 \times 12 = S/. 37944$

---

<sup>63</sup> Fuente Propia del Autor

- Presupuesto total del banco de pruebas: S/. 30260.00

### 5.6.2. Análisis del VAN.

Consideremos una tasa de interés del 16% anual del sistema financiero actual (promedio):

$$VAN = -30260.00 + \frac{37944.00}{(1 + 0.16)} + \frac{37944.00}{(1 + 0.16)^2}$$

$$VAN = 30648.92$$

Como el  $VAN > 0$ , entonces el proyecto es rentable.

### 5.6.3. Análisis del TIR:

$$TIR = -30260.00 + \frac{37944.00}{(1 + x)} + \frac{37944.00}{(1 + x)^2}$$

$$TIR = 0.91033 \times 100\%$$

$$TIR = 91.03\%$$

Como el  $TIR > 16\%$ , entonces el proyecto es factible.

## **CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.**

### **6.1. Conclusiones**

- a) Se especificaron los componentes del banco de pruebas para cilindros hidráulicos con capacidades de 600-2500 PSI.
- b) Se calcularon los componentes del banco de pruebas para cilindros hidráulicos con capacidades de 600-2500 PSI.
- c) Se seleccionó la instrumentación y elementos normalizados del banco de pruebas.
- d) Se modelaron y simularon en el software Autodesk Inventor 2018 las piezas del banco de pruebas como su estructura que se analizó bajo carga estática mostrando un factor de seguridad de 2.44 con una deformación máxima de 0.92 mm
- e) Se elaboraron los planos de fabricación de la estructura y accesorios no normalizados del banco de pruebas.
- f) Se determinó la factibilidad económica del banco de pruebas mediante una evaluación técnico-económica concluyendo así que el retorno de la inversión es de dos años con un *TIR* de 91.03% y un *VAN* de 30648.92 nuevos soles.
- g) Se elaboró un manual de mantenimiento para el banco de pruebas, el cual se basa en la programación del mantenimiento rutinario que va a ser dado por el operario.

### **6.2. Recomendaciones.**

- a) Instalar un torquímetro para medir la resistencia al freno en el eje de la bomba y tener una eficiencia mecánica o rendimiento mecánico.
- b) Crear un calendario de mantenimiento preventivo para el banco de pruebas.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1) DEL POZO POLIDORO, ENRIQUE. Manual de Instrucciones del Banco Hidráulico. MC2 Ingeniería y Sistemas S.L.
- 2) EATON VICKERS (2002). Overhaul Manual for Vickers V200 Series Pump.
- 3) GIL RODRÍGUEZ, ALVARO (2015). Diseño de experimento en banco hidráulico para prácticas de laboratorio. Universidad de Sevilla. Disponible en internet: [http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/90316/fichero/TFG\\_GIL\\_RODRIGUEZ\\_ALVARO.pdf](http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/90316/fichero/TFG_GIL_RODRIGUEZ_ALVARO.pdf)
- 4) HARVEY, C.A. Control Automático Industrial: Neumática e Hidráulica. Disponible en Internet: <http://www.sapiensman.com/neumatica/mapadelsitio.htm>
- 5) HIMELCO. Central hidráulica con motor de 3 HP de potencia en 380 volt. Disponible en Internet: <https://himelco.cl/centrales-compactas/central-ndeg5-motor-3hp-380v-bomba-17-4-lpm/>
- 6) MAKE IT EXTREME. Making Hydraulic Unit. Disponible en Internet: <http://www.makeitextreme.com/en/newsroom/entry/VIDEOS/hydraulicpack>
- 7) MATAIX, CLAUDIO. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas. Segunda Edición, Editorial Alfa omega. Capítulo 22.

- 8) MOTT, ROBERT (2006). Diseño de Elementos de Máquinas, Cuarta 4ta Edición. México D.F. McGraw-Hill/Interamericana.
- 9) MOTT, ROBERT (2006). Mecánica de fluidos. Sexta 6<sup>ta</sup> Edición. México D.F. McGrawHill/Interamericana.
- 10) ORTIZ, FLOREZ RAMIRO. Pequeñas centrales hidroeléctricas. Mc GRAWHILL.
- 11) ROEMHELD HILMA STARK. Cosas interesantes a conocer sobre cilindros hidráulicos.
- 12) SEMANA DE LA CIENCIA Y LA TECNOLOGÍA.  
[www.zientzia.net/tekoskopioa/2006/itsas\\_energia\\_g.asp](http://www.zientzia.net/tekoskopioa/2006/itsas_energia_g.asp)
- 13) SERRANO NICOLÁS, ANTONIO (2002). Oleohidráulica. Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica de Zaragoza.
- 14) STREETER, VÍCTOR L (1972). Mecánica de los Fluidos, 4<sup>o</sup> Edición. Naucalpán de Juárez, México: McGraw-Hill Editions.
- 15) UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN. SISTEMAS HIDRÁULICOS. Disponible en Internet:  
[http://cdigital.dgb.uanl.mx/te/1080111923/1080111923\\_04.pdf](http://cdigital.dgb.uanl.mx/te/1080111923/1080111923_04.pdf)

16) UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA. Construcción de un banco de pruebas para una turbina hidráulica 2 nz

# **ANEXOS**

## Anexo 01. Bomba

### Single Pump Operating Specifications

Model Series	Delivery USgpm @ 1200 rpm 7 bar (100 psi)	Displ. cm <sup>3</sup> /r (in <sup>3</sup> /r)	Max. r/min	Max. bar (psi)	Typical del.. L/min (USgpm) @ max. speed & pressure	Typical input kW (hp) @ max. speed & pressure	Wt. kg (lb.)
V10 V10(N)F V10P	1	3,3 (.20)	4800	172 (2500)	13,6 (3.6)	5,2 (7)	4,5 - 6,8 (10 - 15)
	2	6,6 (.40)	4500	172 (2500)	27,7 (7.3)	10,1 (13.6)	
	3	9,8 (.60)	4000	172 (2500)	35,6 (9.4)	13,3 (17.8)	
	4	13,1 (.80)	3400	172 (2500)	41,3 (10.9)	15,2 (20.4)	
	5	16,4 (1.00)	3200	172 (2500)	48,5 (12.8)	17 (22.8)	
	6	19,5 (1.19)	3000	152 (2200)	55,3 (14.6)	18,3 (24.5)	
	7	22,8 (1.39)	2800	138 (2000)	60,6 (16)	17,9 (24)	
V20 V20F V20NF V20P	6	19,5 (1.19)	3400	172 (2500)	61,0 (16.1)	21,6 (29)	7,3 - 8,2 (16 - 18)
	7	22,8 (1.39)	3000	172 (2500)	63,3 (16.7)	22 (29.5)	
	8	26,6 (1.62)	2800	172 (2500)	67,1 (17.7)	24,2 (32.5)	
	9	29,7 (1.81)	2800	172 (2500)	75,0 (19.8)	26,5 (35.5)	
	10	31,5 (1.93)	2500	172 (2500)	81,0 (21.4)	27,3 (36.6)	
	11	36,4 (2.22)	2500	172 (2500)	86,8 (22.9)	28 (37.5)	
	12	39,0 (2.38)	2400	152 (2200)	87,2 (23)	26,8 (36)	
	13	42,5 (2.59)	2400	152 (2200)	98,1 (25.9)	29,1 (39)	

Note: Applicable equations and start-up procedures at end of document.

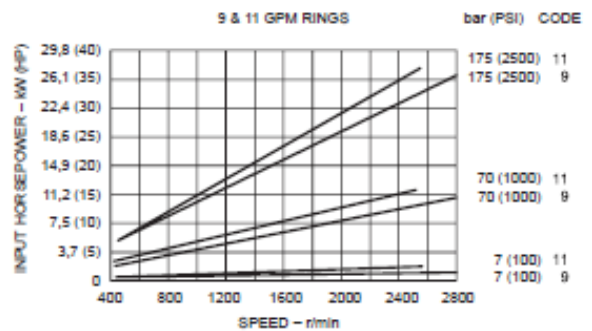
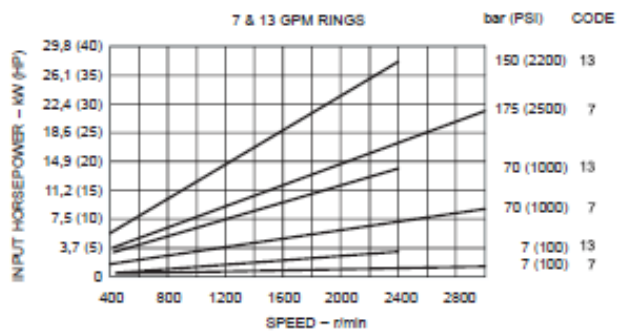
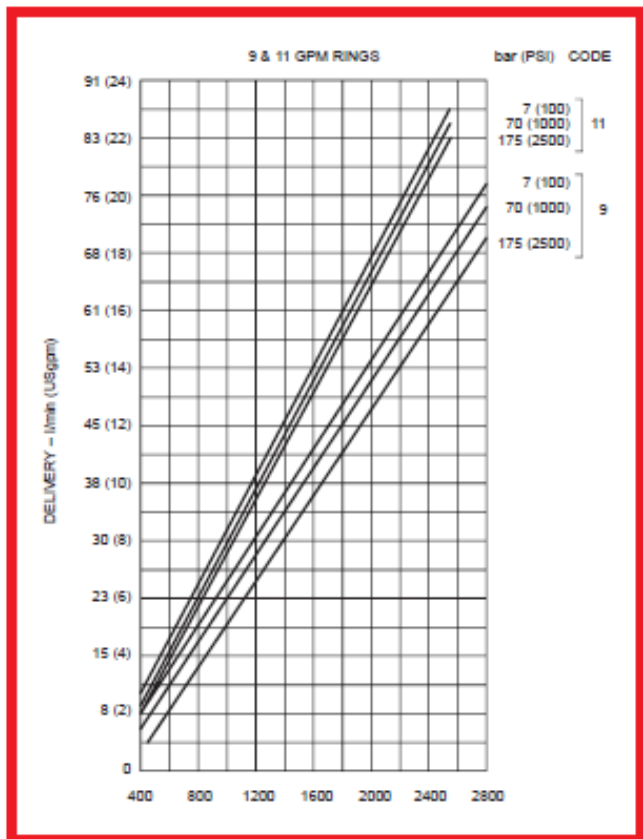
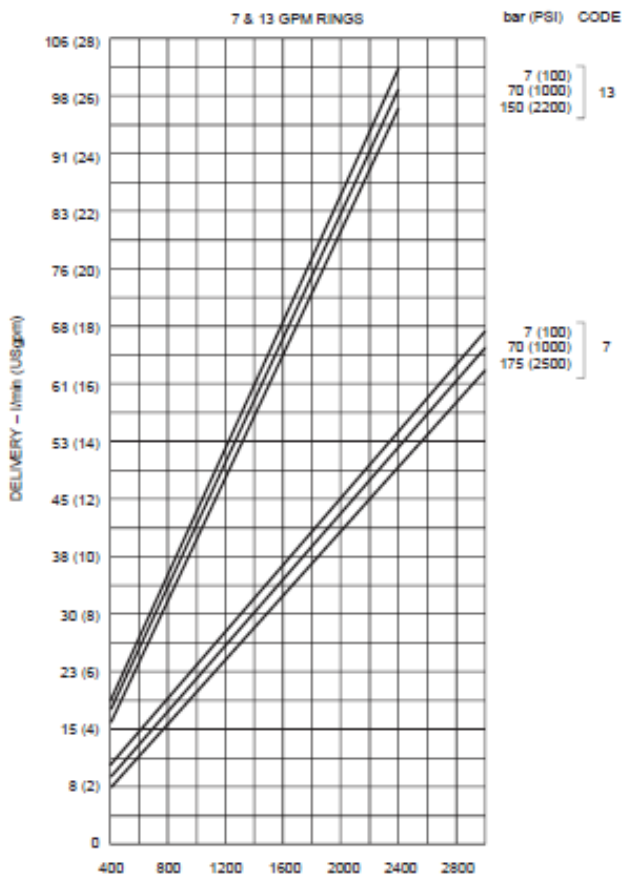


# Typical Performance

## V20 Single Pumps

Performance Constants:

Oil temp. 49°C (120°F), viscosity  
 32 cSt (150 SSU) @ 38°C (100°F),  
 inlet pressure zero



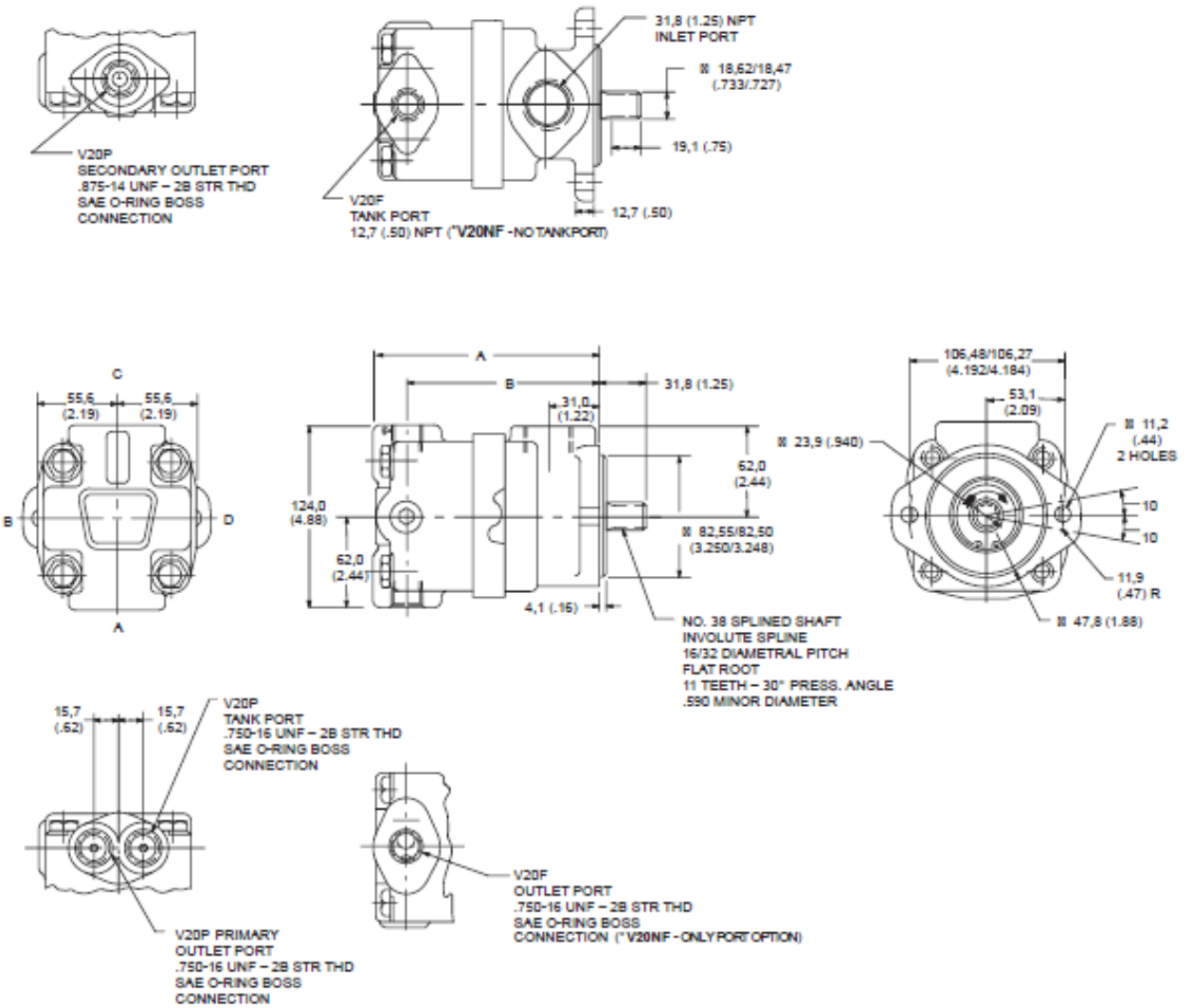
## Installation Dimensions

### V20F, V20NF, & V20P Series

Dimensions in millimeters (inches).

Additional shaft options shown on page 7.



Delivery @ 1200 rpm & 100 psi	Dimensions	
	A	B
6 USgpm	149,6 (5.89)	125,7 (4.95)
7 USgpm	156,0 (6.14)	132,1 (5.20)
8 USgpm	156,0 (6.14)	132,1 (5.20)
9 USgpm	156,0 (6.14)	132,1 (5.20)
10 USgpm	161,0 (6.34)	138,0 (5.20)
11 USgpm	161,0 (6.34)	136,9 (5.39)
12 USgpm	161,0 (6.34)	138,0 (5.20)
13 USgpm	164,3 (6.47)	140,5 (5.53)



## Anexo 02. Motor.

### SIMOTICS trifásicos IE1 (Eficiencia Estandar) 2 polos, 60Hz IP55

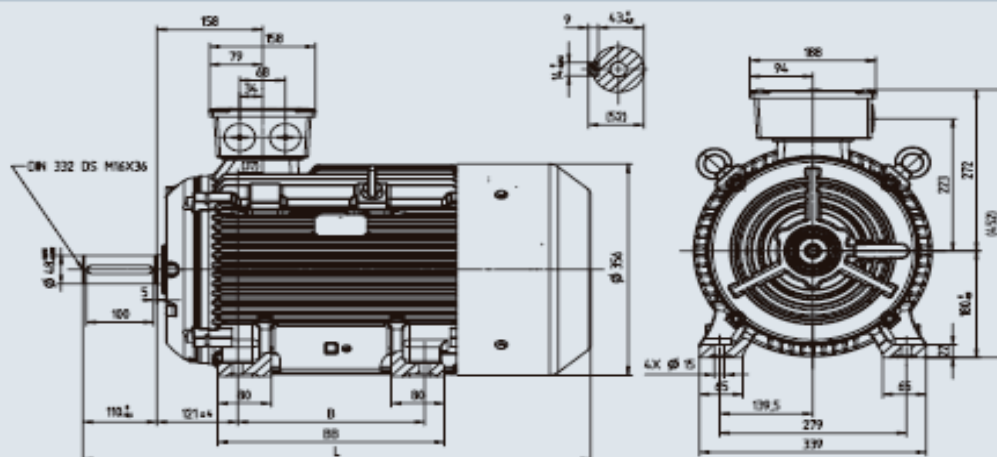
Motores y Ventiladores

No. de Depósito	Descripción								Precio Lista Unid. US \$
									
	<p>¡Su motor es muy valioso!</p> <p>Protégalo únicamente con productos Siemens:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>✓ SIRBUS</li> <li>✓ SINAMICS</li> </ul>								
	Tipo	Tamaño Constructivo	HP	Potencia kW	F.Servicio FS	Corriente (A)			
						220 V	380 V	440 V	
	<b>VELOCIDAD 3.600 rpm (2 polos)</b>								
100347434	1LE0142-0DA26-4AA4-Z	80 M	1.0	0.75	1.15	3.15	1.82	1.57	170,00
100350202	1LE0142-0DA36-4AA4-Z	80 M	1.5	1.12	1.15	4.45	2.60	2.25	192,00
100350203	1LE0142-0DA86-4AA4-Z	80 M	2.0	1.50	1.15	5.60	3.25	2.80	222,00
100350204	1LE0142-0EA46-4AA4-Z	90 L	3.0	2.20	1.15	8.30	4.80	4.15	280,00
100350205	1LE0142-0EA86-4AA4-Z	90 L	4.0	3.00	1.15	10.60	6.20	5.30	325,00
100350206	1LE0142-1AA86-4AA4-Z	100 L	5.0	3.73	1.15	13.30	7.70	6.70	391,00
100350207	1LE0142-1BA86-4AA4-Z	112 M	7.5	5.60	1.15	19.40	11.20	9.70	519,00
100350208	1LE0142-1CA16-4AA4-Z	132 S	10.0	7.5	1.15	25.50	14.70	12.70	665,00
100350209	1LE0142-1CA86-4AA4-Z	132 S	15.0	11.2	1.15	38.00	22.00	19.10	897,00
100350210	1LE0142-1DA36-4AA4-Z	160 M	20.0	14.9	1.15	52.00	30.00	26.00	1.242,00
100350211	1LE0142-1DA46-4AA4-Z	160 L	25.0	18.7	1.15	64.00	37.00	32.00	1.380,00
100350212	1LE0142-1DA86-4AA4-Z	160 L	30.0	22.4	1.15	75.00	43.00	37.00	1.620,00
100350213	1LE0142-1EA86-4AA4-Z	180 M	40.0	29.8	1.15	98.00	56.00	49.00	2.323,00
100350214	1LE0142-2AA36-4AA4-Z	200 L	50.0	37.3	1.15	122.00	70.00	61.00	2.990,00
100350215	1LE0142-2AA86-4AA4-Z	200 L	60.0	44.5	1.15	144.00	83.00	72.00	3.714,00
100350216	1LE0142-2BA86-4AA4-Z	225 M	75.0	55.5	1.15	179.00	103.00	89.00	4.289,00
100350217	1LE0142-2CA86-4AA4-Z	250 M	100	75.0	1.15	235.00	137.00	118.00	5.864,00
100350218	1LE0142-2DA23-3AA4-Z	280 M	125	93.0	1.15	-	-	149.00	7.589,00
100350219	1LE0142-2DA83-3AA4-Z	280 M	150	110	1.15	-	-	175.00	8.866,00
100350220	1LE0142-3AA23-3AA4-Z	315 M	200	150	1.15	-	-	225.00	10.579,00
100350221	1LE0142-3AA63-3AA4-Z	315 L	250	186	1.15	-	-	285.00	15.293,00
100354381	1LE0142-3AA73-3AA4-Z	315 L	300	224	1.15	-	-	340.00	16.098,00
									
	<p><b>Mayor Información:</b>            Configurador de motores: <a href="http://www.siemens.com/sd-configurator">www.siemens.com/sd-configurator</a>            Catálogo: <a href="http://www.siemens.com/motors">www.siemens.com/motors</a></p> <p><b>Notas:</b>            Dimensiones de los motores ver páginas 2/15 hasta 2/30</p>								
	<p>Visite nuestro video de la fábrica de motores en: <a href="#">You Tube</a></p>								

## SIMOTICS trifásicos IE1 (Eficiencia Estandar) 2 ,4,6 polos, IMB3 / IMB35 Dimensiones (mm)

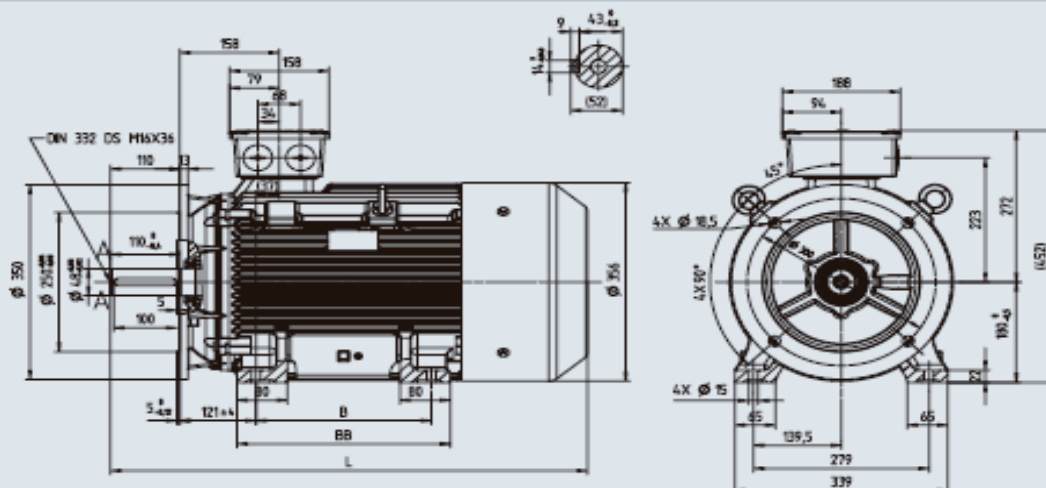
### Descripción

#### Tamaños constructivos 180 IMB3



Type	Power (P <sub>N</sub> )	Poles	B	BB	L
1LE1N2-EB8	40	2	241	301	718
1LE1N2-EB4	30	4	279	339	718
1LE1N2-EB8	40				758
1LE1N2-EB0	25	6			758

#### Tamaños constructivos 180 IMB35



Type	Power (P <sub>N</sub> )	Poles	B	BB	L
1LE1N2-EB8	40	2	241	301	718
1LE1N2-EB4	30	4	279	339	718
1LE1N2-EB8	40				758
1LE1N2-EB0	25	6			758

## Anexo 03. Variador de Velocidad.

### Hoja de características del producto

Características

### ATV212HD30M3X

Variador velocidad ATV212-30 kW-40 hp-240V-trifásico-sin CEM-IP21



#### Principal

Gama de producto	Altivar 212
Tipo de producto o componente	Variador de velocidad
Nombre corto del dispositivo	ATV212
Destino del producto	Motores asíncronos
Aplicación específica de producto	Bombas y ventiladores en HVAC
Estilo de conjunto	Con disipación de calor
Número de fases de la red	3 fases
Potencia del motor en kW	30 kW
Potencia del motor en HP	40 hp
[Us] tensión de alimentación asignada	200...240 V - 15...10 %
Límites tensión alimentación	170...264 V
Frecuencia de alimentación	50...60 Hz - 5...5 %
Frecuencia de red	47,5...63 Hz
Filtro CEM	Sin filtro CEM
Corriente de línea	113,3 A en 200 V 89,5 A en 240 V

#### Complementario

Potencia aparente	44,6 kVA en 240 V
Corriente de cortocircuito de la red	22 kA
Corriente de salida en continuo	117 A en 230 V
Máxima corriente transitoria	128,7 A para 60 s
Rango de frecuencias de salida	0,5...200 Hz
Frecuencia de conmutación nominal	8 kHz
Frecuencia de conmutación	6...16 kHz regulable 8...16 kHz con
Rango de velocidades	1...10
Precisión de velocidad	+/-10% de deslizamiento nomin 0,2 Tn a Tn

15-ago-2019

LOWVOLT | Schneider  
ELECTRIC

1

Aviso Legal: Esta documentación no pretende sustituir ni debe utilizarse para determinar la adecuación o la fiabilidad de estos productos para aplicaciones específicas de los usuarios



Rampas de aceleración y deceleración	Automático basado en la carga Línea  ajustable por separado de 0,01 a 3200 s
Frenado hasta parada	Mediante inyección de CC
Tipo de protección	Protección contra sobrecalentamiento, estado 1 variador de velocidad Fase de energía térmica, estado 1 variador de velocidad Cortocircuito entre fases del motor, estado 1 variador de velocidad Interrup fase entrada, estado 1 variador de velocidad Sobreintensidad entre fases de salida y tierra, estado 1 variador de velocidad Sobretensiones en bus CC, estado 1 variador de velocidad Interrup en circuito control, estado 1 variador de velocidad Contra superación velocidad límite, estado 1 variador de velocidad Sobretensión y tensión baja de suministro de línea, estado 1 variador de velocidad Subtensión de la línea de alimentación, estado 1 variador de velocidad Contra pérdida fase de entrada, estado 1 variador de velocidad Protección térmica, estado 1 motor Interrup fase motor, estado 1 motor Con sondas PTC, estado 1 motor
Fuerza dieléctrica	2830 V DC entre tierra y terminales de potencia 4230 V DC entre control y terminales de potencia
Resistencia de aislamiento	>= 1 MOhm 500 V CC para 1 minuto
Resolución de frecuencia	Unidad visualización, estado 1 0,1 Hz Entrada analóg., estado 1 0,024/50 Hz
Protocolo del puerto de comunicación	METASYS N2 APOGEE FLN BACnet LonWorks Modbus
Tipo de conector	1 RJ45 1 abierto
Interface física	RS 485 de dos hilos
Trama de transmisión	RTU
Velocidad de transmisión	9600 bps o 19200 bps
Formato de los datos	8 bits, 1 parada, par impar o paridad no configurable
Tipo de polarización	Sin impedancia
Número de direcciones	1...247
Servicio de comunicación	Registadores de lectura múltiples (16), 2 palabras máximas Inhibición visualización Ajuste de tiempo de espera de 0,1 a 100 s Registros mantenidos de lectura (03), 2 palabras máximas Identificación de dispositivo de lectura (43) Regis, únic, escr, (06)
Tarjeta opcional	Tarjeta de comunicación para LonWorks
Posición de funcionamiento	Vertical +/- 10 grados
Anchura	320 mm
Altura	630 mm
Profundidad	290 mm
Peso del producto	38,65 kg
Disipación de potencia en W	1085 W
Caudal de aire	371 m3/h
Aplicación específica	HVAC
Grado de protección IP	IP21
Motor power range AC-3	30...50 kW en 200...240 V 3 fases
Tipo de arranque motor	Variación de velocidad

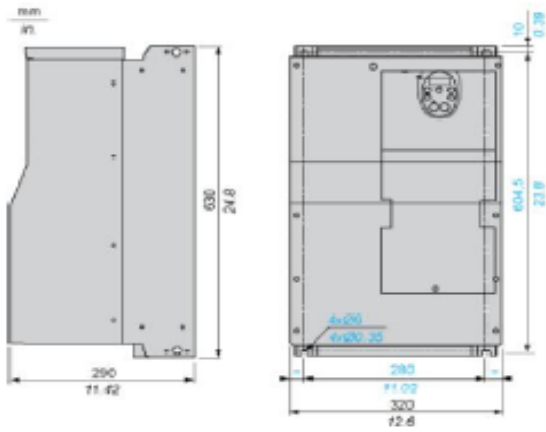
## Entorno

Compatibilidad electromagnética	Prueba de inmunidad ante descarga electrostática nivel_3 acorde a IEC 61000-4-2 Prueba de inmunidad de la radiofrecuencia radiada del campo electromagnético nivel_3 acorde a IEC 61000-4-3 Prueba de inmunidad oscilatoria/ráfagas eléctrica nivel_4 acorde a IEC 61000-4-4 Prueba de inmunidad de pico de tensión 1,2/50 µs - 8/20 µs nivel_3 acorde a IEC 61000-4-5 Prueba de inmunidad de radio frecuencia conducida nivel_3 acorde a IEC 61000-4-6 Prueba de inmunidad de huecos y caídas de tensión acorde a IEC 61000-4-11
---------------------------------	--

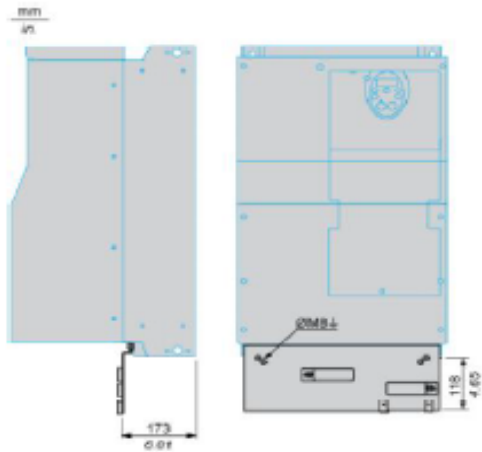
# Hoja de características del producto **ATV212HD30M3X**

## Dimensions Drawings

### Dimensions



EMC mounting plate (supplied with drive)

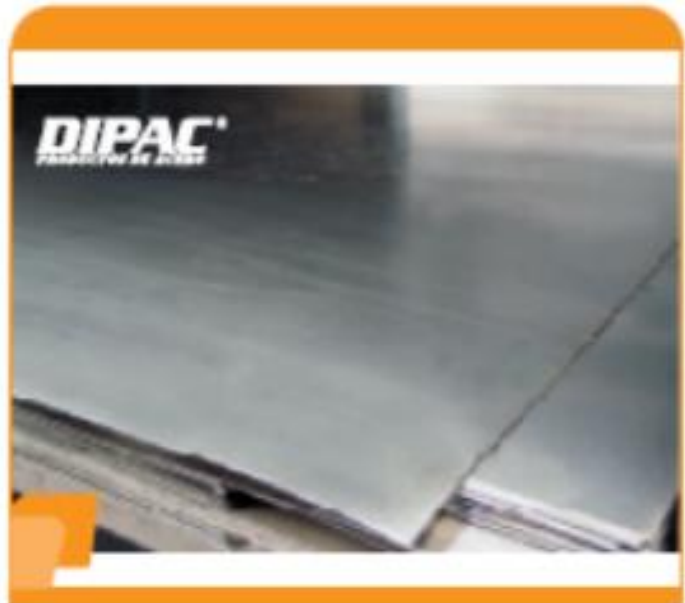


## Anexo 04. Planchas ASTM – A36.

### PLANCHAS LAMINADAS AL FRIO

#### Especificaciones Generales

<b>Norma</b>	ASTM A366 JIS 3141 SPCC SAE 1008 SAE 1010
<b>Espesores</b>	0,40 a 1,90
<b>Rollos</b>	X 1219
<b>Planchas</b>	4 X 8 y medidas especiales



CALIDAD	DESIGNACION	CARBON	MANGANESO	FOSFORO	AZUFRE	ALUMINIO
Calidad Comercial	CS TIPO A	0,10	0,6	0,03	0,035	
	CS TIPO B	0,02 a 0,15	0,6	0,03	0,035	
	CS TIPO C	0,08	0,6	0,10	0,035	
Embutido leve	FS TIPO A	0,10	0,5	0,02	0,035	
	FS TIPO B	0,02 to 0,10	0,5	0,02	0,030	
Embutido profundo	DDS	0,06	0,5	0,02	0,025	0,01
	EDDS	0,02	0,4	0,02	0,020	0,01
Estructural SS Grd	30 (230)	0,20		0,040	0,040	
	37 (255)	0,20		0,10	0,040	
	40(275)	0,25		0,10	0,040	
	50(340)	0,40		0,20	0,040	
	50(340)	0,50		0,040	0,040	
	80 (550)	0,20		0,040	0,040	



## Anexo 05. Tuberías.

### Tubo ASTM A53



DESIGNACIONES Y PESOS NOMINALES en kg/m			
DESIGNACIÓN	DIÁMETRO EXTERIOR (mm)	ESPESOR SCH-40 (mm)	PESO SCH-40 (kg/m)
1/8"	10,3	1,73	0,370
1/4"	13,7	2,24	0,630
3/8"	17,1	2,31	0,840
1/2"	21,3	2,77	1,270
3/4"	26,7	2,87	1,690
1"	33,4	3,38	2,500
1 1/4"	42,2	3,56	3,390
1 1/2"	48,3	3,68	4,050
2"	60,3	3,91	5,440
2 1/2"	73,0	5,16	8,630
3"	88,9	5,49	11,290
3 1/2"	101,6	5,74	13,570
4"	114,3	6,02	16,070
5"	141,3	6,55	21,770
6"	168,3	7,11	28,260

#### NORMA TÉCNICA DE FABRICACIÓN:

Según Norma ASTM A53

Grado A: Schedule 40

#### DESCRIPCIÓN:

Tubos para alta presión (SCH 40) fabricados con acero al carbono de calidad estructural, utilizando el sistema de soldadura por resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia [longitudinal] (ERW).

#### USOS:

Conducción para alta presión de agua, gas, vapor, petróleo, aire presurizado y fluidos no corrosivos.

#### PRESENTACIÓN:

Longitud	: 6,40 m (21') Otras longitudes*
Acabado de extremos	: Refrentado (plano), limpios de rebordes. Biselado * Roscado (según norma ANSI B1.20,1) Ranura tipo Victaulic *
Recubrimiento	: Negro Galvanizado (según norma ASTM A53) Pintado * Aceritado * Desengrasado *

#### PROPIEDADES MECÁNICAS:

Grado A:  
Resistencia a la Tracción mín. = 330 Mpa  
Límite de Fluencia mín. = 205 Mpa

Grado B:  
Resistencia a la Tracción mín. = 415 Mpa  
Límite de Fluencia (mín) = 240 Mpa

#### TOLERANCIAS DIMENSIONALES:

Espesor mínimo : -12,5 % del valor nominal  
Peso : + / - 10 % del valor nominal  
Diámetro : 1/8" hasta 1 1/2": + / - 1/64"  
2" hasta 6": + / - 1% del valor nominal.

\* Fabricación bajo pedido

TABLA F.1 Cédula 40.

Tamaño nom. de tubería (pulg)	Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior			Flujo de área	
	(pulg)	(mm)	(pulg)	(mm)	(pulg)	(pies)	(mm)	(pies <sup>2</sup> )	(m <sup>2</sup> )
¼	0.405	10.3	0.068	1.73	0.269	0.0224	6.8	0.000 394	3.660 × 10 <sup>-5</sup>
¼	0.540	13.7	0.088	2.24	0.364	0.0303	9.2	0.000 723	6.717 × 10 <sup>-5</sup>
¾	0.675	17.1	0.091	2.31	0.493	0.0411	12.5	0.001 33	1.236 × 10 <sup>-4</sup>
½	0.840	21.3	0.109	2.77	0.622	0.0518	15.8	0.002 11	1.960 × 10 <sup>-4</sup>
¾	1.050	26.7	0.113	2.87	0.824	0.0687	20.9	0.003 70	3.437 × 10 <sup>-4</sup>
1	1.315	33.4	0.133	3.38	1.049	0.0874	26.6	0.006 00	5.574 × 10 <sup>-4</sup>
1¼	1.660	42.2	0.140	3.56	1.380	0.1150	35.1	0.010 39	9.653 × 10 <sup>-4</sup>
1½	1.900	48.3	0.145	3.68	1.610	0.1342	40.9	0.014 14	1.314 × 10 <sup>-3</sup>
2	2.375	60.3	0.154	3.91	2.067	0.1723	52.5	0.023 33	2.168 × 10 <sup>-3</sup>
2½	2.875	73.0	0.203	5.16	2.469	0.2058	62.7	0.033 26	3.090 × 10 <sup>-3</sup>
3	3.500	88.9	0.216	5.49	3.068	0.2557	77.9	0.051 32	4.768 × 10 <sup>-3</sup>
3½	4.000	101.6	0.226	5.74	3.548	0.2957	90.1	0.068 68	6.381 × 10 <sup>-3</sup>
4	4.500	114.3	0.237	6.02	4.026	0.3355	102.3	0.088 40	8.213 × 10 <sup>-3</sup>
5	5.563	141.3	0.258	6.55	5.047	0.4206	128.2	0.139 0	1.291 × 10 <sup>-2</sup>
6	6.625	168.3	0.280	7.11	6.065	0.5054	154.1	0.200 6	1.864 × 10 <sup>-2</sup>
8	8.625	219.1	0.322	8.18	7.981	0.6651	202.7	0.347 2	3.226 × 10 <sup>-2</sup>
10	10.750	273.1	0.365	9.27	10.020	0.8350	254.5	0.547 9	5.090 × 10 <sup>-2</sup>
12	12.750	323.9	0.406	10.31	11.938	0.9948	303.2	0.777 1	7.219 × 10 <sup>-2</sup>
14	14.000	355.6	0.437	11.10	13.126	1.094	333.4	0.939 6	8.729 × 10 <sup>-2</sup>
16	16.000	406.4	0.500	12.70	15.000	1.250	381.0	1.227	0.1140
18	18.000	457.2	0.562	14.27	16.876	1.406	428.7	1.553	0.1443
20	20.000	508.0	0.593	15.06	18.814	1.568	477.9	1.931	0.1794
24	24.000	609.6	0.687	17.45	22.626	1.886	574.7	2.792	0.2594

## Anexo 06. Manómetro.



### BLUE RIBBON CORP.

2776 Long Road, Grand Island, NY 14072 USA  
Tel. (716) 773-9300 • Fax (716) 773-5019  
brsales@blueribboncorp.com • www.blueribboncorp.com



### BOTTOM CONNECTED LIQUID FILLED GAUGES MODEL BR201L

Our "200" series gauge line is a high quality line of liquid filled gauges. The glycerine filling helps dampen the effects of vibration, which will extend the life of the gauge.

This gauge is typically used on hydraulic and pneumatic systems as well as any commercial or industrial application not corrosive to brass and bronze wetted parts where glycerine filling is suitable for use.

#### SPECIFICATIONS:

- Available Dial Sizes: 1½", 2", 2½", 4"
- Available Connection Sizes:  
1/8"(M) NPT on 1½" and 2"  
1/4"(M) NPT on 2", 2½" and 4"  
1/2"(M) NPT on 4"
- Stainless Steel Case and Bezel
- Brass Internals and Connection
- Phosphor Bronze Bourdon Tube
- Liquid Filled (Dry available)
- Accuracy: 1½" and 2" Dial=2%  
2½" Dial=1.6%  
4" Dial=1%
- Dual Scale: PSI & BAR (x100=kPa)
- Single Scale (PSI) Available
- Ambient Temperature: Filled: 30°F to 160°F  
Dry: -30°F to 180°F



RANGE	CODE	MAJOR INC.	MINOR INC.
38/0 VAC	A	5	0.5
38/0 15	CB	5	0.5
38/0 30	CC	10	1
38/0 60	CD	10	1
30/0 100	CE	20	2
30/0 150	CF	20	2
30/0 300	CH	50	10
0/15	B	2	0.2
0/30	C	5	0.5
0/60	D	10	1
0/100	E	20	2
0/160	F	20	2
0/200	G	40	4
0/300	H	50	5
0/400	I	50	5
0/500	J	100	10
0/600	K	100	10
0/800	L	100	10
0/1000	M	200	20
0/1500	N	200	20
0/2000	O	200	20
0/3000	P	500	50
0/4000	Q	500	50
0/5000	R	1000	100
0/6000	S	2000	200
0/10,000	U	2000	200
0/15,000	V	2000	200

		A	B	C	D	E
1½" DIAL	In.	1.88"	1.06"	.89"	2.77"	1/8" (M/NPT)
	MM	48	27	23	58	
2" DIAL	In.	2.24"	1.27"	.71"	2.80"	1/8" or 3/16" (M/NPT)
	MM	57	32	23	71	
2½" DIAL	In.	2.50"	1.25"	1.07"	3.50"	1/4" (M/NPT)
	MM	71	33	27	60	
4" DIAL	In.	4.32"	1.63"	1.25"	5.57"	1/4" or 1/2" (M/NPT)
	MM	110	42	32	141	

Blue Ribbon reserves the right to make product improvements and amendments to the product specifications stated throughout this brochure without prior notification. Please contact the factory on all critical dimensions and specifications for verification.

A3BR-201L.00 Rev B

## Anexo 07. Strainer.



### Difusores - Serie SRV

#### Especificaciones

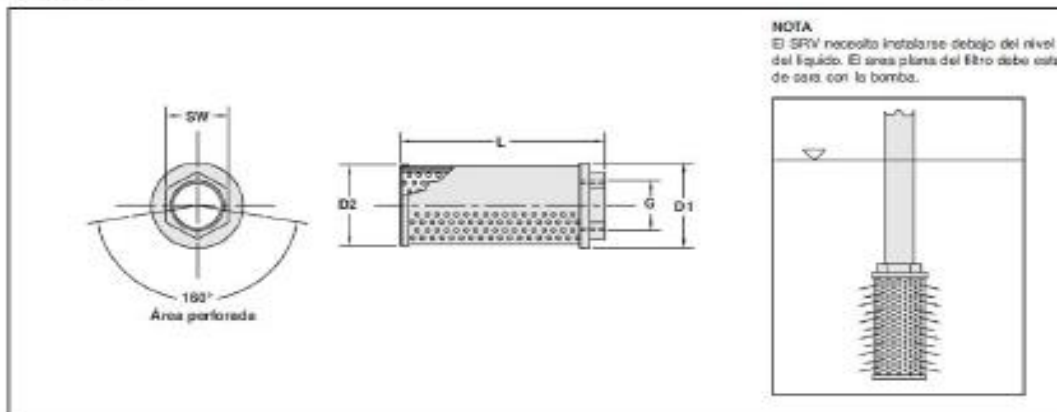
- Diseñados para reducir la aireación del fluido y ruidos en los tanques de aceite
- Tapa en aluminio - Otras partes metálicas zincadas
- Temperatura operacional -25°C hasta 100°C
- Rosca NPT
- Rango de Caudal hasta 250 GPM (950 l/min)
- Presión máxima operacional 300 PSI (20 bar)

#### Opciones

- Disponible en BSP mediante consulta
- Diseños personalizados mediante consulta



#### Dimensiones



#### Código para Pedido

Código	Tamaño Rosca G	Caudal máximo		Longitud L		Diám D1		Diám D2		Rosca S.W.	
		gpm	l/min	mm	plg	mm	plg	mm	plg	mm	plg
SRV-850-N12	1/2" NPT	13	50	109	4.3	64	2.5	60	2.4	36	1.4
SRV-114-N16	1" NPT	30	114	139	5.5	64	2.5	60	2.4	46	1.9
SRV-200-N20	1 1/2" NPT	53	200	139	5.5	60	3.4	62	3.2	60	2.4
SRV-227-N24	1 3/4" NPT	65	227	250	7.3	66	3.4	62	3.2	60	2.4
SRV-454-N32	2" NPT	120	454	260	10.2	66	3.4	62	3.2	70	2.8
SRV-650-N40	2 1/2" NPT	160	650	211	8.3	150	5.7	145	5.7	90	3.5
SRV-950-N48	3" NPT	250	950	272	10.7	150	5.7	145	5.7	100	3.9



Anexo 08. Guía de observación.

<b>HOJA GUÍA DE DIAGNÓSTICO DE CILINDROS HIDRÁULICOS</b>	
<b>CARACTERISTICAS GENERALES DEL CILINDRO HIDRÁULICO</b>	
Marca	
Modelo	
Tipo	
Serie	
Diámetro	
Carrera	
Funcionamiento	
Volumen de fluido	
Fluido	
Presión Nominal	
Presión de Prueba	
Presión máxima admisible	
Presión mínima de trabajo	
Temperatura del fluido	
Velocidad del émbolo	
Amortiguación	
Rosca extremo vástago	
Tolerancia de la rosca	
Tolerancia de longitud de carrera	

<b>EQUIPO DE PRUEBAS</b>	
<b>MOTOR</b>	
Marca	SIEMENS
Modelo	1LE0142 - 1EA86 - 4A4 - Z
Tipo	Trifásico
Potencia	40 HP
Velocidad	3600 RPM
Tensión (a 60Hz)	220 V
<b>BOMBA</b>	
Marca	VICKERS
Modelo	V20 1P11P 1C11
Tipo	Paletas
<b>MANOMETRO</b>	
Marca	BLUE RIBBON
Modelo	BR201L - P
Tipo	Glicerina
Presión Máxima	3000 PSI
Presión Mínima	0 PSI

<b>PRUEBA DELCILINDRO</b>			
Numero de prueba	1	2	3
Velocidad del motor	1800 RPM	2000 RPM	2200 RPM
Caudal	GPM	GPM	GPM
Tiempo de accionamiento			
Temperatura del fluido	°F	°F	°F
Presión Nominal	PSI	PSI	PSI
Presión máxima admisible	PSI	PSI	PSI
Presión mínima de trabajo	PSI	PSI	PSI
Datos obtenidos	PSI	PSI	PSI
<b>OBSERVACIONES:</b>			
<b>Realizado por:</b>		<b>Supervisado por:</b>	



**UNIVERSIDAD NACIONAL**

**“PEDRO RUIZ GALLO”**



**Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica**

**“DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA  
CILINDROS OLEOHIDRAULICOS CON PRESIONES DE  
600 – 2500 PSI EN LA REGION DE LAMBAYEQUE”**

**DATOS DEL ENTREVISTADOR**

**Nombres:** Kevin Gustavo.

**Apellidos:** Castillo Bancallan.

**DATOS DEL ENTREVISTADO**

**Nombres:**

**Apellidos:**

**Cargo:**

**LAMBAYEQUE - 2019**

## CUESTIONARIO.

1. **¿Cuál es la frecuencia de falla más frecuente en su máquina?**

**N° fallas: (anualmente)**

A) 1 – 3

B) 4 – 6

C) Más

2. **¿Cuáles son los sectores que más utilizan maquinaria en Lambayeque?**

A) Agrícola

B) Minería

C) Construcción

3. **¿Cree usted que es correcto el mantenimiento que las empresas y dueños de maquinarias dan a sus equipos oleohidráulicos?**

A) Si

B) No

C) No Sabe

4. **¿Conoce usted si existe en la región un banco de pruebas para cilindros hidráulicos?**

A) Si

B) No

C) No Sabe

5. **¿Cree usted que si existiera un banco de pruebas en la región Lambayeque mejoraría el tipo de mantenimiento dado a los equipos oleohidráulicos?**

A) Si

B) No

C) No Sabe

6. **¿A qué cree usted que se deba la mayor cantidad de fallas en el sistema hidráulico?**

A) Descalibración  
mantenimiento

B) Sobrecarga

C) Malas maniobras

D) Falta de

7. **¿Cree usted que con el desarrollo de este sistema se solucionarán algunos de estos problemas?**

A) Si

B) No

C) No Sabe

8. **¿Cree usted que este proyecto ayudaría al desarrollo tecnológico en la región?**

A) Si

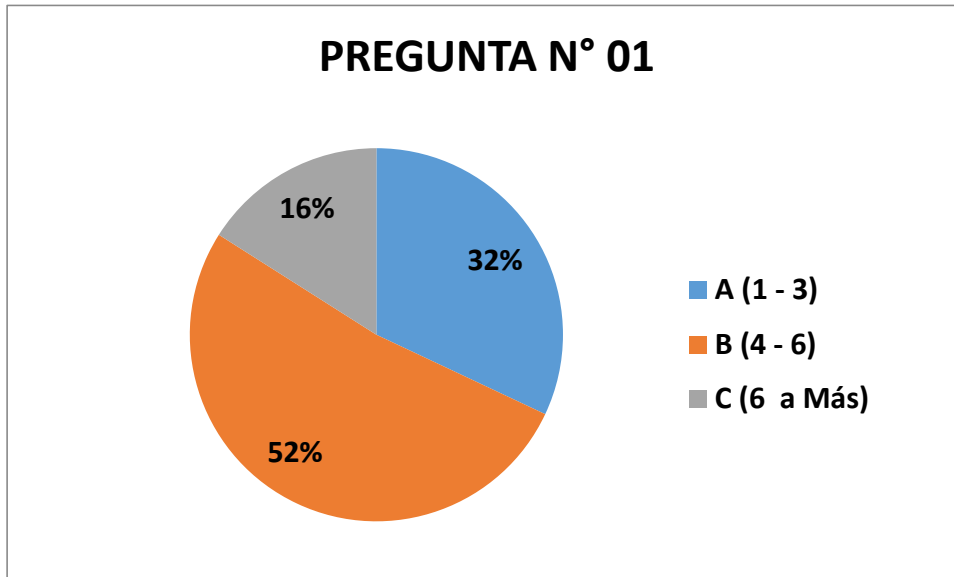
B) No

C) No Sabe

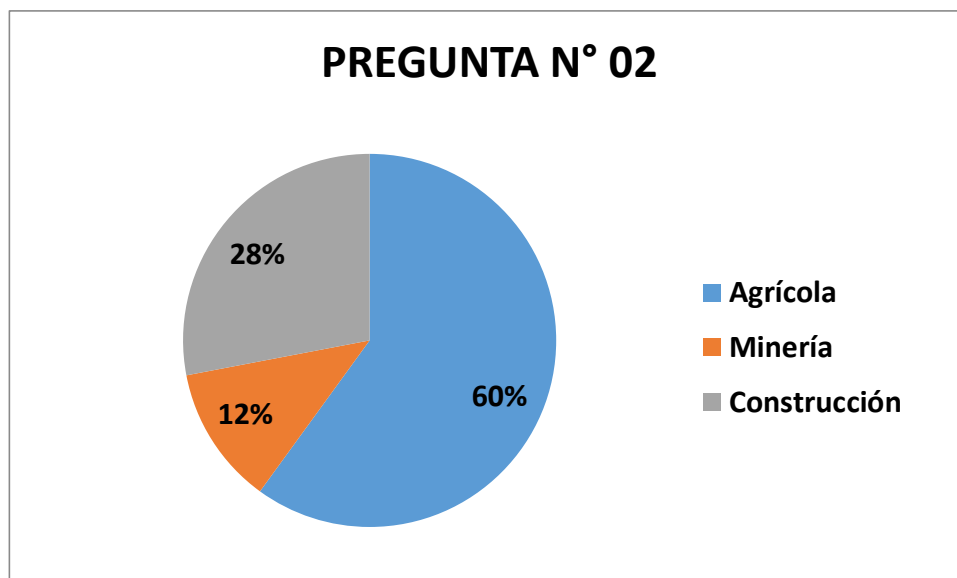


## PROCESO DE DATOS

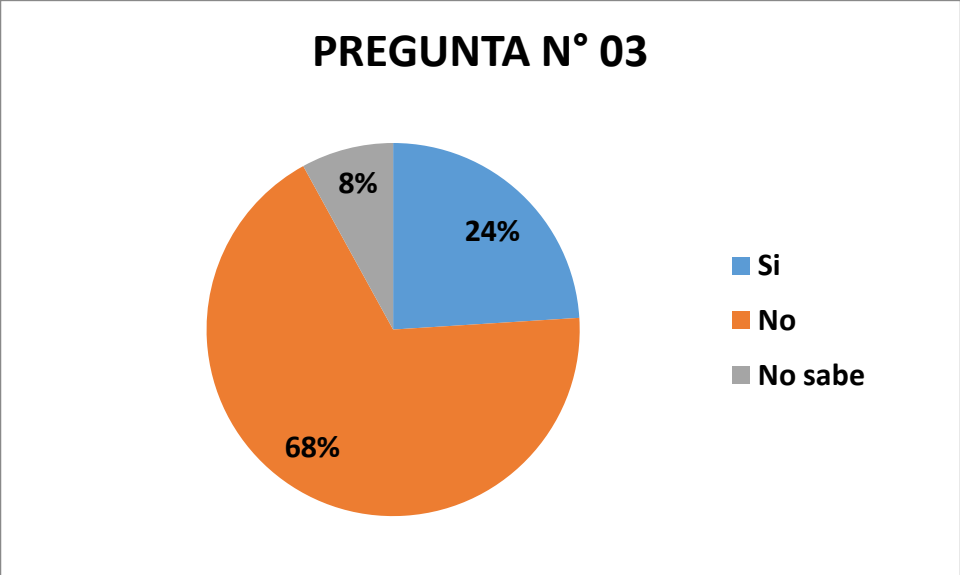
1. ¿Cuál es la frecuencia de falla más frecuente en su máquina (por año)?



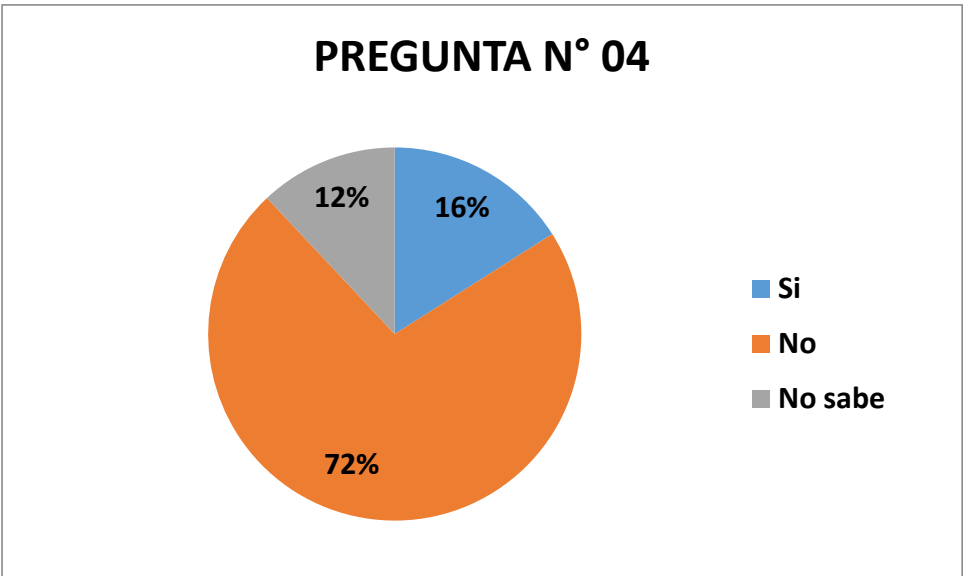
2. ¿Cuáles son los sectores que más utilizan maquinaria en Lambayeque?



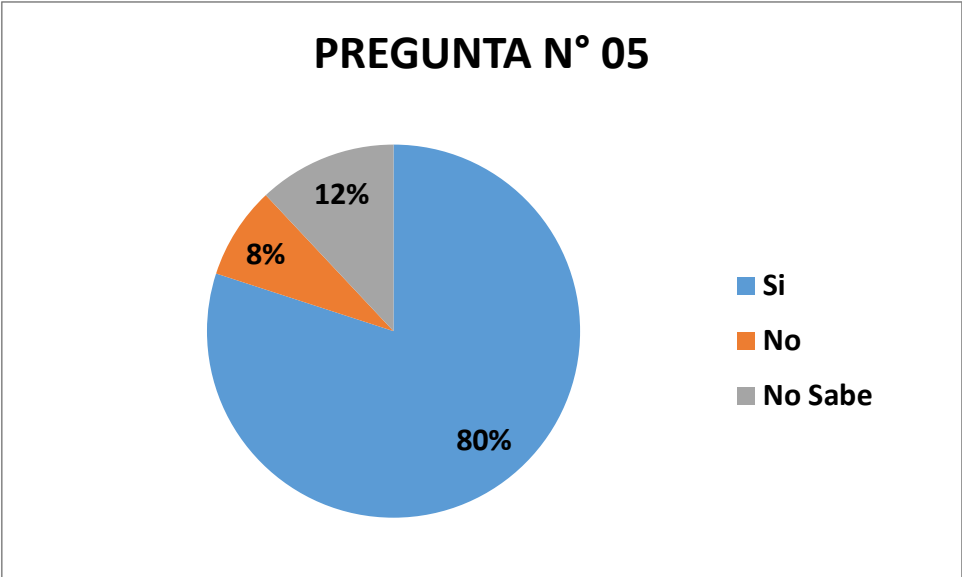
3. ¿Cree usted que es correcto el mantenimiento que las empresas y dueños de maquinarias dan a sus equipos oleohidráulicos?



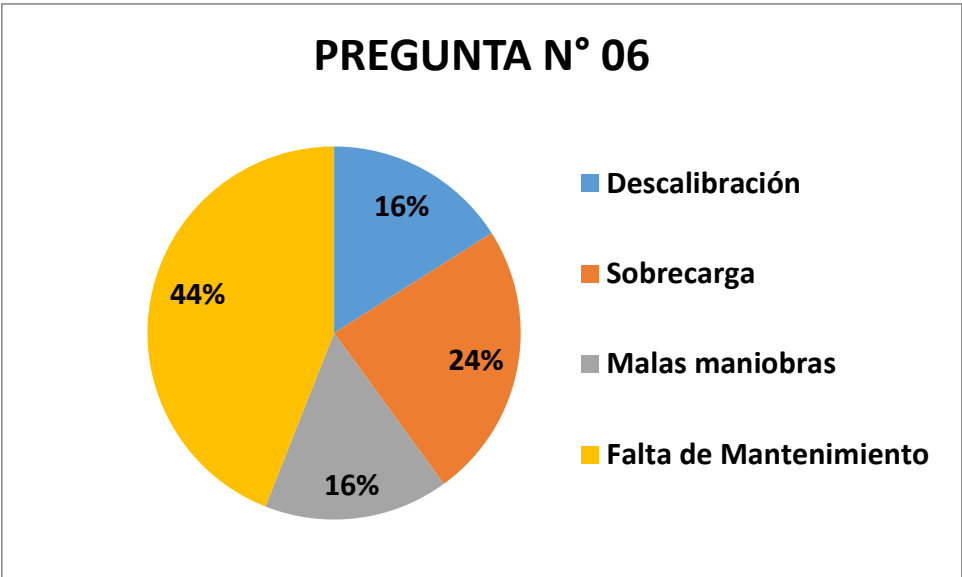
4. ¿Conoce usted si existe en la región un banco de pruebas para cilindros hidráulicos?



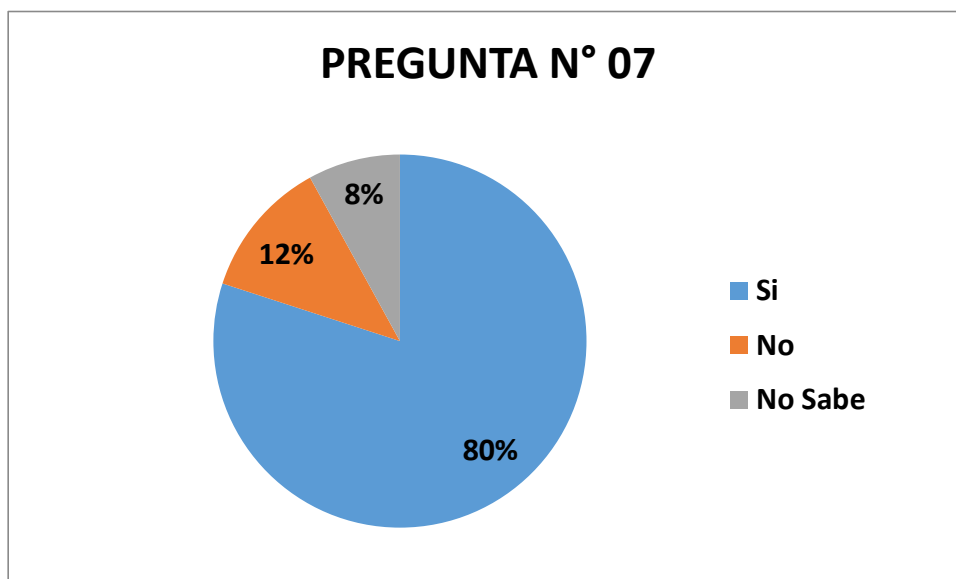
5. ¿Cree usted que si existiera un banco de pruebas en la región Lambayeque mejoraría el tipo de mantenimiento dado a los equipos oleohidráulicos?



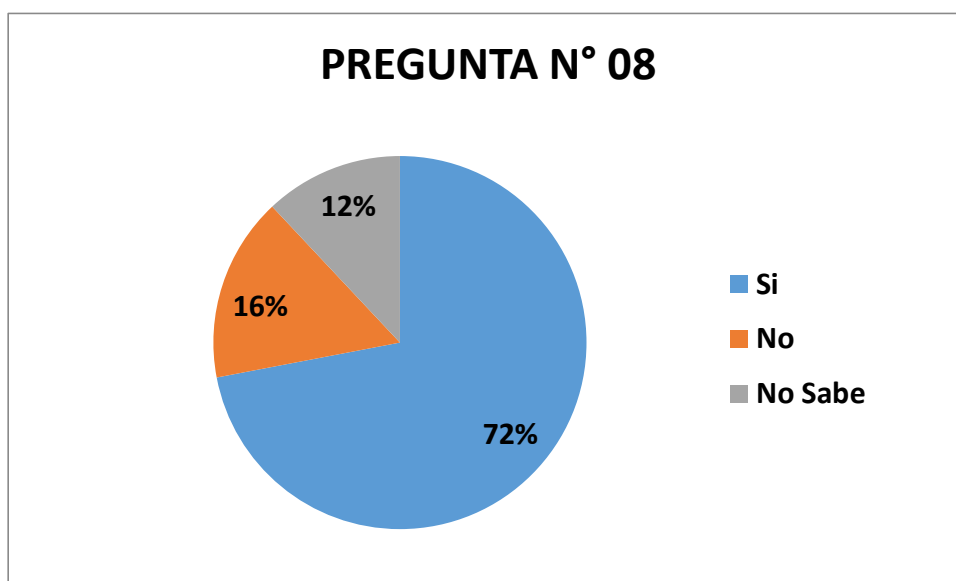
6. ¿A qué cree usted que se deba la mayor cantidad de fallas en el sistema hidráulico?



7. ¿Cree usted que con el desarrollo de este sistema se solucionarán algunos de estos problemas?



8. ¿Cree usted que este proyecto ayudaría al desarrollo tecnológico en la región?



**TABULACIÓN DE DATOS**

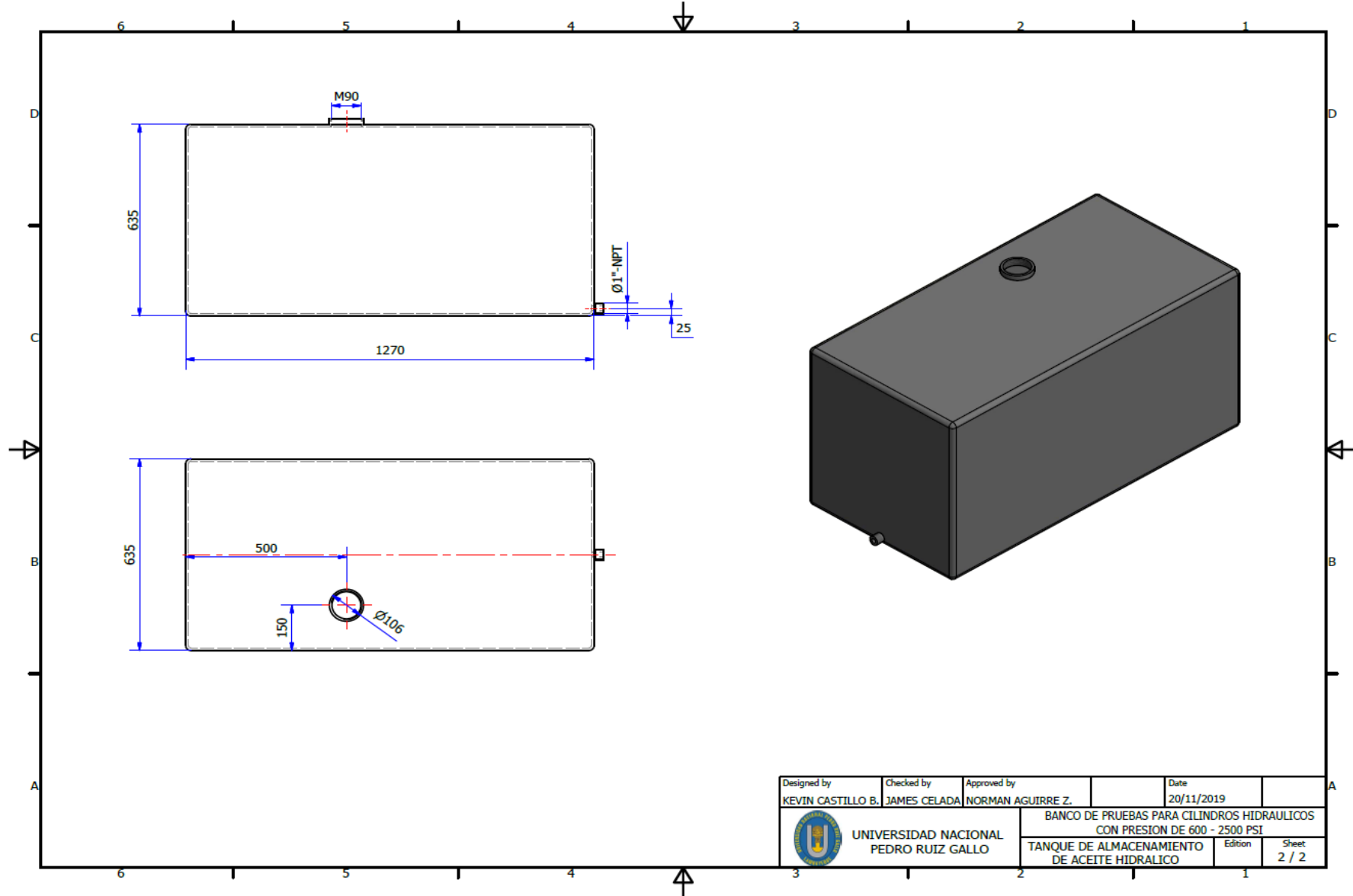
Encuestados	Preg. 1	Preg. 2	Preg. 3	Preg. 4	Preg. 5	Preg. 6	Preg. 7	Preg. 8
1	A	Agric.	si	No	Si	Descal.	Si	No
2	B	Agric.	no	No	Si	f. man	Si	Si
3	A	Const.	No	No	no	Sobrec.	Si	Si
4	C	Agric.	si	si	Si	Descal.	no	Si
5	B	Const.	No	No	Si	f. man	Si	no
6	B	Agric.	No	No	Si	Descal.	Si	Si
7	C	Mine.	No	No sabe	Si	f. man	Si	Si
8	B	Agric.	si	No	Si	Sobrec.	no	Si
9	A	Const.	No	No	No sabe	f. man	Si	no
10	B	Agric.	si	No	Si	M. man	Si	Si
11	B	Agric.	no	No	Si	f. man	No sabe	Si
12	A	Const.	no	No sabe	No sabe	Sobrec.	Si	Si
13	B	Agric.	si	No	Si	M. man	Si	Si
14	A	Mine.	No	No	si	f. man	Si	Si
15	B	Const.	si	si	Si	Descal.	No sabe	No sabe
16	C	Agric.	No	No	Si	f. man	Si	Si
17	B	Agric.	No	No sabe	Si	Sobrec.	Si	Si
18	B	Const.	No sabe	No	Si	f. man	Si	No sabe
19	C	Agric.	No	No	Si	f. man	si	Si
20	A	Agric.	No sabe	No	No sabe	M. man	Si	Si
21	B	Mine.	No	Si	Si	Sobrec.	si	Si
22	A	Agric.	No	No	Si	M. man	Si	Si
23	A	Agric.	No	No	Si	f. man	Si	si
24	B	Const.	No	no	no	Sobrec.	Si	no
25	B	Agric.	No	Si	Si	f. man	no	


## INTERPRETACION DE LOS DATOS OBTENIDOS

Esta encuesta se realizó a 25 personas dedicadas al trabajo con maquinaria pesada.

- Preg 1. El mayor porcentaje de fallas se da de 3 – 4 veces al año que es un 52% y de 1 – 3 veces un 32% y de 6 a más veces un 16 %.
- Preg. 2. El mayor porcentaje de uso de maquinaria es en la agricultura 60%, 28 % construcción, 12% minería.
- Preg. 3. Se dice que el 68 % no da un correcto mantenimiento a su maquinaria, el 24 % si, 8% no sabe.
- Preg. 4. Un 74 % de personas encuestadas no conoce un banco de pruebas para cilindros hidráulicos, un 16 % si conoce y un 12 % no sabe.
- Preg. 5. El 80 % dice que si mejoraría el mantenimiento de las maquinas con este sistema, un 8% cree que no y un 12 % no sabe.
- Preg. 6. El mayor porcentaje se da por la falta de mantenimiento en un 44 %, 24 % por sobrecargas, y 16 % por descalibracion y malas maniobras.
- Preg 7. El 80 % de encuestados dicen que si se solucionarían problemas de mantenimiento con este sistema, un 12 % dice que no, y un 8% no sabe.
- Preg. 8. El 72 % cree que si ayudaría al desarrollo de la región, el 16 % cree que no, y el 12 % no sabe.

### Anexo 10. Planos.



Designed by KEVIN CASTILLO B.	Checked by JAMES CELADA	Approved by NORMAN AGUIRRE Z.	Date 20/11/2019
 UNIVERSIDAD NACIONAL PEDRO RUIZ GALLO		BANCO DE PRUEBAS PARA CILINDROS HIDRAULICOS CON PRESION DE 600 - 2500 PSI	
		TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE ACEITE HIDRALICO	Edition Sheet 2 / 2