

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO
FACULTAD DE INGENIERIAS
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA

TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO

TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE
PRUEBAS PARA CILINDROS DE DOBLE EFECTO CON PRESION
HASTA 3000 PSI

AUTORES:

MANOBANDA EDISON
PAREDES DENIS A.

DIRECTOR: ING. LUIS ANDRANGO. A

Quito, octubre de 2012

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por los señores: Manobanda Manobanda Edison Klever, Paredes Paredes Dennis André. Los conceptos desarrollados, análisis, cálculos realizados, conclusiones y recomendaciones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Atentamente:

Ing. Luis Andrango

DIRECTOR DE TESIS

DECLARACIÓN

Nosotros, Manobanda Manobanda Edison Klever y Paredes Paredes Dennis André, declaramos que el trabajo realizado es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentado y que se ha consultado referencias bibliográficas que se incluyen en el presente documento.

A través de esta declaración, cedemos el derecho de propiedad intelectual correspondiente de este trabajo a la Carrera de “Ingeniería Mecánica” de la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normatividad vigente.

Manobanda Edison K
C.I 171454632-0

Paredes Denis André
C.I 171706463-6

DEDICATORIA

Este proyecto va dedicado a todas aquellas personas, que de una u otra manera nos acompañaron durante este gran reto, especialmente a nuestras familias, pilar fundamental, donde se generó fortaleza e inspiración para la culminación de este gran proyecto.

A ustedes por su apoyo, amor y comprensión, en los momentos alegres y tristes, por sus consejos que siempre estuvieron y estarán presentes en cada decisión de nuestras vidas, por la confianza entregada un día que durará toda la vida.

AGRADECIMIENTO

A Dios, por haberme entregado el regalo más grande del mundo, el don de la vida y permitirme día a día disfrutarla a plenitud; por darme una familia tan linda y ejemplar.

A nuestros padres por darnos toda la confianza, y por su trabajo arduo, que nos permitieron luchar por conseguir nuestros ideales, por guiar día a día nuestro camino.

A nuestras familias que de una u otra manera estuvieron a nuestro lado, alentándonos para culminar este gran sueño.

A mi esposa Tutillo Angélica M, por estar incondicionalmente a mi lado apoyándome, en los momentos malos y buenos.

A mis dos madres Martha y Teresa Paredes, por todo su apoyo y comprensión.

A nuestros amigos y compañeros por el apoyo mutuo y los momentos compartidos.

A nuestra prestigiosa “Universidad Politécnica Salesiana”, por capacitarnos y por su perseverante labor en beneficio de la Educación Superior del País.

A los Directores de Tesis, quienes con su gran experiencia profesional nos condujeron a la realización y culminación del presente trabajo.

OBJETIVOS

Objetivo General

- Diseñar y construir un banco de pruebas para cilindros hidráulicos de doble efecto con presiones hasta 3000 Psi.

Objetivos Específicos

- Detectar posibles fugas que puedan existir en un cilindro hidráulico, tanto en la parte de la costura de soldadura, como en donde existen sellos hidráulicos.
- Diagnosticar fallas existentes en los cilindros hidráulicos y realizar los ajustes necesarios para su buen funcionamiento.
- Verificar las condiciones de trabajo a las que pueden operar los cilindros hidráulicos como son: presión, caudal, etc. Para garantizar su buen funcionamiento.
- Seleccionar los elementos necesarios para la construcción del banco de pruebas, mediante tablas, catálogos, etc.

ALCANCE DEL PROYECTO

El presente proyecto que se desarrolla en su totalidad todas aquellas aplicaciones hidráulicas que estén ligadas con, fabricación de bebidas (licores, gaseosas, hidratantes), fábricas de baldosas, fábricas de elaboración de adoquines, constructoras, cementeras, y principalmente maquinaria pesada (“que son equipos que en su mayoría utilizan hidráulica para lograr desplazar sus eslabones y de esta manera cumplir su función”), la presión que se utiliza dentro de estas áreas llegan hasta 3000 Psi. Debido a esto el alcance del presente proyecto tiene como límite cilindros que cumplan un volumen de 40 litros y una presión hidráulica que llegue hasta los 3000 Psi.

La capacidad de controlar la fuga de la costura de soldadura y sellos hidráulicos están basados en el volumen que se tiene al momento de realizar pruebas hidráulicas, por esta razón antes de realizar las pruebas se debe realizar un cálculo previo del volumen del cilindro y de esta manera comparar con la capacidad que se tiene.

JUSTIFICACIÓN

Se ha analizado la necesidad de diseñar una unidad hidráulica para determinar y visualizar las pérdidas de presión, fugas, etc. Que pueden tener en las costuras de soldadura y en la parte donde van colocados los sellos hidráulicos, con el fin de aplicar todos los conocimientos adquiridos en la aula de clase.

En la actualidad todos los trabajos que realiza la empresa “INSEIN” con respecto a la fabricación de cilindros hidráulicos, no se someten a un control de comprobación del producto terminado, por lo que al adquirir un banco de pruebas, una de las ventajas es poder someter a los sellos hidráulicos (retenedores), a condiciones de trabajo por los que suele pasar, y así obtener un producto de óptima calidad que sea competitivo dentro del mercado de construcción de dichos elementos.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente la empresa INSEIN (Ingeniería de sellado Industrial), ubicada en la ciudad de Quito, en el sector la Villaflora no cuenta con un banco de pruebas para cilindros hidráulicos de doble efecto, que ayude a visualizar las fugas que puedan presentarse al momento de terminar su fabricación, debido a la complejidad de realizar este tipos de pruebas únicamente con aire comprimido, que es el único proceso por el cual vienen realizando en este momento.

Por este motivo la empresa no puede garantizar la fabricación de sus cilindros hidráulicos, debido a esto varios clientes hacen el reclamo de fugas de aceite hidráulico en las uniones soldadas que tiene dicho dispositivo.

Dicho inconveniente ocasiona una baja de presión y de esta manera afecta al rendimiento del elemento hidráulico.

HIPOTESIS

Hipótesis general

El banco de pruebas será diseñado para soportar una presión máxima de 3000 Psi.

Para cilindros hidráulicos de doble efecto.

Hipótesis específicas

- Se incluirá diagramas tanto hidráulicos como eléctricos que permitan analizar y visualizar el control adecuado del sistema.
- Se utilizará toda la información técnica adecuada que se obtenga tanto de manuales, catálogos y normas establecidas.
- Se estudiará todos los elementos que conforman un sistema hidráulico, como son bombas, válvulas, cilindros, reguladoras de caudal, de presión, en forma general.
- Se realizará el diseño o selección tanto de elementos mecánicos como hidráulicos.

RESUMEN

Actualmente, la maquinaria que ingresa para su mantenimiento o reparación, no tiene un respaldo de pruebas, de todos los repuestos que se utiliza en los sistemas hidráulicos al terminar el trabajo. La única prueba que existe es determinando el funcionamiento de la maquinaria. Si el funcionamiento aparentemente se ve bien, puede entregarse el trabajo, pero no hay un registro cuantificado y optimizado del trabajo que se hizo.

Con un banco de pruebas se puede garantizar que el trabajo y todos los repuestos utilizados funcionen correctamente con los estándares de fabricación, para de esta manera ofrecer un mejor servicio y confianza a los clientes.

Realizando las pruebas adecuadas a los repuestos hidráulicos, se asegura la optimización del funcionamiento y un mejor ajuste apropiado para una buena instalación dentro de la operación de la máquina.

Cada prueba que se realiza en el banco de pruebas, proporciona, también un diagnóstico de cualquier componente del actuador hidráulico que se requiere verificar, y saber si su funcionamiento es el adecuado, para que de esta manera se realice los reajustes si se requiere o hacer trabajos mayores.

El banco consta de una central hidráulica compuesta básicamente por un depósito de almacenamiento de aceite, bomba, motor, válvula reguladora de presión, y demás componentes que componen un sistema hidráulico básico.

Además el equipo consta con un sistema de adquisición de datos, un sensor electrónico (presión) y un entorno de control elaborado en TIA (Totally Integrated Automation), y dado su facilidad de manejo no va a ser un problema familiarizarse

con el equipo; y lo que es más importante, ejecutar sin dificultades el proceso para la puesta a prueba de los cilindros.

Con el presente proyecto se está garantizando que la empresa INSEIN cuente con un equipo capaz de comprobar sus sellos instalados en los cilindros hidráulicos que se repara, evitando la presencia de errores previa la entrega del cilindro al cliente.

INDICE

CAPITULO I.....	1
INTRODUCCIÓN	1
1. FUNDAMENTOS TEORICOS	2
1.1. Fundamentos de la oleohidráulica.....	2
1.2. Aplicaciones generales de la oleohidráulica	3
1.2.1. Presión baja.....	4
1.2.2. Presión media.....	4
1.2.3. Presión alta.....	5
1.2.4. Presión altísima.....	5
1.3. Principios de la oleohidráulica	5
1.3.1. Principios Hidrostáticos.....	6
1.3.1.1. Principio de Pascal	7
1.3.2. Principios hidrodinámicos	10
1.3.2.1. Flujo laminar y turbulento.....	10
1.3.2.2. Número de Reynolds	11
1.3.2.3. Caída de presión	14
1.3.2.4. Velocidad del fluido en un circuito oleohidráulico	16
1.3.2.4.1. Tuberías	18
1.3.2.4.1.1. Conexiones para mangueras.....	18
1.3.2.4.1.2. Consideraciones de presión y caudal	18
1.3.2.4.2. Accesorios.....	19
1.3.2.4.3. Velocidad crítica de un fluido.....	19
1.4. Componentes del Banco de Pruebas	21
a) Sistema de potencia hidráulico.....	23
b) Sistema de control hidráulico.....	23
c) Elementos actuadores.....	23
d) Control H.M.I (Interface Humano Máquina) del sistema.....	23
e) Otros elementos del sistemas	23

1.4.1.	Sistema de potencia hidráulico	24
1.4.1.1.	Depósito.....	25
1.4.1.1.1.	Dimensiones del depósito	25
1.4.1.1.2.	Construcción del depósito.....	27
1.4.1.1.3.	Partes secundarias del depósito	28
1.4.1.2.	Bombas hidráulicas	31
1.4.1.2.1.	Características de las bombas de engranajes	31
1.4.1.2.2.	Clasificación de las bombas hidráulicas	31
1.4.1.2.3.	Bombas de engranajes externos.....	32
1.4.1.2.4.	Bomba de engranajes de dientes internos.....	35
1.4.1.3.	Motor eléctrico	36
1.4.1.3.1.	Motores trifásicos	36
1.4.1.3.2.	Cambio de sentido de giro del motor.....	37
1.4.1.4.	Acondicionadores de aceite	37
1.4.1.4.1.	Filtros	37
1.4.1.4.1.1.	Tipos de filtros	39
a)	Filtro de aspiración.....	39
b)	Filtros de retorno	40
c)	Filtros de presión.....	41
1.4.2.	Sistema de control hidráulico	42
1.4.2.1.	Válvulas.....	42
1.4.2.1.1.	Válvulas reguladoras de caudal	42
1.4.2.1.2.	Válvulas reguladoras de presión.....	43
1.4.2.1.3.	Válvulas direccionales	44
1.4.2.1.4.	Válvulas antirretorno	45
1.4.3.	Otros elementos.	46
1.4.3.1.	Manómetros.....	46
1.4.4.	Elementos actuadores	47
1.4.4.1.	Cilindros hidráulicos	47
1.4.4.1.1.	Cilindro hidráulico simple efecto	48
1.4.4.1.2.	Cilindro hidráulico doble efecto	48
1.4.4.1.3.	Velocidad de operación de un cilindro hidráulico	50
1.4.4.1.4.	Volumen del cilindro hidráulico.....	50
1.4.4.1.5.	Fuerza de extensión	51

1.4.4.1.6.	Pandeo.....	51
1.4.4.1.7.	Estanqueidad en cilindros hidráulicos	53
1.4.4.1.8.	Sellos hidráulicos.....	54
1.4.4.1.9.	O – Ring.....	56
CAPITULO II		58
2.	DISEÑO Y SELECCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.	59
INTRODUCCIÓN.		59
2.1.	Parámetros de diseño.....	60
2.1.1.	Parámetros fijos.	60
2.1.2.	Parámetros para verificación.	61
2.2.	Partes del sistema	62
2.2.1.	Sistema primario hidráulico.....	64
2.2.1.1.	Dimensionamiento de bomba.....	64
2.2.1.2.	Depósito de aceite.	70
2.2.1.3.	Motor Eléctrico.....	71
2.2.1.4.	Filtro de aire o de llenado.....	73
2.2.1.5.	Mirilla de nivel con visor de Temperatura	74
2.2.1.6.	Filtro de aspiración:.....	76
2.2.1.7.	Filtro de retorno.....	77
2.2.1.8.	Parámetros de verificación.	77
2.2.2.	Sistema de control hidráulico.	84
2.2.3.	Determinación de eficiencia total del equipo.	91
2.2.4.	Elementos actuadores.	94
2.2.4.1.	Determinación del rendimiento del cilindro.....	96
2.2.5.	Control interface humano máquina (H.M.I.)	98
2.2.6.	Otros elementos del sistema hidráulico.	101
CAPITULO III.....		111
3.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.	111
INTRODUCCIÓN.		111

3.1. Encendido e inicio de proceso.....	112
3.2. Recomendaciones antes de realizar pruebas.....	112
3.2.1. Pruebas de funcionamiento.....	116
3.2.2. Valores teóricos.	116
3.2.3. Valores prácticos.....	118
3.2.4. Comportamiento sensor de presión vs manómetro.....	120
3.2.5. Análisis de desplazamiento.....	123
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	126
BIBLIOGRAFIA	129
PLANOS	131
ANEXOS	135

ANEXO 1

Curvas y datos característicos de bombas.

ANEXO 1.1

Características bomba de engranajes serie: BEA

ANEXO 2

Características Motores Siemens

ANEXO 3

Características filtros de retorno

ANEXO 4

Viscosidades de fluidos hidráulicos.

ANEXO 5

Coefficientes de fricción de materiales.

ANEXO 6

Dimensiones nominales de tubería.

ANEXO 7

Características de válvula distribuidora

ANEXO 8

Características de sensor de presión

ANEXO 9

Características cilindro hidráulico serie 3000

Sellos hidráulicos (Compuestos, características y aplicaciones)

ANEXO 10

Racores de Presión

ANEXO 11

Variable cálculos de fuerza de pandeo.

ANEXO 12

Diseño y selección de matrimonio

ANEXO 13

COSTOS

ANEXO 14

FOTOS DEL PROCESO DE CONSTRUCCION

ANEXO 15

MANUAL DE OPERACIÓN

INDICE DE FIGURAS

Fig. # 1. 1: Principios básicos de oleohidráulica.....	6
Fig. # 1. 2: Principio de Pascal.....	7
Fig. # 1. 3: Equilibrio Hidráulico.	8
Fig. # 1. 4: Flujo laminar turbulento.	11
Fig. # 1. 5: Determinación del número de Reynolds.	13
Fig. # 1. 6: Diagrama Temperatura Vs. Viscosidad cinemática.....	14
Fig. # 1. 7: Tipos de tubería de un circuito hidráulico.	16
Fig. # 1. 8: Diagrama Velocidad Vs. Presión.....	20
Fig. # 1. 9: Diseño General Unidad Hidraulica + control HMI.	22
Fig. # 1. 10: Componentes de un grupo hidráulico	24
Fig. # 1. 11: Vista superior del sistema hidráulico.....	24
Fig. # 1. 12: Partes secundarias depósito.	28
Fig. # 1. 13: Tapón de llenado.....	30
Fig. # 1. 14: Nivel de aceite.	30
Fig. # 1. 15: Proceso de Aspiración y descarga.	33
Fig. # 1. 16: Bombas de engranajes de dientes internos	36
Fig. # 1. 17: Esquema básico de un filtro.....	38
Fig. # 1. 18: Esquema básico de filtro de aspiración.	40
Fig. # 1. 19: Esquema básico de filtro de retorno.	40
Fig. # 1. 20: Esquema básico de filtro de presión.	41
Fig. # 1. 21: Símbolo de una válvula reguladora de caudal.	43
Fig. # 1. 22: Símbolo de una válvula reguladora de presión.....	43
Fig. # 1. 23: Tipos de asiento de las válvulas.	44
Fig. # 1. 24: Válvula antirretorno.....	45
Fig. # 1. 25: Símbolo de una válvula antirretorno.	46
Fig. # 1. 26: Manómetro con baño de glicerina.	46
Fig. # 1. 27: Cilindros de simple efecto.	48
Fig. # 1. 28: Cilindros de doble efecto.	49
Fig. # 1. 29: Partes de un cilindro de doble efecto.....	49
Fig. # 1. 30: Uniones estáticas con bridas.....	53
Fig. # 1. 31: Estanqueidad Dinámica.	54
Fig. # 1. 32: Instalación O-ring típica en un cilindro.	57

Fig. # 2. 1: Partes del banco de pruebas.....	63
Fig. # 2. 2: Determinación de parámetros del sistema.....	65
Fig. # 2. 3: Modelo filtro de llenado	74
Fig. # 2. 4: Modelo mirilla de nivel, con visor de temperatura.....	75
Fig. # 2. 5: Modelos filtro MF.	77
Fig. # 2. 6: Válvulas direccionales	89
Fig. # 2. 7: Subplaca cetop-5.....	90
Fig. # 2. 8: Determinación del rendimiento del equipo.	92
Fig. # 2. 9: Cilindro hidráulico tipo espárragos	95
Fig. # 2. 10: Sensor de presión CSPT-1000.....	99
Fig. # 2. 11: Acoples – matrimonio LOVEJOY.	102
Fig. # 2. 12: Manguera trenzado tipo SAE 100	103
Fig. # 2. 13: Racorería de alta	106
Fig. # 2. 14: Estructura del banco de pruebas.	107
Fig. # 2. 15: Diagrama de cuerpo libre.	109
Fig. # 2. 16: Diagrama cálculo de momento máximo.....	110
Fig. # 3. 1: Control manual del proceso.....	113
Fig. # 3. 2: Seteado del sistema.....	114
Fig. # 3. 3: Verificación del proceso.....	114
Fig. # 3. 4: Comparación automática de tiempo de salida y tiempo de entrada.....	115
Fig. # 3. 5: Cuadros de aviso verificación dispositivo.....	115
Fig. # 3. 6: Análisis presión del manómetro vs presión del sensor.....	122
Fig. # 3. 8: Análisis tiempo de salida vs longitud.....	124

INDICE DE TABLAS

Tabla # 1. 1: Pérdida de cargas recomendadas en función del caudal.	15
Tabla # 1. 2: Velocidad fluidos hidráulicos en los circuitos.	17
Tabla # 1. 3: Velocidad fluidos hidráulicos en los circuitos, según la Presión.....	21
Tabla # 1. 4: Grados de filtraje según norma ISO.....	38
Tabla # 1. 5: Relación entre el factor de carga y velocidad del pistón.	54
Tabla # 1. 6: Características del material nitrilo.	55
Tabla # 1. 7: Características del material fluorocarbón.	56
Tabla # 1. 8: Características del material nitrilo - butadieno.	58
Tabla # 2. 1: Parámetros generales sistema primario hidráulico.	64
Tabla # 2. 2: Parámetros generales determinación del caudal para alimentar el sistema.	65
Tabla # 2. 3: Parámetros generales análisis de selección.....	66
Tabla # 2. 4: Bomba de engranajes 1AG2U25R.....	67
Tabla # 2. 5: Parámetros generales de la bomba de engranajes.	67
Tabla # 2. 6: Características de motor.....	73
Tabla # 2. 7: Medidas del filtro de llenado.	73
Tabla # 2. 8: Medidas de la mirilla.	75
Tabla # 2. 9: Características del filtro de aspiración.....	76
Tabla # 2. 10: Dimensiones nominales de tubería.	80
Tabla # 2. 11: Velocidades máximas en líneas de presión.....	83
Tabla # 2. 12: Tipos de válvulas solenoides CETOP.....	85
Tabla # 2. 13: Valores de λ según diámetro de tubería.	87
Tabla # 2. 14: Características de subplaca.	90
Tabla # 2. 15: Valores para cálculo de potencia total hidráulica.	92
Tabla # 2. 16: Parámetros generales.	95
Tabla # 2. 17: Consideración de sensores de presión para el diseño	101
Tabla # 2. 18: Tabla selección de manguera respecto a presión de trabajo.	105
Tabla # 2. 19: Características generales de selección de manguera hidráulica.....	105
Tabla # 3. 1: Valores de cilindro.....	116
Tabla # 3. 2: Valores calculados del elemento actuado	116
Tabla # 3. 3: Volumen del elemento actuador.	117

Tabla # 3. 4: Toma de datos de tiempo de salida y retorno.	118
Tabla # 3. 5: Datos obtenidos mediante pruebas.....	118
Tabla # 3. 6: Velocidades del cilindro hidráulico.	120
Tabla # 3. 7: Valores de presión del manómetro Vs sensor de presión	121
Tabla # 3. 8: Tabla de resumen.	123
Tabla # 3. 10: Proceso de verificación de tiempo de salida vs retorno.	123
Tabla # 3. 11: Análisis de desplazamiento.....	124

GLOSARIO

ABSOLUTA.- Medida que tiene su base o punto cero en ausencia completa de la magnitud que está siendo medida.

ACTUADOR.- Dispositivo que convierte la energía hidráulica en energía mecánica.
(Motor o cilindro)

ACTUADOR LINEAL.- Actuador que transforma la energía hidráulica en un movimiento rectilíneo. (Un cilindro)

ACTUADOR ROTATIVO.- El dispositivo que transforma la energía hidráulica en un movimiento giratorio. (Un motor hidráulico)

ÁREA ANULAR.- Área con forma de anillo. Se refiere frecuentemente, al área efectiva en el lado del vástago de un cilindro, es decir: el área del pistón menos el área de la sección recta del vástago.

BOMBA.- Dispositivo que convierte la energía mecánica en transmisión fluida de esta energía.

BY – PASS.- Pasaje secundario para el caudal de un líquido.

CAÍDA DE PRESIÓN.- Diferencia de presiones entre dos puntos de un sistema o componente.

CALOR.- Es una forma de energía que puede originar calentamiento o aumentar la temperatura de una sustancia. Toda la energía utilizada para vencer un rozamiento se convierte en calor.

CANAL.- Pasaje para el fluido, cuya longitud es muy grande con relación a su sección transversal.

CARGA.- Energía referida a la unidad de peso.

CARRERA.-

- Longitud de trabajo de un cilindro.
- A veces denota el cambio de desplazamiento de una bomba o motor de desplazamiento variable.

CAUDAL.-

- Volumen de fluido descargado por una bomba en un tiempo dado, expresado, generalmente, en gpm o ltrs/min.
- El volumen de fluido que pasa a través de una conducción por unidad de tiempo.

COMPRESIBILIDAD.- Es la capacidad de los fluidos para reducir su volumen al aumentar la presión a la que están sometidos (grandes presiones). Un líquido es tanto más compresible cuanto mayor es su viscosidad.

CENTRAL HIDRÁULICA.- Grupo transmisor de potencia formado, usualmente, por una bomba, depósito, válvula de seguridad y válvula direccional.

CENTRO TANDEM.- El orificio P de la válvula está comunicado al tanque en la posición central o neutra. Los orificios A y B están incomunicados.

CILINDRO.- Elemento que transforma energía hidráulica en movimiento y fuerzas lineales. La fuerza es proporcional al área de la sección recta y a la presión hidráulica que actúa sobre la misma.

CILINDRO DE DOBLE EFECTO.- Cilindro en el que la fuerza del fluido puede ser aplicada en ambas direcciones.

CILINDRO DE SIMPLE EFECTO.- Cilindro en el que la energía hidráulica produce fuerza o movimiento en una sola dirección. (El retorno se efectúa mediante la acción de la gravedad o por muelles.)

COMPONENTE.- Una sola unidad eléctrica o hidráulica.

COMPRESIBILIDAD.- Modificación del volumen de un fluido cuando está sometido a una variación de presión.

CONTAMINACIÓN.- Cualquier sustancia extraña al fluido hidráulico que ejerza un efecto perjudicial al funcionamiento del sistema. Puede ser por partículas sólidas, líquidas o gaseosas.

CONTRAPRESIÓN.- Se refiere a la presión que existe en la línea de retorno al tanque. Hace aumentar la presión necesaria para mover la carga.

CONTROL.- Dispositivo utilizado para regular el funcionamiento de una unidad.

CONTROL HIDRÁULICO.- Control que es efectuado por fuerzas inducidas hidráulicamente.

CONTROL MANUAL.- Control accionado por el operador con independencia del medio de accionamiento.

DEPÓSITO.- Recipiente para almacenar el líquido en una central hidráulica.

DESCARGAR.- Dirigir el caudal de una bomba, por lo general, directamente al depósito para impedir que la presión quede aplicada al sistema o a una parte del mismo.

DESPLAZAMIENTO.- La cantidad de líquido que puede pasar a través de una bomba, motor o cilindro en una sola revolución o carera.

DRENAJE.- Pasaje en un componente hidráulico o procedente de éste que hace volver independientemente el caudal de fugas al depósito.

ENERGÍA.- Habilidad o capacidad para realizar un trabajo.

ESTRANGULAMIENTO.- Restricción cuya longitud es pequeña, comparada a su sección transversal. Permite el paso de un caudal restringido. Puede controlar el caudal o crear una pérdida de presión determinada.

ESTER.- Compuesto orgánico resultante de la reacción de un ácido con un alcohol.

FILTRO.- Dispositivo cuya función principal es retener los contaminantes insolubles en el fluido.

FILTRO DE AIRE.- Dispositivo que permite que el aire limpio pase del exterior del depósito al interior para mantener la presión atmosférica.

FLUIDO.-

- Líquido o gas.
- Líquido preparado especialmente para utilizarlo como medio transmisor de potencia en un sistema hidráulico.

FUERZA.- Cualquier causa que tienda a producir o modificar un movimiento.

GRADO DE FILTRACIÓN.- El tamaño de las partículas más pequeñas que el filtro puede retener.

HIDRÁULICA.- Ciencia que trata de las presiones y caudales de los líquidos.

ÍNDICE DE VISCOSIDAD.- Medida de las variaciones de viscosidad de un fluido originadas por las variaciones de temperatura.

LÍNEA.- Tubo, tubería, o manguera flexible que actúa como conductor de un fluido hidráulico.

LÍNEA DE ASPIRACIÓN.- Línea hidráulica que conecta el depósito con la entrada de la bomba.

LÍNEA DE PRESIÓN.- Línea que lleva el fluido hidráulico de la salida de la bomba al orificio presurizado del actuador.

LÍNEA DE RETORNO.- Línea utilizada para llevar el fluido de la salida del actuador al depósito.

MOTOR.- Dispositivo que transforma la energía hidráulica en energía mecánica de rotación.

ORIFICIO.- Final interno o externo de un pasaje en un componente hidráulico.

PARAFINA.- Mezcla de hidrocarburos sólidos obtenidos del petróleo; es una masa blanca translúcida, sin olor, soluble en benceno, cloroformo, éter, sulfuro de carbono y aceites. Se usa, ente otras cosas, como aislante y en la fabricación de velas.

PISTÓN.- Pieza de forma cilíndrica que se ajusta dentro de un cilindro y transmite o recibe un movimiento mediante un vástago conectado a la misma.

PRESIÓN.- Es la fuerza por unidad de área. Se expresa normalmente en bar, pascales o psi.

RÉGIMEN LAMINAR.- Régimen en el que las partículas del fluido se mueven según trayectorias paralelas.

RÉGIMEN TURBULENTO.- Régimen en el que las partículas del fluido se mueven según trayectorias que se cruzan, originándose torbellinos.

RENDIMIENTO.- Relación entre la salida y la entrada. El rendimiento volumétrico de una bomba es igual al caudal de salida dividido por el caudal teórico de salida. El rendimiento total de un sistema hidráulico es la potencia de salida por la potencia de entrada.

SEÑAL ANALÓGICA.- Una señal de corriente o tensión, CC o CA, que representa cantidades físicas continuamente variables.

SEÑAL DIGITAL.- Una señal de corriente o tensión que varía entre dos niveles fijos distintos.

SOLENOIDE.- Un dispositivo electromagnético que convierte la energía eléctrica en movimiento mecánico lineal. Se utiliza para accionar las válvulas direccionales.

VÁLVULA:- Dispositivo que controla la dirección, presión o caudal de un fluido.

VÁLVULA ANTIRRETORNO.- 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 predeterminada 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.

VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL.- Válvula que controla el caudal.

VÁSTAGO.- Pieza de forma cilíndrica, de diámetro constante, que se utiliza para transmitir un empuje.

VELOCIDAD.- Es la rapidez con que el fluido se desplaza en una línea hidráulica.

2. La rotación de un motor medida en revoluciones por minuto.

VISCOSIDAD.- Medida del rozamiento interno o de la resistencia de un fluido a fluir.

NOMENCLATURA UTILIZADA

P	Presión
F	Fuerza
A	Área
V	Volumen
s	Carrera o desplazamiento
Re	Número de Reynolds
μ	Viscosidad absoluta o dinámica
g	Aceleración de la gravedad
ρ	Densidad del líquido
V _e	Velocidad
d	Diámetro interior de la tubería
ν	Viscosidad cinemática
Δp	Caída de presión
λ	Coefficiente de resistencia,
l	Longitud del tramo correspondiente de tubería
g	Aceleración de la gravedad
F _s	Factor de seguridad
P _R	Presión de ruptura
P _F	Presión de funcionamiento
V _{crit.}	Velocidad crítica
Re _{crit}	Número de Reynolds crítico

V_t	Volumen total del sistema
D	Diámetro del émbolo
D_1	Diámetro del piñón
d_2	Diámetro interior del piñón
L	Longitud del diente del piñón
Q_T	Caudal teórico
$Q_{\text{Requerido}}$	Caudal requerido
Q_R	Caudal real
N_V	Rendimiento volumétrico
N_{Meq}	Rendimiento mecánico
N_t	Rendimiento total
Pot	Potencia del sistema

CAPITULO I

Introducción

Para el desarrollo de este capítulo es necesario tener una breve reseña de los principios básicos de la oleohidráulica, cabe mencionar que referente a esto se tiene la ley de Pascal. Este será el punto de partida para el tema a desarrollar.

También se mencionara algunas de sus aplicaciones principales dentro de la industria de la mecánica en general. Otro de los temas a tratarse es el de los parámetros de un sistema hidráulico, aquí se puede mencionar las caídas de presión, que tipo de fluido es laminar o turbulento, de la velocidad de los mismos en el sistema hidráulico, etc.

La parte fundamental de este capítulo estará centrada en los elementos o partes que componen un sistema hidráulico que son: depósito, motor, bomba, red de distribución, elementos de regulación y control, y acondicionadores de aceite.

Se incluyen las ecuaciones necesarias en caso de su requerimiento, para los cálculos que haya que hacerse de cada subtema.

1. FUNDAMENTOS TEORICOS

1.1. Fundamentos de la oleohidráulica

La oleohidráulica en la industria moderna se ha desarrollado a pasos acelerados debido a que posee muchas ventajas como por ejemplo, elevadas presiones de trabajo que permiten transmitir grandes esfuerzos, versatilidad, es silenciosa, además se puede asumir la posibilidad de control automático, mediante la automatización de sus componentes principales.

Dentro de las ventajas y desventajas que ofrecen todos los medios de transmisión oleohidráulicos frente a soluciones simples o convencionales, se pueden decir que sobresalen los siguientes:

Ventajas:

- Movimiento libre de vibraciones.
- Lubricación automática de todos sus componentes metálicos.
- Regulación sencilla de las velocidades de trabajo.
- Posibilidad de invertir el sentido de la marcha del trabajo.
- Movimientos muy silenciosos.

Desventajas:

- Para generar una presión y caudal es necesario disponer de un motor y una bomba seguido de componentes auxiliares.
- Se originan pérdidas del fluido por todos los aparatos colocados en el sistema por donde va a transitar el fluido hidráulico, como por ejemplo racores de unión en las tuberías.
- Es necesaria una purga de aire que contiene las tuberías.

1.2. Aplicaciones generales de la oleohidráulica

Dentro de las aplicaciones se pueden distinguir dos, móviles e industriales:

➤ Aplicaciones Móviles

Pueden aplicarse para transportar, excavar, levantar, perforar, manipular materiales, controlar e impulsar vehículos móviles tales como:

- Tractores.
- Grúas.
- Retroexcavadoras.
- Camiones recolectores de basura.
- Cargadores frontales.
- Frenos y suspensiones de camiones.
- Vehículos para la construcción y mantención de carreteras.

➤ Aplicaciones Industriales

En la industria, es de primera importancia contar con maquinaria especializada para controlar, impulsar, posicionar y mecanizar elementos o materiales propios de la línea de producción.

- Maquinaria para la industria plástica.
- Máquinas herramientas.
- Maquinaria para la elaboración de alimentos.
- Equipamiento para robótica y manipulación automatizada.
- Equipo para montaje industrial.
- Maquinaria para la minería.

- Maquinaria para la industria siderúrgica.

Por lo general se aplica en el área de la maquinaria pesada, se clasifica mediante un rango de presiones y se divide en cuatro grandes grupos:

- Baja Presión: hasta 1015 Psi (7 Mpa).
- Media Presión: del orden de 3046 Psi (21 Mpa).
- Alta presión: 5800 a 8700 Psi (40 a 60 Mpa).
- Altísima presión: por encima de 14500 Psi (100 Mpa).

1.2.1. Presión baja

- Industria Movilística: 217 – 725 Psi (1,5 - 5 Mpa).
- Cepilladoras, balancines, agujereadoras, tornos y fijadoras, dispositivos: 290 – 725 Psi (2 - 5 Mpa).
- Técnica de reactores, compuertas para personas: 217 – 725 Psi (1,5 – 5 Mpa).

1.2.2. Presión media

- Máquinas de ensayo de materiales: 2610 – 2900 Psi (18 – 20 Mpa).
- Equipos de simulación o material didáctico: 1450 – 2900 Psi (10 – 20 Mpa).
- Puentes móviles, elevadores: 2320 – 2900 Psi (16 – 20 Mpa).

1.2.3. Presión alta

- Excavadoras, máquinas para túneles: 5800 – 8700 Psi (40 – 60 Mpa).
- Sistema de transporte, grúas, elevadoras, niveladoras: 7252 – 8700 Psi (50 – 60 Mpa).

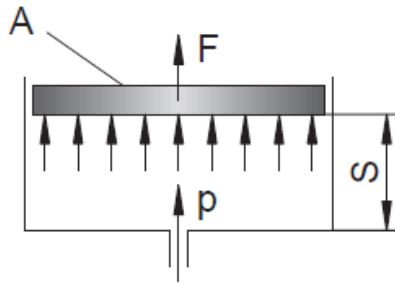
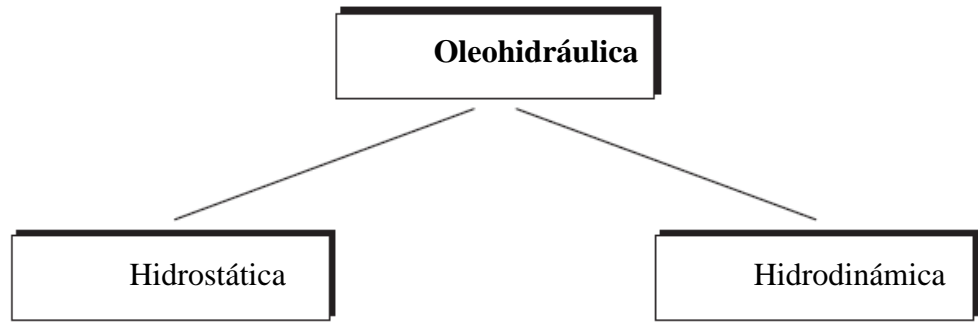
1.2.4. Presión altísima

- Prensas de alta presión.
- Plantas siderúrgicas.
- Maquinaria de gran tamaño.

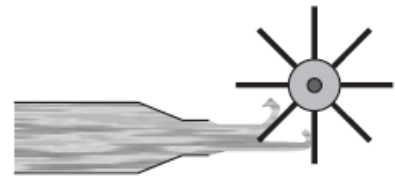
1.3. Principios de la oleohidráulica

Los dos principios básicos son: Ver Fig. # 1.1.

- Hidrostática
- Hidrodinámica



Efecto de la fuerza a través del área de presión



Efecto de la fuerza a través de la aceleración de masas

Fig. # 1. 1: Principios básicos de oleohidráulica.
Fuente: Festo Hydraulics.

1.3.1. Principios Hidrostáticos

La hidrostática tiene como objetivo estudiar los líquidos en reposo. Generalmente varios de sus principios también se aplican a los gases. La hidrostática es la rama de la mecánica de fluidos que estudia los fluidos en estado de reposo; es decir, sin que existan fuerzas que alteren su movimiento o posición.

Los principales teoremas que respaldan el estudio de la hidrostática son el principio o ley de Pascal y el principio de Arquímedes. Para este tema se tratará solo el principio de Pascal.

1.3.1.1. Principio de Pascal

El principio precursor de la oleohidráulica es la ley de Pascal, que enunciada simplificada dice “La presión en cualquier punto de un fluido sin movimiento tiene un valor independiente de la dirección”¹(Fig. # 1.2).

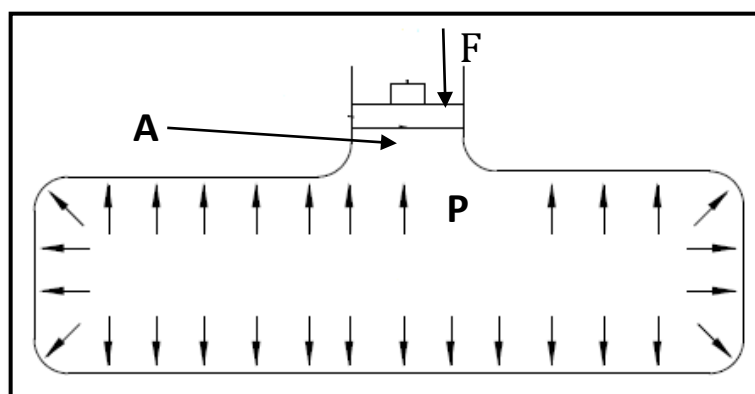


Fig. # 1. 2: Principio de Pascal
Fuente: www.monografias.com

La presión que se conseguirá en todas las direcciones despreciando lo que es el rozamiento del fluido es:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi x r^2} \quad \text{Ecuación 1.1}$$

Donde:

P: presión en Pascales (Pa).

F: fuerza en Newton (N).

A: área del pistón (m²).

r: radio del pistón (m).

Uno de los fundamentos técnicos es que los líquidos no son compresibles, todo lo contrario con lo que ocurre con todos los gases, que toman forma dependiendo del

¹No hay ninguna fuente en el documento actual.

recipiente donde se colocan y no experimenta una reducción significativa de todo su volumen al verse sometidos a presión.

La (Fig. # 1.3) presenta el concepto de presión, que es fuerza ejercida por unidad de superficie al que está sometido un fluido

El principio de Pascal fue aplicado en la construcción de la famosa prensa hidráulica. Ésta consiste en dos cilindros asimétricos de material resistente llenos con líquido y con émbolos en sus extremos libres. Al hacer una fuerza en el cilindro menor y originar una presión, ésta se transmite a través del líquido y llega hasta el otro extremo y mueve el émbolo mayor.

La fuerza en este émbolo debe ser mayor para que al dividirse entre el área, también mayor, origine la misma presión inicial.

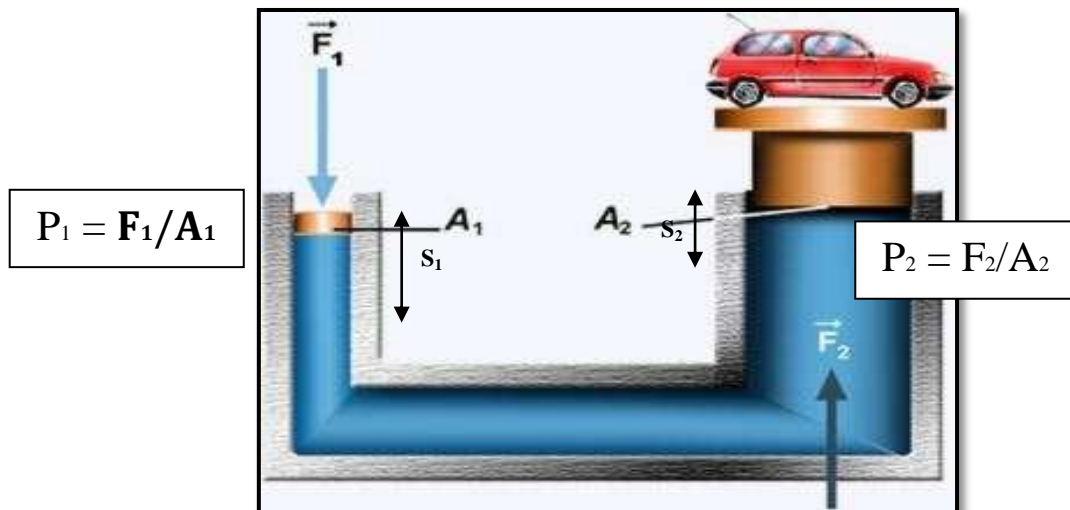


Fig. # 1. 3: Equilibrio Hidráulico.
Fuente: www.wikipedia.com.

Las presiones en ambos émbolos son las mismas de donde se deduce:

$$P_1 = P_2$$

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

$$F_2 = \left(\frac{A_2}{A_1}\right) F_1 \quad \text{Ecuación 1.2}$$

Esta ecuación nos indica que la fuerza F_2 en el cilindro mayor, será tantas veces mayor como el A_2 sea mayor que el A_1 . En otras palabras, la prensa hidráulica resulta ser un multiplicador de fuerzas. La prensa hidráulica se aplica en:

- Frenos hidráulicos.
- Gatas hidráulicas.
- Trituradores.
- Compactadores, etc.

También se puede especificar acerca de los desplazamientos de los cilindros. Como se muestra en la Fig. # 1.2, el desplazamiento se detallará por la letra s .

El movimiento descendente del cilindro más pequeño en una distancia s_1 , desplaza un volumen de fluido. Si este último es incompresible, el volumen será igual al volumen desplazado por el movimiento ascendente del pistón más grandes.

$$V = s_1 A_1 = s_2 A_2$$

O

$$s_2 = s_1 \frac{A_1}{A_2} \quad \text{Ecuación 1.3}$$

Si $\frac{A_1}{A_2}$ es un número pequeño, la distancia movida por el pistón más grande resultará mucho menor que la distancia que la fuerza aplicada hace recorrer al pistón más

pequeño. El precio que se paga por la capacidad de levantar una carga grande, es perder la capacidad de desplazarlo muy lejos.

1.3.2. Principios hidrodinámicos

La hidrostática es la rama de la mecánica de fluidos que estudia los fluidos en movimiento. Para este tema se tratará:

- Flujo laminar y turbulento.
- Numero de Reynolds.
- Caída de presión.
- Velocidad del fluido en el circuito oleohidráulico.

1.3.2.1. Flujo laminar y turbulento

Al circular un líquido por un conducto tiene lugar una pérdida de carga como consecuencia de cierta resistencia que opone la pared interior de la tubería y el rozamiento interno entre las propias partículas del fluido. Para una conducción recta, dichas pérdidas dependerán de la rugosidad interior de la pared del tubo, de la longitud, y de la velocidad del fluido².

Pueden considerarse dos tipos de régimen: el régimen laminar y el turbulento.

- Flujo laminar.- se produce cuando las moléculas de un fluido se desplazan de manera ordenada dentro de un conducto. (Fig. # 1.4a).
- Flujo turbulento.- Conforme aumenta la velocidad el flujo se dispersa hasta que adquiere un movimiento de torbellino en el que se forman corrientes cruzadas y remolinos; a este régimen se le conoce como “flujo turbulento” (Fig. # 1.4b).

²CANUT A. “Número de Reynolds”. www.principiosfluidos.com. En línea

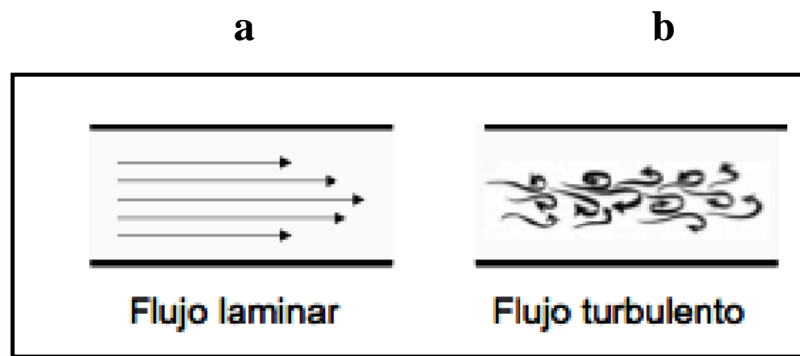


Fig. # 1. 4:Flujo laminar turbulento.
Fuente: www.principiosfluidos.com

1.3.2.2. Número de Reynolds

El tipo de flujo existente en una tubería puede establecerse mediante el número característico de Osborne Reynolds, que es adimensional y es utilizado para conducciones de sección circular, se obtiene a través de la ecuación:

$$R_e = \frac{\rho \cdot V_e \cdot d}{\mu \cdot g} \quad \text{Ecuación 1.4}$$

Donde:

μ : viscosidad absoluta o dinámica en kg/m.s.

g : aceleración de la gravedad en m/s².

ρ : densidad del líquido en Kg/m³.

V : velocidad media en el conducto en m/s.

d : diámetro interior de la tubería en m.

También se puede calcular el número de Reynolds con la siguiente ecuación:

$$R_e = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad \text{Ecuación 1.5}$$

Donde:

V : velocidad media en el conducto en m/s.

d : diámetro interior de la tubería en m.

ν : viscosidad cinemática en m²/s.

Para visualizar si el flujo es laminar o turbulento se toma en cuenta lo siguiente:

- Para $Re < 2100$ tenemos flujo laminar
- Para $Re > 4000$ tenemos flujo turbulento.
- Para $2100 < Re < 4000$ existe una zona de transición, donde el tipo de flujo puede ser tanto laminar como turbulento³.

En todas las conducciones utilizadas en oleohidráulica lo más recomendable es no superar la constante $Re = 2300$, pero alcanzar este valor no es posible debido al elevado número de estrangulaciones y cambios bruscos en la dirección del fluido que se producen en los propios componentes del circuito como en los distribuidores, las válvulas antirretorno los reguladores de caudal, y en todo el conjunto de tuberías y racores de unión que se utilizan para transportar el fluido.

En la Fig. # 1.5 se puede determinar el número de Reynolds, en base a: diámetro de tubería, caudal y viscosidad cinemática.

³CROWE, CLAYTON; ELGER, DONALD. Número de Reynolds. www.wikipedia.com/numerodereynolds. en línea

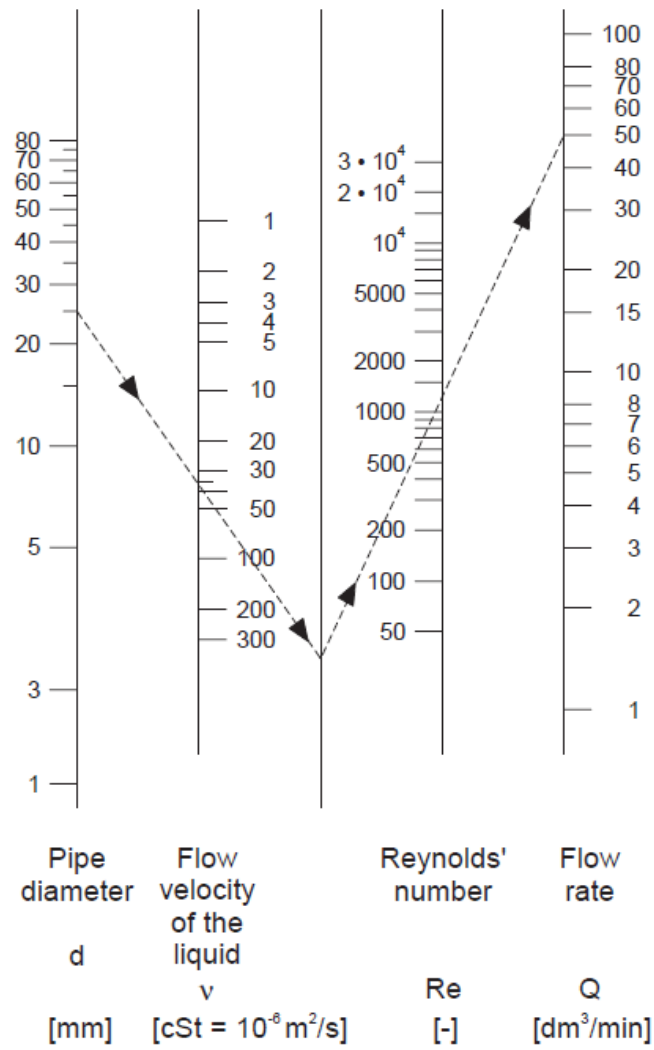


Fig. # 1. 5: Determinación del número de Reynolds.
Fuente: Festo Hydraulics.

En la Fig. # 1.6 se muestra un diagrama de la variación de la viscosidad cinemática, según la presión y temperatura.

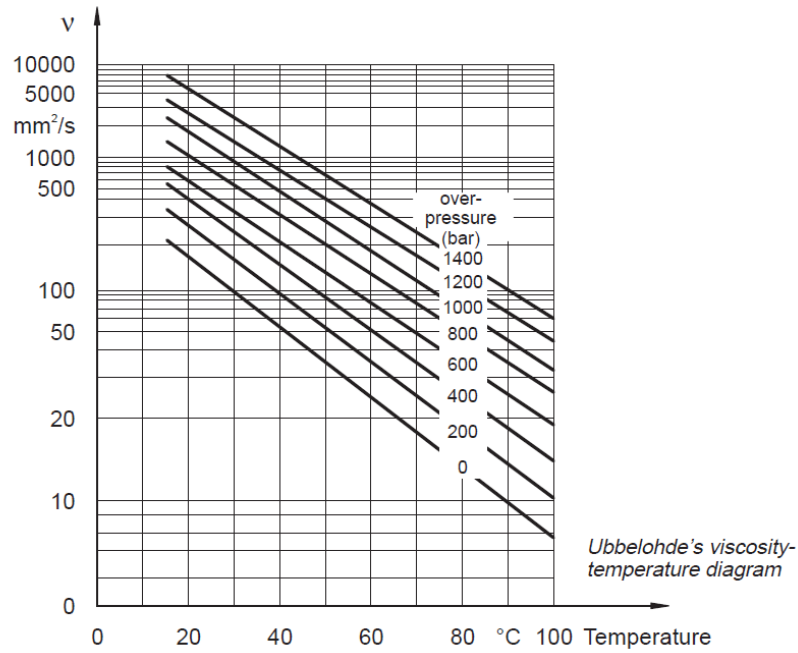


Fig. # 1. 6: Diagrama Temperatura Vs. Viscosidad cinemática.
Fuente: Festo Hydraulics.

1.3.2.3. Caída de presión

Se conoce que en un sistema siempre existirá pérdidas por distintas razones, “por esta razón el responsable del diseño de la instalación debe procurar que las pérdidas de presión” disminuyan en mínimos razonables, de manera que no afecte el sistema. La pérdida de carga o rendimiento en tuberías rectas depende de varios factores:

- Rugosidad superficial del interior de la tubería
- Longitud de tubería
- Viscosidad del aceite
- Velocidad media de circulación del fluido.

Con respecto a las condiciones de la tubería y al aceite, el responsable del diseño no puede hacer mucho debido a que los valores le vienen impuestos por el fabricante de estos productos que son considerados como contantes.

Las pérdidas de presión que tiene lugar en los diferentes tramos, pueden calcularse a través de la expresión:

$$\Delta_p = \frac{50 \cdot \lambda \cdot l \cdot v^2}{d \cdot g} \quad \text{Ecuación 1.6}$$

Donde:

Δ_p = caída de presión

λ = coeficiente de resistencia,

Donde:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \text{Para régimen Laminar.} \quad \text{Ecuación 1.7}$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad \text{Para régimen Turbulento.} \quad \text{Ecuación 1.8}$$

l = longitud del tramo correspondiente de tubería en m.

V = velocidad media en el conducto en m/s.

d = diámetro interior de la tubería en mm.

g = aceleración de la gravedad en m/s

En la tabla # 1.1 se muestran los valores recomendados de carga en función del caudal.

Pérdida bar/100 m de tubería	Caudal m³/s
0.5 – 1.4	hasta 0.008
0.3 – 1.1	0.008 – 0.015
0.2 – 0.9	0.015 – 0.04
0.1 – 0.5	más de 0.04

Tabla # 1. 1: Pérdida de cargas recomendadas en función del caudal.
Fuente: www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/investigacion

1.3.2.4. Velocidad del fluido en un circuito oleohidráulico

En la Fig. # 1.7, se puede apreciar los cuatro tipos de tuberías que conforman cualquier circuito:

- Tuberías de aspiración
- Tuberías de presión
- Tubería de retorno y las que cumplen con la doble función de presión y retorno.

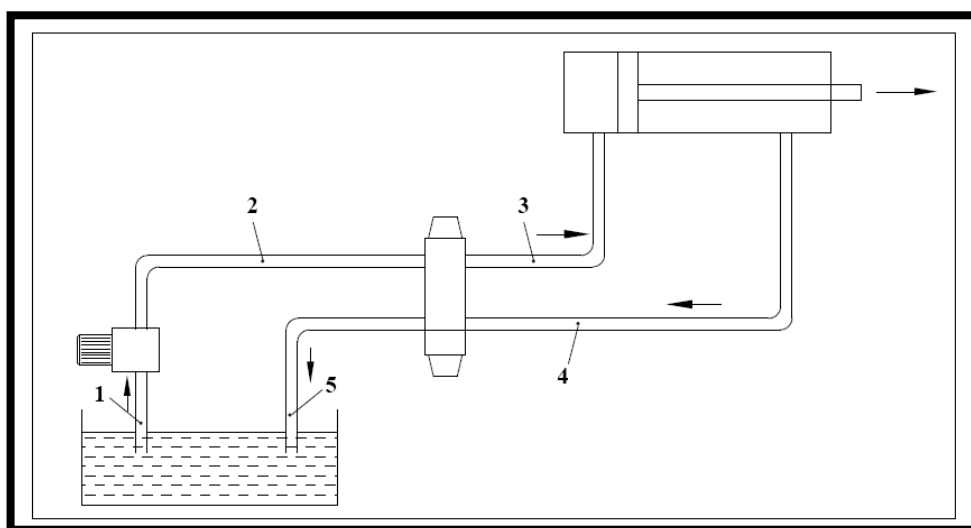


Fig. # 1. 7: Tipos de tubería de un circuito hidráulico.

Fuente: www.imagenesgoogle.com

- Tuberías de aspiración (1).- son tuberías que se encuentran desde el interior del aceite del depósito hasta la entrada de la bomba. Se debe de tomar en cuenta que el extremo de la tubería se debe encontrar completamente sumergido en el depósito del aceite de manera que no pueda absorber aire y de esta manera prevenir posibles malos funcionamientos dentro del sistema, además procurarse que sean de la menor longitud posible con objeto de facilitar la aspiración del aceite. El diámetro interior debe ser generoso para que la velocidad del fluido sea lenta.

- Conductos de presión (2).- son tuberías que van desde la salida de impulsión de la bomba hasta el correspondiente distribuidor del actuador.
- Tuberías de retorno (5).- son tuberías por las que el aceite retorna desde el distribuidor mencionado hasta el depósito. El fluido circula con una presión más baja. La velocidad debe ser algo más lento que en los conductos de presión y el sentido del flujo también es constante y se dirige siempre desde el distribuidor hacia el depósito.
- Tuberías de distribución hacia los actuadores (3) y (4).- son tuberías que cumplen la doble función de tuberías de presión y de retorno, dependiendo del sentido del movimiento del vástago cuando el accionador es un cilindro, y del sentido de giro del eje, cuando tal accionador es un motor hidráulico o un accionador rotatorio.

Para la figura, donde el vástago del cilindro avanza, la tubería (3) se comporta como de presión y la (4) como tubería de retorno. Al invertir el movimiento del vástago, la (4) pasa a ser de presión y la (3) se convierte en tubería de retorno.

En la tabla # 1.2 se muestra valores de velocidad del fluido hidráulico en los circuitos.

EQUIPOS	VELOCIDAD m/s
Aspiración de bomba	0,6 - 1,2
Caudal de impulsión	2 – 5
Caudal de retorno	1,5 - 4
Aplicaciones Generales	4

Tabla # 1. 2: Velocidad fluidos hidráulicos en los circuitos.
Fuente: hidráulica y neumática de Alfaomega.

1.3.2.4.1. Tuberías

Tuberías es un término general que engloba las diferentes clases de líneas de conducción que transportan el fluido hidráulico entre los componentes, así como las conexiones utilizadas entre los conductores. Los sistemas hidráulicos utilizan principalmente, tres tipos de líneas de conducción: tubos gas, tubos milimétricos y mangueras flexibles. Actualmente los tubos gas son los menos costosos de los tres, mientras que los tubos milimétricos y las mangueras flexibles son más convenientes para hacer conexiones y para el mantenimiento de las instalaciones.

1.3.2.4.1.1. Conexiones para mangueras

Los accesorios para mangueras son esencialmente los mismos que para los tubos. Existen conexiones para los extremos de la mayoría de las mangueras, aunque hay uniones roscadas y enchufes rápidos que pueden volver a utilizarse. Es generalmente deseable conectar los extremos de las mangueras con uniones simples que tengan tuercas giratorias. La unión está generalmente montada en el conector pero puede también incorporarse a la manguera. Una manguera corta puede roscarse a un conector rígido en un extremo antes de conectar el otro.

1.3.2.4.1.2. Consideraciones de presión y caudal

Es recomendable un factor de seguridad por lo menos de 4 a 1 y hasta de 8 a 1 según la presión del fluido. Si la presión de funcionamiento es de 0 a 70 kp/cm^2 , debe haber un factor de seguridad de 8 a 1. De 70 kp/cm^2 a 175 kp/cm^2 , el factor de seguridad debe ser de 6 a 1 y para presiones superiores a 175 kp/cm^2 se recomienda un factor de 4 a 1.

$$F_s = \frac{P_R}{P_F} \quad \text{Ecuación 1.9}$$

Donde:

F_s = factor de seguridad.

P_R = presión de ruptura.

P_F = presión de funcionamiento.

1.3.2.4.2. Accesorios

Racores

Existe gran cantidad de modelos en el mercado, tanto para la unión entre tuberías o entre tuberías y componentes. Para obtener uniones de fácil maniobra, existen juntas rápidas especiales que permiten enlazar un tubo flexible a un aparato o a otra tubería.

Abrazaderas

Existe variedad de marcas y de sistemas. No obstante, tienen que cumplir la condición de que no debe agrietar ni cortar la estructura exterior de la manguera y la estanqueidad que tenga que proporcionar en ningún caso se conseguirá por estar excesivamente apretadas.

Existen modelos tales como: abrazaderas de cremallera, de tornillo, de cierre rápido, con banda ancha, etc.

1.3.2.4.3. Velocidad crítica de un fluido

La velocidad crítica de un fluido es la velocidad a la cual el flujo cambia de laminar a turbulento. Para evitar que el flujo turbulento cause pérdidas considerables debido a la fricción, en los sistemas hidráulicos el número de Reynolds crítico no debe superarse $Re_{crit.} = 2300$.

$$V_{crit.} = \frac{Re_{crit} \cdot v}{d} \quad \text{Ecuación 1.10}$$

Donde:

$V_{crit.}$: velocidad crítica en m/s.

$Re_{crit.} = 2300$.

v : viscosidad cinemática en m^2/s .

d : diámetro interior de la tubería en m.

La velocidad crítica no es un valor fijo ya que depende de la viscosidad del fluido hidráulico y del diámetro de la tubería.

En la Fig. # 1.8 se muestra la influencia de la velocidad del flujo en la pérdida de presión.

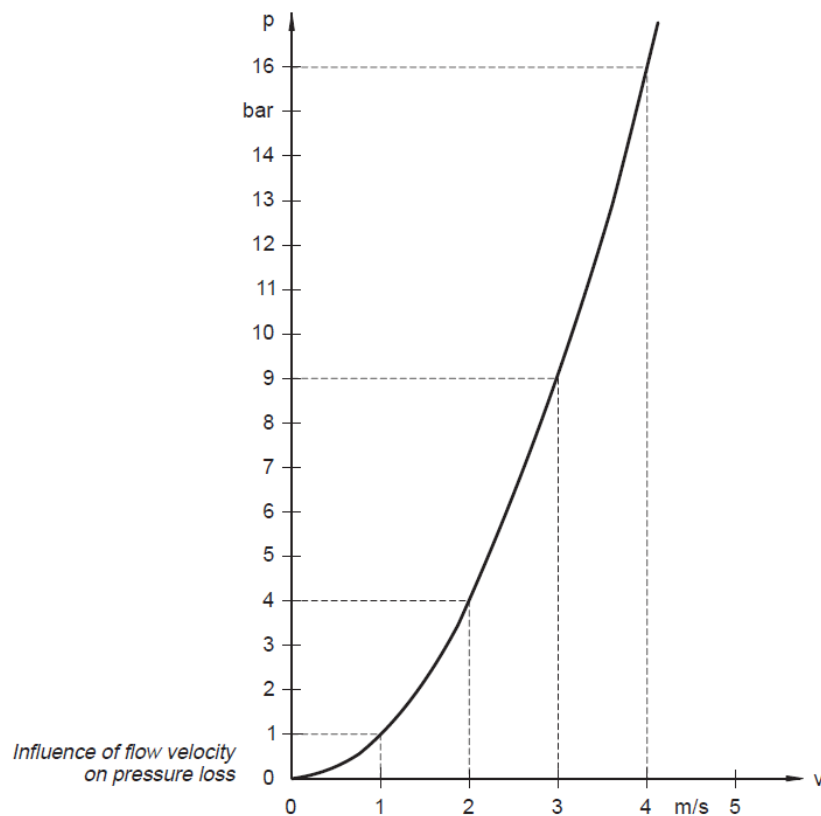


Fig. # 1. 8: Diagrama Velocidad Vs. Presión.
Fuente: Festo Hydraulics.

En la tabla # 1.3 se muestran velocidades de fluidos según su presión.

TRABAJO EN LINEAS DE PRESIÓN		
PRESIÓN (BAR)	PRESIÓN (PSI)	VELOCIDAD MÁXIMA DE TRABAJO (m/s)
50	725	4
100	1450	4,5
150	2175	5
200	2900	5,5
300	4350	6

Tabla # 1. 3: Velocidad fluidos hidráulicos en los circuitos, según la Presión
Fuente: Festo Hydraulics

1.4. Componentes del Banco de Pruebas

Los elementos de un sistema son todos aquellos elementos que se incorporan para su correcto funcionamiento, mantenimiento, y control.

Esta parte se divide en cuatro grupos de la unidad hidráulica que son: Fig. #.9.

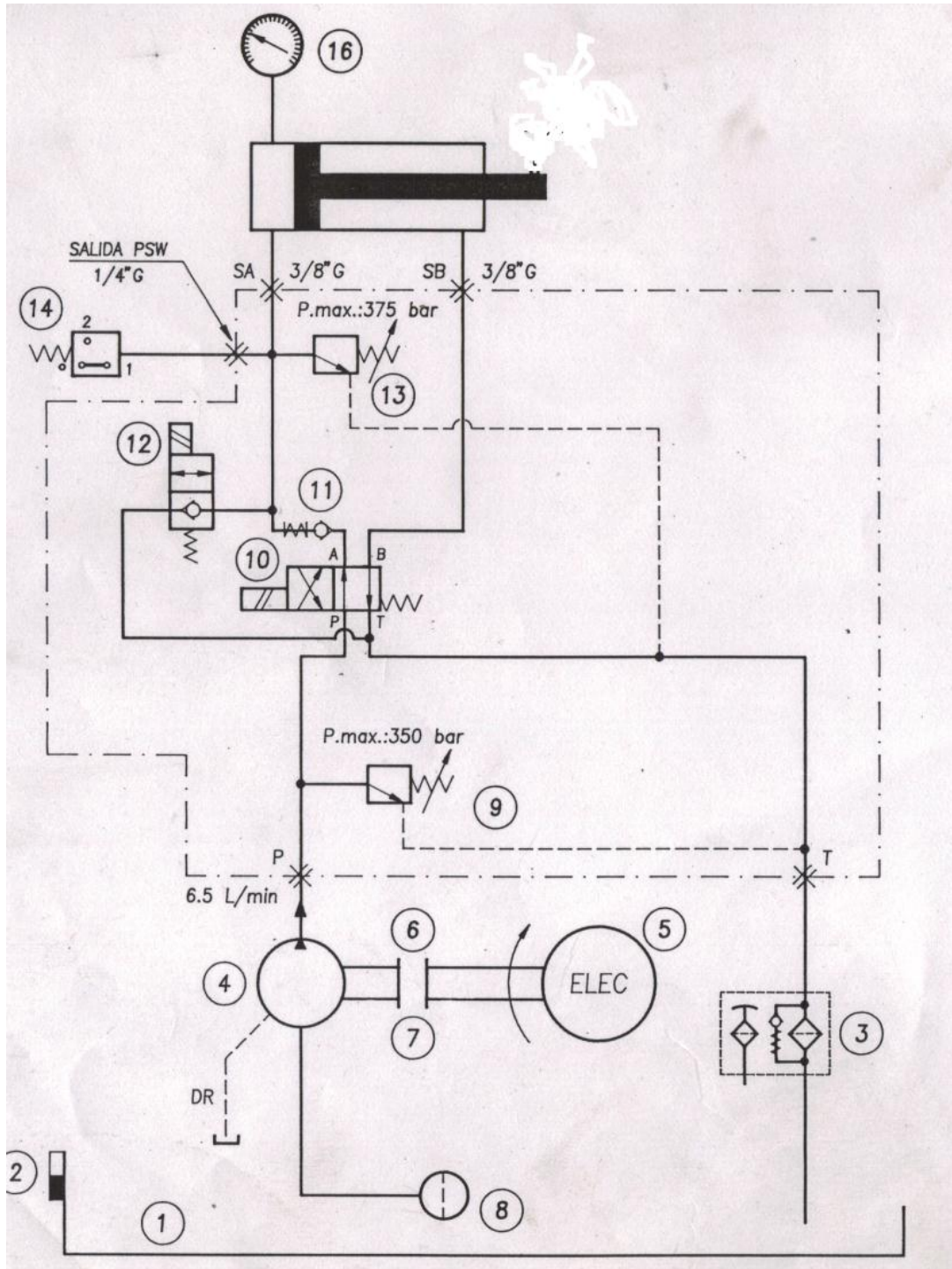


Fig. # 1. 9: Diseño General Unidad Hidráulica + control HMI.
Fuente: Manual de oleohidráulica industrial - vickers

a) Sistema de potencia hidráulico.

Depósito de aceite.
Motor eléctrico en montaje vertical
Tapón de llenado con filtro de aire.
Mirilla de nivel.
Tapón de vaciado.
Filtro de aspiración.
Filtro de retorno.
Bomba desplazamiento positivo.

b) Sistema de control hidráulico.

Válvula antirretorno.
Limitadora de presión.
Válvula de circuito.
Válvula de seguridad.
Electroválvula.
Válvula de retención.

c) Elementos actuadores.

Cilindros hidráulicos.

d) Control H.M.I (Interface Humano Máquina) del sistema.

PLC.
Sensor de Presión.

e) Otros elementos del sistemas

Manómetro.
Tubería de salida y retorno de fluido.
Matrimonio bomba – motor.

1.4.1. Sistema de potencia hidráulico

Los componentes básicos de un sistema de potencia hidráulica son esencialmente iguales, sin importar el medio de utilización.

En la Fig. # 1.10 se detalla todas las partes que conformarán el sistema de potencia oleohidráulico y la vista superior del sistema Fig. # 1.11.

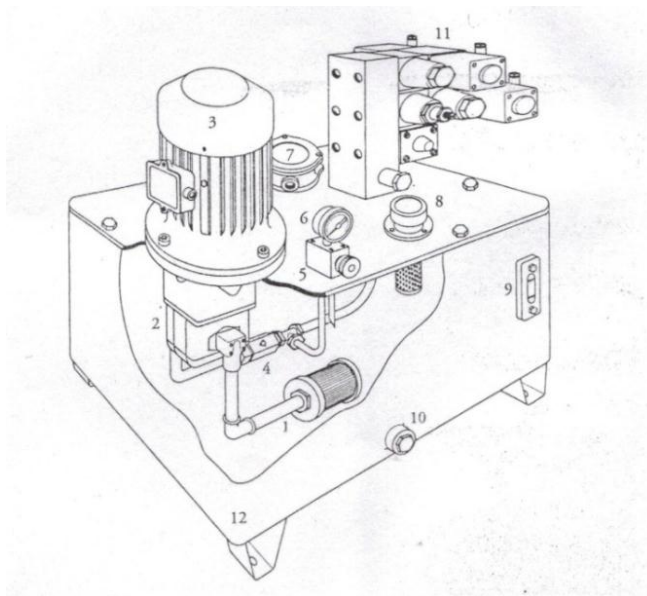


Fig. # 1. 10: Componentes de un grupo hidráulico
Fuente: Manual de oleohidráulica ⁴

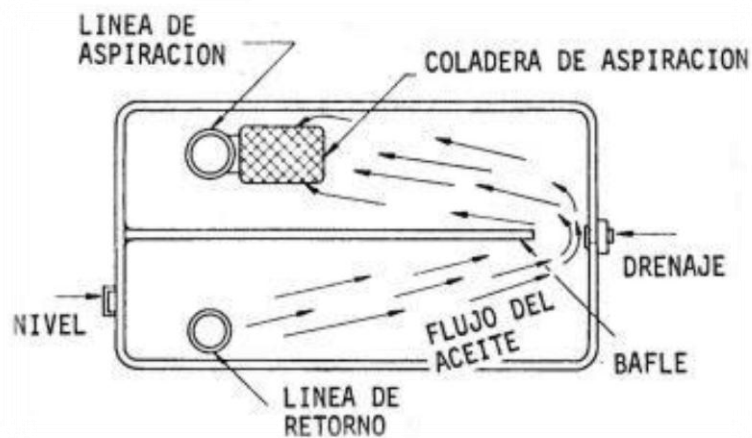


Fig. # 1. 11: Vista superior del sistema hidráulico
Fuente: www.hidraulicapractica.com

⁴DIEZ A, Manual de Oleohidráulica, Alfaomega, primera edición, pág. 182.

1.4.1.1. Depósito

La función principal de los depósitos en un sistema oleohidráulico es almacenar el fluido hidráulico suficiente para suministrar de aceite a los elementos de trabajo y garantizar reservas mínimas en el circuito. El fluido a lo largo del sistema debe ser:

- Filtrado, para eliminar las partículas sólidas extrañas.
- Refrigerado, para mantener las diferencias de temperaturas entre unos límites compatibles con la viscosidad y la duración requerida por el fluido junto con las características de los materiales que constituyen el sistema.

1.4.1.1.1. Dimensiones del depósito

Un tanque de reserva construido apropiadamente debe poder disipar el calor del aceite, separar el aire del aceite, y extraer los contaminantes que se encuentran en el mismo. Los depósitos varían en tamaño de construcción desde pequeños tanques de acero estampado a grandes unidades fabricadas en hierro fundido.

Según valores adquiridos mediante experiencia autores sugieren que el depósito de reserva deberá diseñarse “de 2 o 3 veces la salida el caudal de la bomba en l/min,⁵”.

Un tanque de gran tamaño es altamente deseable para enfriamiento. Las grandes áreas de superficie expuestas al aire exterior transfieren calor desde el aceite. Además, un depósito grande ayuda a sedimentar los contaminantes y separar el aire al reducir la recirculación. Un tamaño común de reservorio sobre una máquina móvil es un depósito de 20 o 30 galones usado con un sistema de GPM. Muchos sistemas

⁵SERRANO A, Oleohidráulica, McGraw Hill Profesional, edición 2002, pág. 100

de 10 GPM operan con tanque de 2 o 3 galones debido a que estos sistemas móviles operan intermitentemente, “no en forma constante”⁶.

tamaño del depósito = galones de la bomba (gpm)x (2 o 3 veces gpm)

La temperatura del aceite dentro de un circuito oleohidráulico, varía entre los límites de los 38°C y 65°C, siendo la temperatura óptima de 50°C a 55°C. Si la temperatura del aceite excede los 70 °C, empiezan a presentarse problemas y los fallos desastrosos comienzan a aparecer alrededor de los 90°C.

El volumen total del aceite necesario de un sistema hidráulico puede ser muy variable y depende del tipo de máquina y de las condiciones de trabajo del circuito, los depósitos se comercializan de pared de aluminio con capacidades de 3, 6, 10 y 25 litros aproximadamente.⁷

El depósito debe ser capaz de almacenar el volumen necesario para llenar el mayor cilindro y contener reservas para que no quede vacío completamente.

Durante el funcionamiento del sistema se producen fluctuaciones en el nivel del aceite ya que cuando los elementos de trabajo son cilindros existen diferencias de volumen entre una cámara y otra, cuando el vástago avanza, el cilindro admite mayor cantidad de aceite en la cámara de avance que la que es capaz de desalojar a través de la cámara de retroceso.⁸

Cuando el vástago retrocede se invierte el proceso: el cilindro admite menor cantidad que la que es capaz de hacer retornar al depósito. Debido a esta razón, es preciso

⁶SERRANO A, Oleohidráulica, McGraw Hill Profesional, edición 2002, pág. 100

⁷SERRANO A, Oleohidráulica, McGraw Hill Profesional, edición 2002, pág. 100

⁸SERRANO A, Oleohidráulica, McGraw Hill Profesional, edición 2002, pág. 100

diseñar los tanques con un cierto volumen de aire, que suele oscilar entre un 20% y el 30% del volumen total del aceite.

$$V_t = Vx \quad \mathbf{1.3} \qquad \mathbf{Ecuación 1.11}$$

Donde:

V_t = volumen total del sistema.

V = volumen del sistema.

1.4.1.1.2. Construcción del depósito

Un depósito industrial típico, conforme a los requerimientos industriales, se calcula de la siguiente manera dependiendo del tipo de trabajo que se va a realizar.

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \qquad \mathbf{Ecuación 1.12}$$

$$V = 2(As) \qquad \mathbf{Ecuación 1.13}$$

Donde:

D = diámetro del émbolo

V = volumen del sistema

A = área del émbolo del cilindro

s = carrera del cilindro

Un depósito o reservorio de aceite generalmente está construido con chapas de acero soldadas, para reducir la etapa de la oxidación la mayor parte de ellas son pintadas con una capa, de manera que se ha compatible con el fluido hidráulico que se utilizara.

Los depósitos suelen construirse de chapa de acero al carbón y en espesores de unos 2mm, el interior debe pintarse de un color claro, con pintura resistente al aceite, con el objeto de apreciar lo mejor posible las impurezas del aceite.⁹

1.4.1.1.3. Partes secundarias del depósito

Cabe indicar que un depósito se diseña para que el mantenimiento del fluido sea muy fácil de realizarlo, en el sistema las principales partes secundarias que se destacan son los siguientes: ver Fig. # 1.12.

Filtro de aire.- por el cambio constante de presión y temperatura, se utilizara un filtro que nos permite el intercambio de aire dentro del depósito.

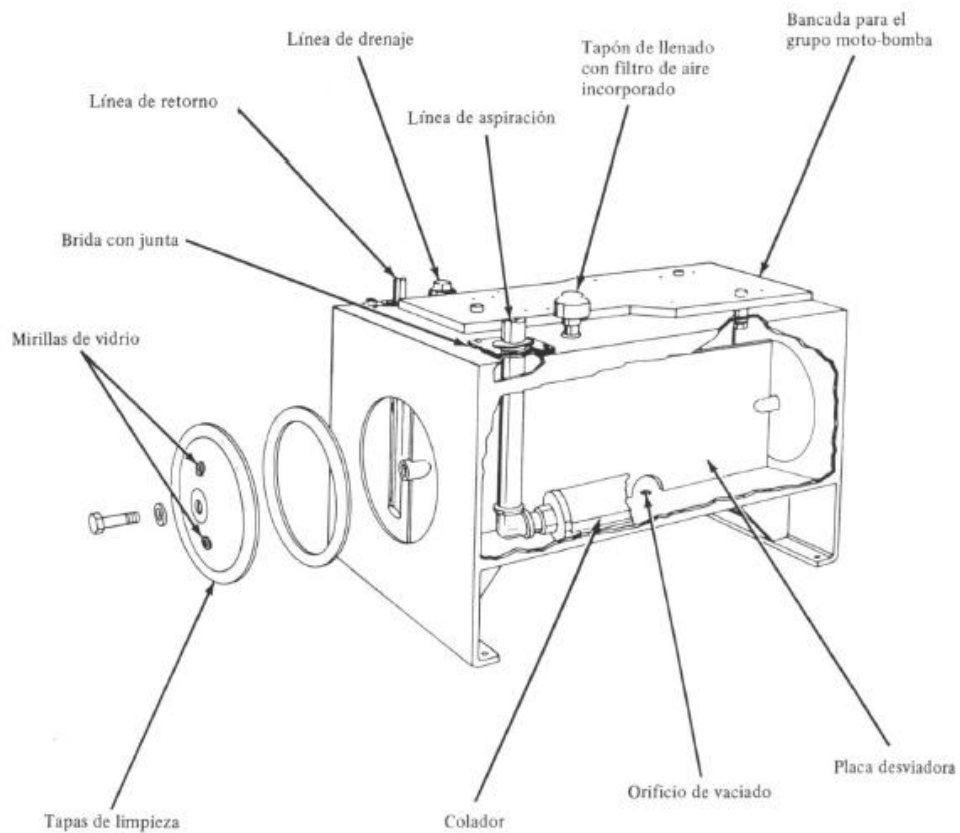


Fig. # 1. 12: Partes secundarias depósito.
Fuente: Manual de oleohidráulica industrial – Vickers.

⁹SERRANO A, Oleohidráulica, McGraw Hill Profesional, edición 2002, pág. 100

Tapas de limpieza.- Se instalan en ambos lados del depósito especialmente cuando su capacidad es superior a diez galones. Estas tapas pueden desmontarse con facilidad y son lo suficientemente grandes para facilitar un acceso completo cuando se limpia o se pinta el interior del depósito.

Placa desviadora (bufle) Fig. 1.13.- Es utilizada usualmente para separar la línea de succión de la línea de retorno. Esto hace que el aceite de retorno circule alrededor de una pared exterior para su enfriamiento antes de que el mismo llegue a la bomba nuevamente. La placa separadora debería ser de aproximadamente dos tercios de la altura del de la bomba, tiene generalmente $2/3$ de la altura del nivel del aceite.¹⁰

Líneas de conexión y racores.- La mayoría de las líneas que llegan al depósito terminan por debajo del nivel de aceite. Para impedir formación de espuma y aireación en el fluido hidráulico, las líneas de entrada de las bombas deben terminar debajo del nivel del fluido, generalmente a 2 plg. (0,0508 m) del fondo del depósito. Las líneas de drenaje de las válvulas pueden terminar por encima del nivel del fluido mientras que las líneas de drenaje de las bombas y motores deben acabar por debajo del nivel más bajo del fluido.

Tapón de llenado.- Forma parte del conjunto y lleva una tela metálica removible que mantiene los contaminantes fuera del depósito cuando se añade fluido al tanque (Fig. #1.13).

¹⁰VICKERS, Manual de oleohidráulica Industrial, pág. 84



Tapón de llenado
con filtro de aire
incorporado

Fig. # 1. 13: Tapón de llenado.
Fuente: Manual Oleohidráulica Industrial - Vickers

Filtros de aire y de llenado

Los filtros de aire o respiradero y de llenado están previstos para ser montados en el depósito y proporcionan una comunicación con la atmósfera. Es decir, permiten que los depósitos se aireen cuando se produzcan variaciones del nivel de aceite.

Nivel de Aceite.- constituye una abertura de vidrio o dos pequeños orificios en las tapas de limpieza, lo que permite comprobar los niveles superior e inferior del fluido (Fig. # 1.14) sin exponer al depósito a la contaminación que puede ocurrir si se utiliza una varilla de nivel.

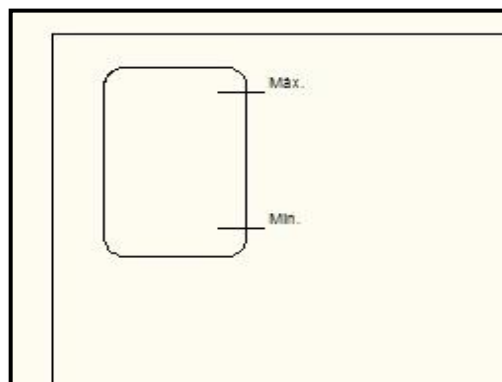


Fig. # 1. 14: Nivel de aceite.
Fuente: www.hidraulicapráctica.com

Tapón de vaciado.- Este dispositivo que forma parte del depósito nos ayudara a desalojar el aceite con bastante facilidad cuando el aceite se encuentre dentro de la contaminación que ya no cumpla sus funciones.

1.4.1.2. Bombas hidráulicas

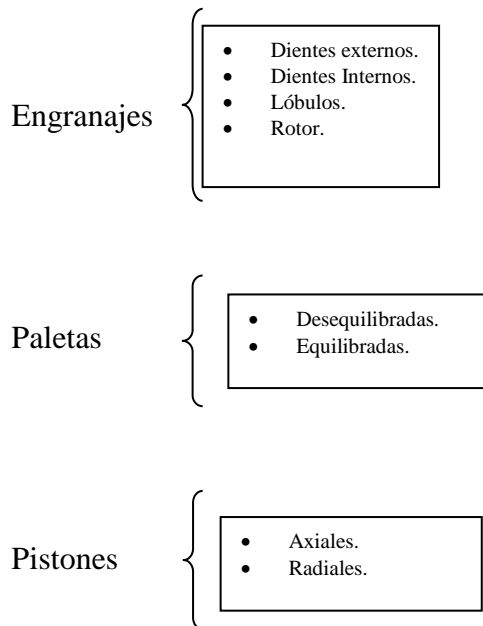
En todo sistema oleohidráulico es preciso que exista un grupo de presión que genere la energía necesaria para mover los vástagos de los cilindros o los ejes de los actuadores rotativos de los componentes que realizan el trabajo, el elemento fundamental en esos grupos es la bomba capaz de elevar la presión del fluido hidráulico y enviar caudal a los mencionados dispositivos consumidores.

1.4.1.2.1. Características de las bombas de engranajes

Las bombas se clasifican generalmente por su presión máxima de funcionamiento y por su caudal de salida en l/min a una velocidad de rotación determinado, todas las empresas fabricantes de este tipo de dispositivo normalmente proporcionan datos como los siguientes en sus productos (Anexo # 1).

1.4.1.2.2. Clasificación de las bombas hidráulicas

En la actualidad las bombas son los aparatos más utilizados después del motor eléctrico, y existe una gran variedad de ellas para transportar líquidos.



1.4.1.2.3. Bombas de engranajes externos

Las bombas hidráulicas de engranajes externos convierten la energía mecánica desarrollada por el motor eléctrico en energía de presión hidráulica. El proceso de transformación de energía se efectúa en dos etapas: aspiración y descarga.

Proceso de aspiración (Fig. # 1.15).- Al comunicarse energía mecánica a la bomba, ésta comienza a girar y con esto se genera una disminución de la presión en la entrada de la bomba, como el depósito de aceite se encuentra sometido a presión atmosférica, se genera entonces una diferencia de presiones lo que provoca la succión y con ello el impulso del aceite hacia la entrada de la bomba.

Proceso de descarga (Fig. # 1.15).- Al entrar aceite, la bomba lo toma y lo traslada hasta la salida y se asegura por la forma constructiva que el fluido no retroceda. Dado esto, el fluido no encontrará más alternativa que ingresar al sistema que es donde se encuentra espacio disponible, consiguiéndose así la descarga.

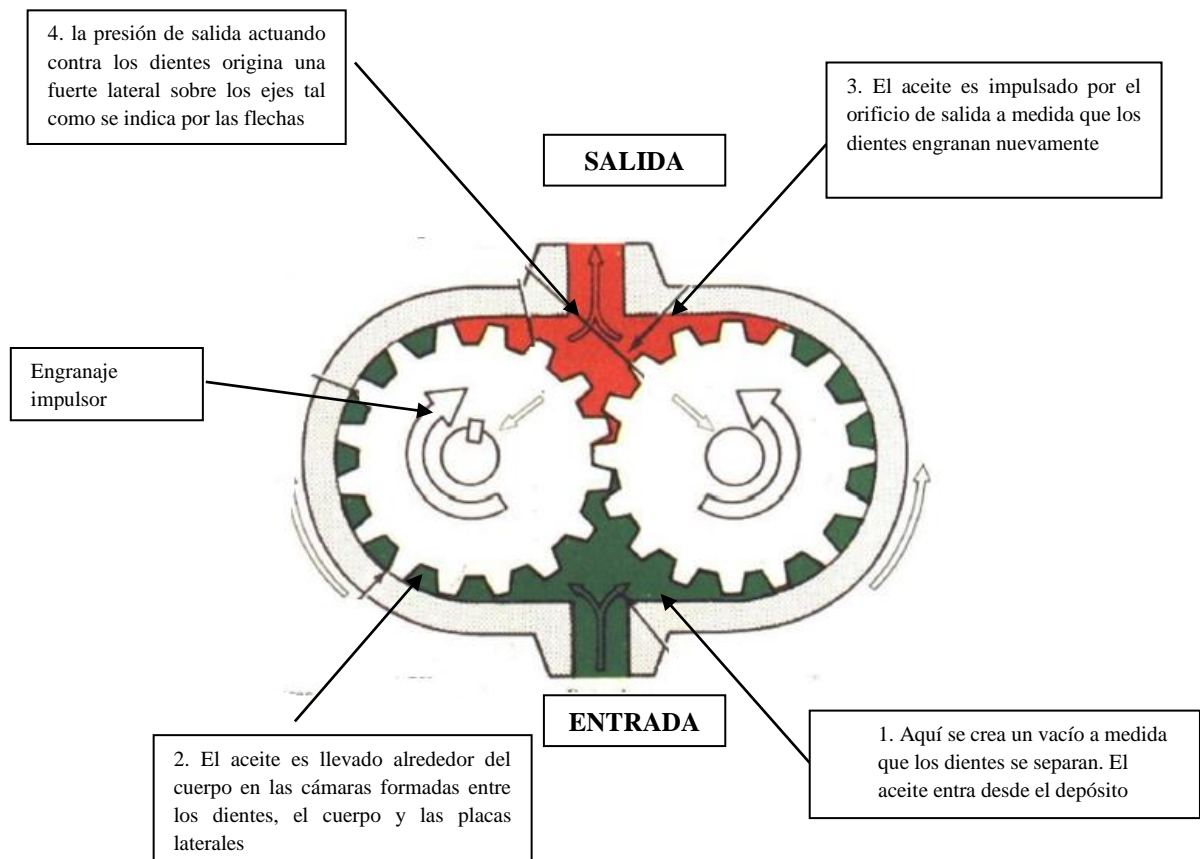


Fig. # 1. 15: Proceso de Aspiración y descarga.
Fuente: Manual de Oleohidráulica- parker

Las bombas son clasificadas normalmente por su salida volumétrica y presión. La salida volumétrica es la cantidad de líquido que una bomba puede entregar a su puerto de salida en cierto periodo de tiempo a una velocidad dada, que es expresada generalmente en galones por minuto (Litros/min).

a) Caudal teórico de la bomba

$$Q_T = \frac{D_1^2 - d_2^2}{4} \times \pi \times L \times n \times 10^{-6} \quad (\text{Litros/min}) \quad \text{Ecuación 1.14}$$

1.14

Continuación ecuación 1.14.

Donde

Q_T = caudal teórico de la bomba (litros/min)

D_1 = diámetro del piñón (mm)

d_2 = diámetro interior del piñón (mm)

L = longitud del diente del piñón (mm)

n = número de revoluciones del motor (rpm)

10^{-6} = factor de conversión.

b) Caudal requerido de la bomba

$$Q_{Requerido} = V_e * A \quad \text{Ecuación 1.15}$$

Donde:

$Q_{Requerido}$ = caudal requerido (m^3/min)

V_e = velocidad del pistón en (m/min)

A = Área del cilindro (m^2)

c) Caudal real de la bomba

$$Q_R = CC * n \quad \text{Ecuación 1.16}$$

Donde:

Q_R = caudal real de la bomba (cm^3/min)

CC = cubicaje de la bomba (cm^3/rev)

n = número de revoluciones del motor (rpm)

d) Desplazamiento de la bomba

Dado que los cambios en la salida volumétrica afectan la velocidad de la bomba, algunas bombas son clasificadas por su desplazamiento. El desplazamiento de la bomba es la cantidad de líquido que la bomba puede entregar por ciclo.

$$CC = \pi * \left(\frac{D_1^2 - d_2^2}{4} \right) * L \quad (\text{cm}^3/\text{rev}) \quad \text{Ecuación 1.17}$$

Donde:

CC = cubicaje de la bomba o desplazamiento

D_1 = diámetro del piñón

d_2 = diámetro interior del piñón

L = longitud de diente del piñón

e) Rendimiento Volumétrico

$$N_V = \frac{Q_R}{Q_T} * 100 \quad \text{Ecuación 1.18}$$

Donde:

Q_R = caudal Real ó requerido

Q_T = caudal Teórico.

1.4.1.2.4. Bomba de engranajes de dientes internos

Esta bomba la constituyen elementos como, engranajes de dientes externos (motriz), engranajes de dientes internos (conducido) y una placa en forma de media luna. Existe una zona donde los dientes engranan completamente en la cual no es posible alojar aceite entre los dientes (Fig. # 1.16).

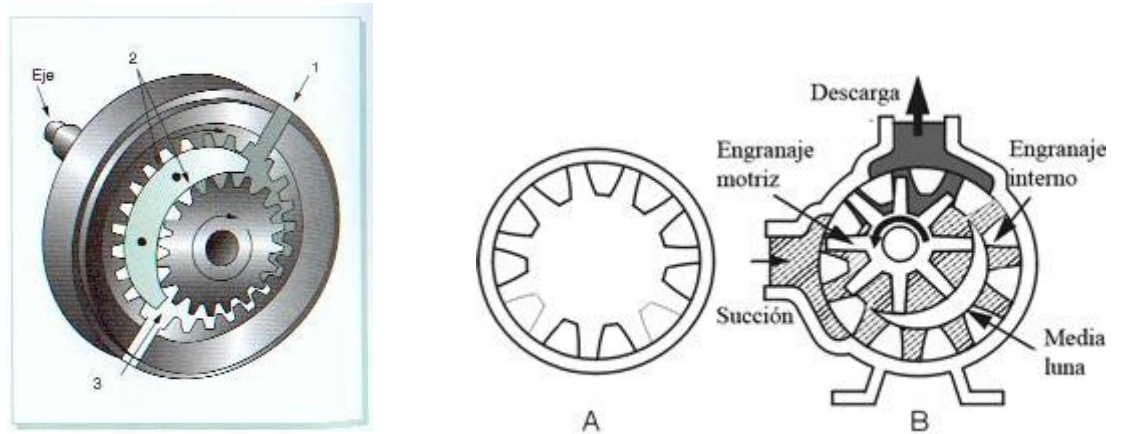


Fig. # 1. 16: Bombas de engranajes de dientes internos
Fuente: Haldex Hydraulics

1.4.1.3. Motor eléctrico

Un motor es una máquina que transforma energía eléctrica en energía mecánica. Algunos de estos motores son reversibles, pueden transformar energía mecánica en energía eléctrica funcionando como generadores.

Son ampliamente utilizados en instalaciones industriales, comerciales y particulares. Pueden funcionar conectados a una red de suministro eléctrico o a baterías.

$$HP_{Requeridos} = Q_R \times P \times 0.0007 \quad \text{Ecuación 1.19}$$

1.4.1.3.1. Motores trifásicos

La mayoría de los motores trifásicos tienen una carga equilibrada, es decir, consumen lo mismo en las tres fases, ya estén conectados en estrella o en triángulo. Las tensiones en cada fase en este caso son iguales al resultado de dividir la tensión de línea por raíz de tres. Por ejemplo, si la tensión de línea es 380 V, entonces la tensión de cada fase es 220 V.

1.4.1.3.2. Cambio de sentido de giro del motor

Para efectuar el cambio de sentido de giro de los motores eléctricos de corriente alterna se siguen unos simples pasos tales como:

- Para motores monofásicos únicamente es necesario invertir las terminales del devanado de arranque, esto se puede realizar manualmente o con unos relevadores.
- Para motores trifásicos únicamente es necesario invertir dos de las conexiones de alimentación correspondientes a dos fases de acuerdo a la secuencia de trifases.
- Para motores de a.c. es necesario invertir los contactos del par de arranque.

1.4.1.4. Acondicionadores de aceite

Los acondicionadores de aceite son dispositivos que ayudan a mantener el aceite en condiciones de limpieza adecuadas, de tal manera que permita alargar la vida útil de todos los elementos.

1.4.1.4.1. Filtros

Son los que están encargados de retirar del aceite, toda partícula sólida extraña, que esté perjudicando el correcto funcionamiento del sistema. Tal limpieza es imprescindible en todo sistema hidráulico sin importar el tipo de máquina o aparato, la colocación de dicho dispositivo es muy importante ya que en muchos de los casos los componentes hidráulicos son muy vulnerables y delicados cuando una partícula sólida pasa por su interior.

En la Fig. # 1.17 se muestra un esquema de un filtro.

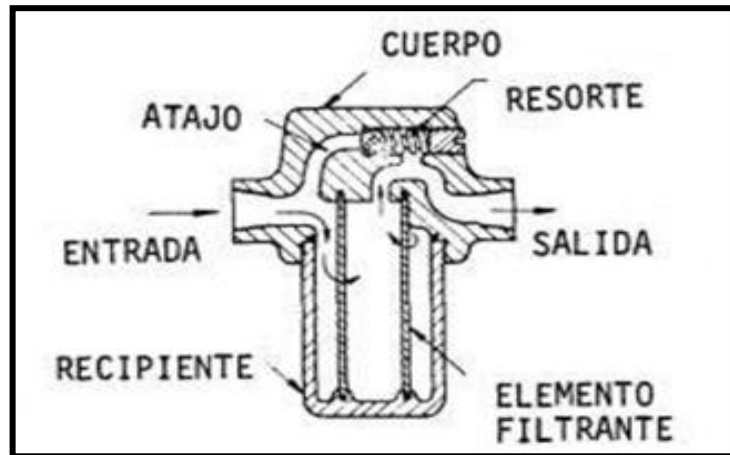


Fig. # 1. 17: Esquema básico de un filtro
Fuente: www.hidraulicapractica.com

El nivel de filtraje más conveniente depende del tipo de bomba y de la presión de funcionamiento. El fabricante de la bomba en sus catálogos técnicos recomienda el grado necesario de filtraje para un adecuado funcionamiento.¹¹

En lo que a presiones se refiere, a medida que dicha presión crece, el tamiz disminuye según se puede apreciar en la tabla # 1.4.

GRADOS DE FILTRAJE	
PRESION (MPA)	FILTRAJE (um)
Hasta 7	de 100 – 125
10	90
14	60
20	20
A partir de 30	10
Condiciones Especiales	5, 3 y 1

Tabla # 1. 4: Grados de filtraje según norma ISO.
Fuente: Oleohidráulica serrano

¹¹SERRANO A, Oleohidraulica, McGraw Hill Profesional, edición 2002, pág. 105

1.4.1.4.1.1. Tipos de filtros

Según la función asignada, los filtros se dividen en:

- Filtros de aspiración.
- Filtros de retorno.
- Filtros de presión.
- Filtros de aire y de llenado.

a) Filtro de aspiración

Se instalan en el conducto de aspiración de la bomba (entrada de la bomba), con el objeto de filtrar el aceite que aspira la misma. No es preciso que soporte presión alguna. Son los más sencillos y los grados de filtraje más corriente están por los 60, 90, 125 Y 250 μm ¹². El filtraje se realiza desde el exterior hacia el interior del elemento, lo cual facilita su limpieza ya que la suciedad queda adherida a la pared externa del filtro.

Con la adecuada elección del tamaño, en función del caudal nominal recomendable, las pérdidas de carga en estos componentes no suelen superar los 0,10 bar, valor perfectamente despreciable en comparación con otras pérdidas de carga que se producen dentro del circuito.

Los caudales nominales más frecuentes oscilan entre 5 l/min y los 500 l/min, con roscas de conexión al tubo de aspiración que oscilan entre los 3/8" y la 3" de rosca normalizada BSP.

¹²SERRANO A, Oleohidráulica, McGraw Hill Profesional, edición 2002, pág. 106

Esquema del filtro de aspiración. Fig. # 1.18.

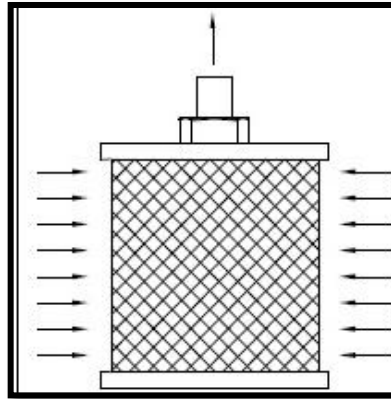


Fig. # 1. 18: Esquema básico de filtro de aspiración.
Fuente: www.hidraulicapráctica.com

b) Filtros de retorno

Se utilizan con la finalidad de retener las impurezas al regreso del aceite y que no vuelvan al depósito, de uso general sobre todo por la gama tan amplia de filtraje disponible y por las ventajas que reportan al ser montados normalmente sobre la propia tapa de los depósitos, lo que facilita su posterior mantenimiento. Fig. # 1.9.

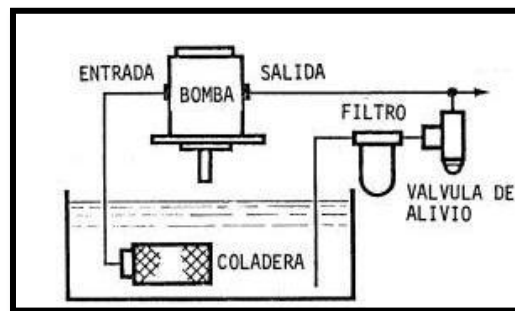


Fig. # 1. 19: Esquema básico de filtro de retorno.
Fuente: www.hidraulicapráctica.com

Los grados de filtraje más corrientes son de 10, 20, 40 y 90 μm , pudiendo soportar presiones de trabajo de entre 0,5 y 30 bar y temperatura de -10°C a 100°C . Los caudales nominales oscilan entre los 60 y los 1300 l/min, con caídas de presión para esos caudales que no superan los 0,4 bar en la mayoría de los casos.

c) Filtros de presión

Los filtros de presión, menos utilizados que los de retorno, se instalan en las líneas de presión de los circuitos e inmediatamente después de la salida de la bomba. Deben ser muy resistentes y herméticos ya que tienen que soportar las presiones de trabajo de la instalación (Fig. # 1.20).

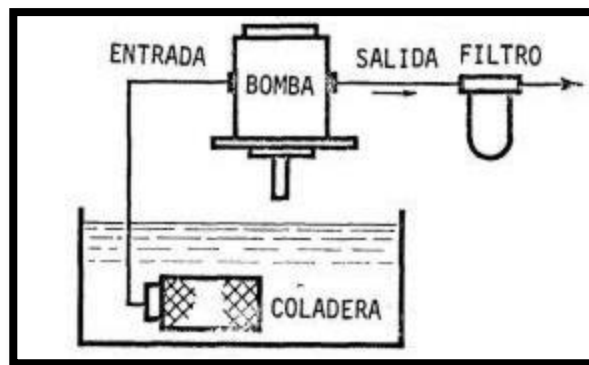


Fig. # 1. 20: Esquema básico de filtro de presión.
Fuente: www.hidraulicapráctica.com

Las presiones de trabajo que pueden soportar en general alcanzan los 420 bares con caudales de entre los 60 y los 400 l/min, para aplicaciones comunes. Las temperaturas de funcionamiento oscilan entre los -10°C y los 100°C y los grados de filtraje más corrientes son los de 10, 25 y $60\ \mu\text{m}^{13}$.

La colocación de estos filtros inmediatamente después de la bomba asegura la alimentación de todos los demás órganos mediante aceite altamente depurado, ya que puede atrapar partículas mucho más pequeñas que los de la línea de aspiración.

¹³SERRANO A, Oleohidráulica, McGraw Hill Profesional, edición 2002, pág. 106

1.4.2. Sistema de control hidráulico

1.4.2.1. Válvulas

Las válvulas tienen la misión de actuar como unidades de control, es decir, de regular otros dos elementos fundamentales en todo mando oleohidráulico como son la presión y el caudal. Se clasifican en:

- Reguladoras de caudal
- Reguladoras de presión

1.4.2.1.1. Válvulas reguladoras de caudal

Las válvulas reguladoras de caudal, también llamadas válvulas limitadoras de caudal, regulan a un caudal fijo, independientemente de la fluctuación de las presiones de trabajo y caudales de inicio. Previene, por ejemplo, el funcionamiento de bombas a un rendimiento demasiado elevado o regula el rendimiento de todos los sistemas e instalaciones.

La válvula reguladora de caudal está formada por un cuerpo, con los dos orificios de unión y un taladro calibrado no regulable por lo que estas válvulas deben producir una resistencia hidráulica. Si se produce presión delante de esta resistencia hidráulica el caudal se dividirá y una parte del caudal de la bomba fluirá por la válvula y la otra por el estrechamiento constante con lo cual el volumen se reducirá en esta parte de tubería.

Como consecuencia, el fluido entra con una presión que al pasar por el estrechamiento constante produce un rozamiento actuando igual que una resistencia.

La energía hidráulica se transforma en energía térmica, deduciéndose una pérdida de energía a la cual se le conoce como caída de presión. Fig. # 1.21.



Fig. # 1. 21: Símbolo de una válvula reguladora de caudal.
Fuente: www.hidraulicapractica.com

1.4.2.1.2. Válvulas reguladoras de presión

Las válvulas de control de la presión hay que considerarlas como parte integrante del sistema que actúan bajo la influencia de la presión o bajo el efecto de las modificaciones de esta presión. Por consiguiente, desempeñan diferentes cometidos tales como el limitar la presión máxima del sistema o regular la reducción de la presión en ciertas partes del circuito.

Su funcionamiento está basado en el balance de la presión y la fuerza del resorte, teniendo la mayoría infinidad de posiciones, queriendo decir con esto que las válvulas pueden tomar varias posiciones pudiendo ser éstas completamente cerradas o completamente abiertas, dependiendo del porcentaje de flujo y la diferencia de presión. Fig. # 1.22.

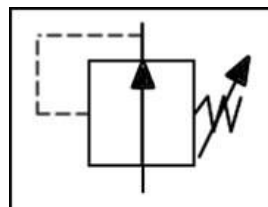


Fig. # 1. 22: Símbolo de una válvula reguladora de presión.
Fuente: www.hidraulicapractica.com

En la Fig. # 1.23 se muestran los tipos de asiento de las válvulas.

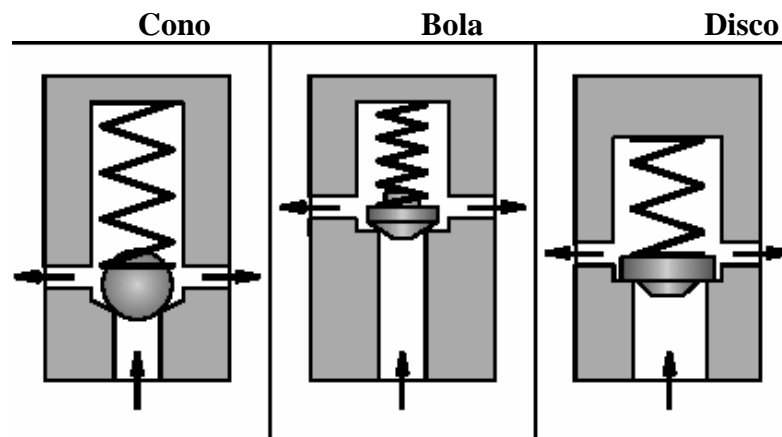


Fig. # 1. 23: Tipos de asiento de las válvulas.
Fuente: www.hidraulicapractica.com

1.4.2.1.3. Válvulas direccionales

Las válvulas direccionales, como su nombre indica, se usan para controlar la dirección del caudal. Aunque todas realizan esta función, las válvulas direccionales se las puede clasificar por construcción y funcionamiento. Se clasifican, según sus características principales, en:

- Tipo de elemento interno. Obturador (pistón o esfera), corredera rotativa o deslizante.
- Métodos de actuación. Levas, émbolos, palancas manuales, mecánicos, solenoides eléctricos, presión hidráulica y otros, incluyendo combinaciones de éstos.
- Número de vías. Dos vías, tres vías, cuatro vías, etc.
- Conexiones. Roscas cónicas, roscas cilíndricas, bridas y placas bases.

1.4.2.1.4. Válvulas antirretorno

Una válvula antirretorno no es más que una válvula direccional de una sola vía (Fig. #1.24). Permite el paso libre del aceite en una dirección y lo bloquea en la otra.

Se utilizan cuando se pretende mantener a presión una tubería en servicio y poner en descarga la alimentación. El flujo del fluido que se dirige desde el orificio de entrada hacia el de utilización tiene el paso libre, mientras que en el sentido opuesto se encuentra bloqueado. También se las suele llamar válvulas unidireccionales.

Las válvulas antirretorno son ampliamente utilizadas en tuberías conectadas a sistemas de bombeo para evitar golpes de ariete, principalmente en la línea de descarga de la bomba.

Obsérvese que el símbolo gráfico compuesto para una válvula antirretorno indica dos posiciones de la válvula: abierta y cerrada.

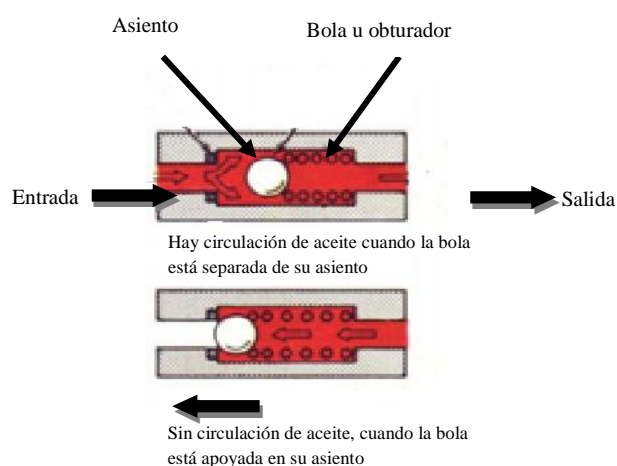


Fig. # 1. 24: Válvula antirretorno.
Fuente: Manual de oleohidráulica industrial Vickers.

Símbolo de una válvula antirretorno Fig. # 1.25.

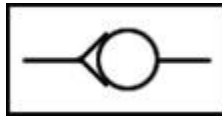


Fig. # 1. 25: Símbolo de una válvula antirretorno.
Fuente: www.hidraulicapráctica.com

1.4.3. Otros elementos.

1.4.3.1. Manómetros

Los manómetros son componentes oleohidráulicos encargados de indicar la presión de los puntos del circuito donde se hallan instalados, aunque en un circuito pueden instalarse varios manómetros, siempre es adecuado colocar uno en la salida del conducto de la central hidráulica y lo más cerca posible de la válvula de seguridad¹⁴.

Existen diversos tipos de manómetros aunque los más empleados son los circulares y con baño de glicerina. Este tipo de manómetro está semilleno de glicerina (Fig. # 1.26) que sirve para amortiguar los movimientos bruscos a que puede estar sometido un indicador.



Fig. # 1. 26: Manómetro con baño de glicerina.
Fuente: www.hidraulicapráctica.com

¹⁴SERRANO A, Oleohidráulica, McGraw Hill Profesional, edición 2002, pág. 112

Al elegir un manómetro debe procurarse que la escala del mismo supere la presión máxima posible que pueda darse en el circuito con el fin de proteger la aguja indicadora, como mínimo debe superar la escala del 30% de dicha presión máxima e incluso llegar a duplicarla¹⁵.

1.4.4. Elementos actuadores

Entre los elementos actuadores de un sistema oleohidráulico están:

- Cilindros
- Motores

1.4.4.1. Cilindros hidráulicos

Los cilindros hidráulicos convierten la presión y movimiento del fluido hidráulico en fuerza y movimiento mecánicos en línea recta. El flujo de un fluido dentro de un cilindro hace mover el pistón y la presión del fluido proporciona a éste la fuerza. El movimiento y la fuerza del pistón se combinan para producir trabajo. El régimen del flujo del fluido determina la velocidad del pistón.

Este tipo de cilindros constan de varias partes unas son fijas y otras móviles, el objetivo principal de este banco de pruebas es garantizar el buen funcionamiento de dichos cilindros. Esto se lograra realizando pruebas a algunos componentes de los cilindros hidráulicos entre ellos tenemos los principales que son sus sellos hidráulicos, las costuras que tienen es decir las soldaduras.

¹⁵SERRANO A, Oleohidraulica, McGraw Hill Profesional, edición 2002, pág. 112

La prueba que deben pasar dichos componentes son de presión, esta prueba se la realizara a la capacidad máxima de trabajo de los cilindros hidráulicos.

1.4.4.1.1. Cilindro hidráulico simple efecto

Este tipo de cilindro puede ser de empuje o tracción. El retorno del vástago se realiza mediante la fuerza de la gravedad, el peso de una carga o por medio de un muelle. Es costumbre encontrar en este cilindro un orificio para que la cámara no se llene de aire. Fig. # 1.27.

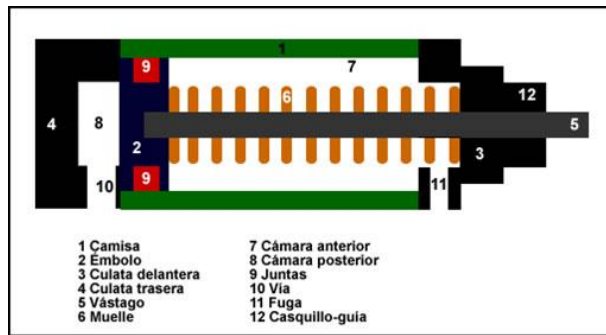


Fig. # 1. 27: Cilindros de simple efecto.
Fuente: www.imagenesgoogle.com

1.4.4.1.2. Cilindro hidráulico doble efecto

En este tipo de cilindro tenemos dos orificios que hacen de entrada y salida de fluido, de manera indistinta. Incluso pueden llevar de fabricación válvulas para regular la velocidad de desplazamiento del vástago. Suelen ir acompañados de válvulas distribuidoras, reguladoras y de presión en su montaje en la instalación hidráulica.

Tiene dos cámaras, una a cada lado del émbolo. En el émbolo es donde va sujeto el vástago o pistón; y es el que hace que se desplace el vástago de un lado a otro según le llegue el fluido por una cámara u otra.

El volumen de fluido es mayor en el lado contrario al vástago, esto repercute directamente en la velocidad del mismo, haciendo que la velocidad del retorno del vástago sea algo mayor que en su desplazamiento de salida.¹⁶ Fig. # 1.28.

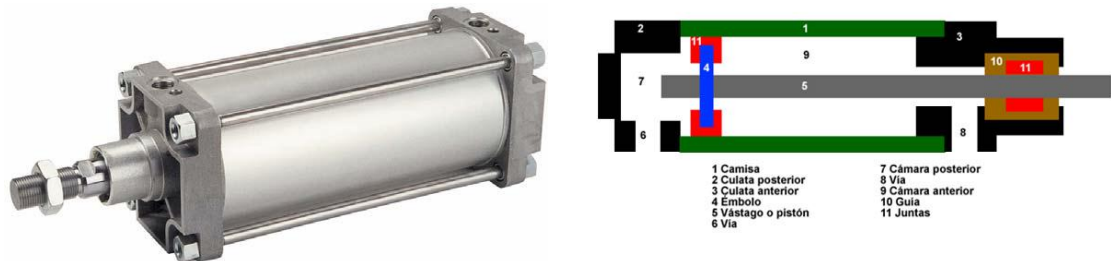


Fig. # 1. 28: Cilindros de doble efecto.
Fuente: www.imagenesgoogle.com

Partes de un cilindro hidráulico de doble efecto. Fig. # 1.29.

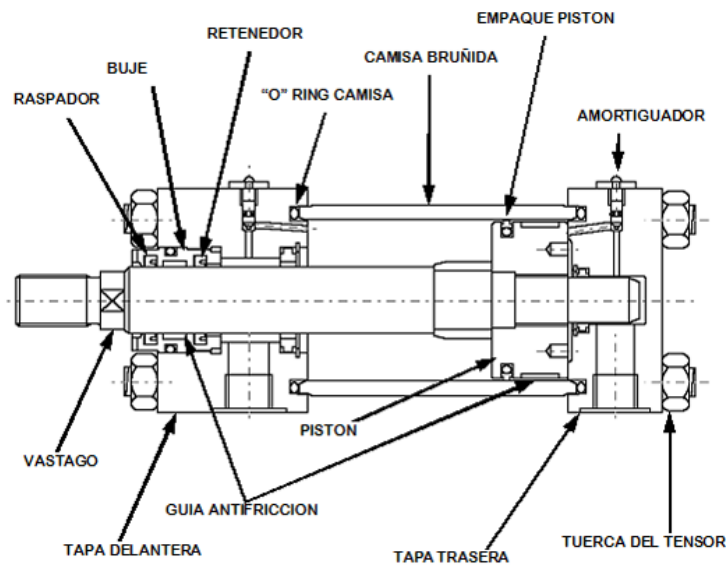


Fig. # 1. 29: Partes de un cilindro de doble efecto.
Fuente: www.imagenesgoogle.com

Los cilindros han sido diseñados para su uso bajo presiones de operación entre 27 y 35 Mpa. La presión de operación de un cilindro puede variar según la aplicación.

¹⁶Manual RexrothBosh – Cilindros – Tipos de cilindros.

1.4.4.1.3. Velocidad de operación de un cilindro hidráulico

La velocidad de operación de los cilindros hidráulicos varía según el volumen del cilindro y el caudal de la bomba hidráulica. Si se tiene el caudal de la bomba y las dimensiones del cilindro son conocidas, se puede usar la siguiente ecuación:

$$V_e = \frac{Q}{0,166 \times A} \quad \text{Ecuación 1.20}$$

Donde:

V = velocidad m/seg

Q = caudal de la bomba (l/min)

A = área del pistón (m²)

Área del pistón

$$A = \frac{D^2 \pi}{4} \quad \text{Ecuación 1.20 (a).}$$

Donde:

D = diámetro máximo del pistón (m)

1.4.4.1.4. Volumen del cilindro hidráulico

$$V = A \times s \quad \text{Ecuación 1.20 (b).}$$

Donde:

V = volumen del líquido (m³).

A = área del émbolo (m²)

s = carrera (m)

1.4.4.1.5. Fuerza de extensión

Es la fuerza ejercida en el vástago del pistón cuando se aplica presión sobre el diámetro completo del pistón.

$$F_{\text{extensión}} = P \times A \times 0,9 \quad \text{Ecuación 1.21}$$

Donde:

A = área del pistón (mm²)

P = presión de diseño (Mpa)

0,9 = coeficiente de rozamiento de juntas móviles del cilindro

1.4.4.1.6. Pandeo

El pandeo se produce a consecuencia de la flexión que sufre el cilindro provocada por una compresión lateral. Si el cilindro trabaja a compresión, es necesario comprobar su comportamiento respecto a las fuerzas exteriores y ver si las condiciones de estabilidad al pandeo están garantizadas.

Cuando la longitud entre apoyo y punto de aplicación, de los cilindros que trabajan a compresión es notable, ha de comprobarse la flexión lateral para evitar el pandeo. El vástago es el componente más propenso a encorvarse, de sección pequeña relativamente a su longitud, y admitiendo la posibilidad de flexar y siendo la parte más débil del cilindro.

Para conseguir que éste no se pandee, es preciso que la fuerza total que lo comprime sea inferior a un valor que la resistencia de materiales permite calcular y que depende de las condiciones de fijación de los extremos de la pieza.

Para calcular la resistencia al pandeo se utiliza, por su gran aceptación en cilindros, las fórmulas de EULER dado que los vástagos mayormente se consideran como

barras esbeltas. EULER calculó matemáticamente la carga crítica capaz de producir pandeo, siendo válidas cuando el grado de esbeltez cumple a ser mayor o igual a 105.

Con una esbeltez menor el cálculo se realizará según la ecuación que se muestra a continuación. Es una ecuación del mismo tipo para todos los casos, pero con distintos coeficientes, así tenemos:

$$F_e = K \frac{\pi^2 I E}{L_i^2} \quad \text{Ecuación 1.22}$$

Siendo:

F_e = Carga total más allá de la cual se producirá la rotura, en kp o kgf.

I = Momento de inercia mínimo para secciones transversales circulares. ($I = d^4 \cdot \pi / 64$), en cm^4 .

E = Módulo de elasticidad del material empleado, en Kp/cm^2 .

L_i = Longitud virtual sometida a pandeo, en cm (L = Longitud real entre apoyos, en cm.)

K = Coeficiente cuyo valor depende del sistema de fijación del cilindro por sus extremos.

En cuanto a los valores que se han de dar a K , corresponden a los cuatro casos:

Un extremo fijo y otro libre: $K = 1/4$.

Los dos extremos articulados: $K = 1$.

Un extremo articulado y el otro fijo: $K = 2$.

Los dos extremos fijos: $K = 4$.

Sea F_t la carga máxima admisible o fuerza total a que debe estar sometido el cilindro; en la práctica se le impone la condición $F_t = F/n$, siendo n un coeficiente de seguridad mayor que la unidad y determinado experimentalmente.

El coeficiente de seguridad suele hallarse comprendido entre 2 y 10 siendo su valor promedio 5. Es usual un factor de 2,5 para las aplicaciones con presión nominal de 160 bar y de 3.5 para presiones nominales entre 250 y 315 bar.

Por consiguiente, también se puede escribir:

$$F_t = \frac{K \cdot \pi^2 \cdot I \cdot E}{n \cdot L_i^2} \quad \text{Ecuación 1.23}$$

1.4.4.1.7. Estanqueidad en cilindros hidráulicos

La estanqueidad se necesita para mantener la presión, para impedir la pérdida de fluido y la contaminación. Hay varios métodos para hacer estancos los componentes hidráulicos, según se trate de estanqueidad positiva o no positiva, o si la aplicación es de estanqueidad estática y dinámica, o de la presión de funcionamiento y de otros factores.

Estanqueidad estática.- Este tipo de elementos son instalados en piezas que no existe ningún tipo de movimiento considerados únicamente como dispositivos sellantes entre dos elementos metálicos, plásticos...etc. Fig. # 1.30.

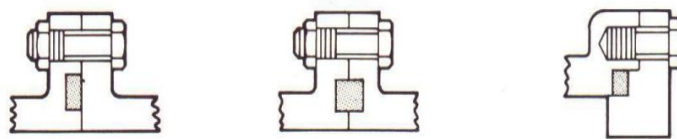


Fig. # 1. 30: Uniones estáticas con bridas.
Fuente: Vickers Hydraulics

Estanqueidad dinámica.- Los elementos de estanqueidad dinámicos se instalan entre piezas que se mueven una en relación con la otra. (Fig. # 1.31). Así, por lo menos una de las piezas debe frotar contra el cierre y, por consiguiente.

Los elementos dinámicos están sometidos a desgaste. Esto hace, naturalmente, que su diseño y aplicación sean más difíciles.

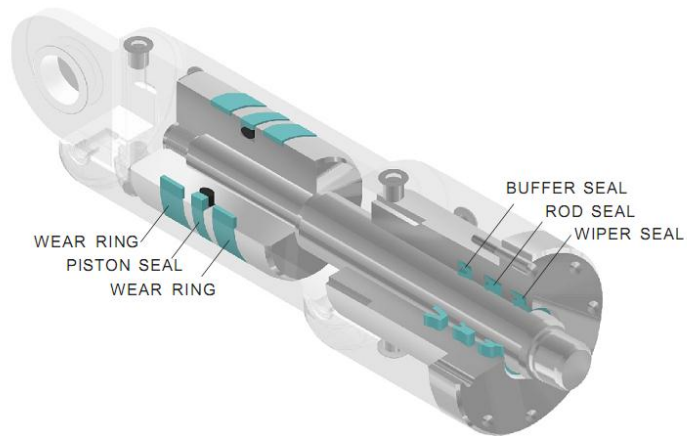


Fig. # 1. 31: Estanqueidad Dinámica.
Fuente: Vickers Hydraulics

Se debe tomar en cuenta la velocidad del embolo, ya que de esto dependerá que las juntas hidráulicas, no se deterioren prematuramente, en la tabla # 1.5 se detalla el valor máximo y mínimo de velocidad del pistón vs la carga máxima ejecutable.

VELOCIDAD DEL PISTÓN (mm/s)	FACTOR MÁXIMO DE CARGA	VELOCIDAD (m/min)
8 – 100	0,7	0,5 - 6
101 – 200	0,3	6,1 - 12
201 – 300	0,1	12,1 - 18

Tabla # 1. 5: Relación entre el factor de carga y velocidad del pistón.

1.4.4.1.8. Sellos hidráulicos

Los sellos hidráulicos son dispositivos, los cuales tratan de impedir la salida (o tal vez entrada) de fluido de la máquina o recipiente. Son comunes en las máquinas de fluido y en dispositivos que requieren mantener algún fluido por dentro.

En sistemas hidráulicos, todos los componentes tienen cavidades internas que sellan en su mayoría por el contacto entre metales, debido a esto fugas internas pequeñas se permiten con fines de lubricación, pero en otros casos la fuga debe ser cero, por ejemplo, en cilindros o en las bombas para evitar fugas externas. El uso de elastómeros o materiales flexible es obligatorio.

El Anexo # 9 indica las características básicas y recomienda las temperaturas de trabajo y las aplicaciones que pueden obtenerse de los diferentes materiales.

El siguiente es un resumen de los materiales más usados en los sellos hidráulicos:

BUNA N (Nitrilo o NBR)

Es quizás el material más común en todas las aplicaciones hidráulicas, es un material relativamente barato. Es un copolimero de butadieno y acrilonitrilo. Excelente con los fluidos hidráulicos que usan el petróleo como base. Buena resistencia a baja temperatura.

Buena recuperación de forma, corte y abrasión. Baja resistencia al ozono, luz del sol e intemperie.

Rango de temperatura	Fluidos recomendados	Fluidos no recomendados
-50 °C a 100 °C	Fluidos a base de petróleo	Hidrocarburos halogenados
	Agua	Esteres de fosfato
	Di Ester	Ketonas
	Compuestos de Glicol - Agua	Ácidos

Tabla # 1. 6: Características del material nitrilo.

Fluorocarbón (VITON O FPM)

Sello fabricado de fluoruro de vinilo y hexafluoruro de propileno. Excelente para vacío, y el reemplazo perfecto para el Buna N cuando se requiere alta temperatura.

Rango de temperatura	Fluidos recomendados	Fluidos no recomendados
-30 °C a 170 °C Hasta 300 °C por corto tiempo	Fluidos a base de petróleo	Skydrol 500, 700
	Esteres de silicio	Esteres de fosfato
	Di Ester	Ketonas
	Hidrocarburos halogenados	

Tabla # 1. 7: Características del material fluorocarbón.

1.4.4.1.9. O – Ring

Se denomina junta teórica u O-Ring a una junta de forma toroidal, habitualmente de goma, cuya función es la de asegurar la estanqueidad de fluidos, por ejemplo en cilindros hidráulicos y cilindros neumáticos.

Las juntas teóricas se colocan en ranuras diseñadas para tal efecto en los elementos de cierre, comúnmente ejes y tapas.

La junta teórica es el sello más ampliamente utilizado en la industria actual. Es simple en concepto, fácil de instalar, se puede utilizar como un sello de doble efecto, puede sellar presiones a más de 5.000psi en aplicaciones estáticas y dinámicas y, lo mejor de todo, es muy económico.

Empaque tipo O-ring. Fig. # 1.32.

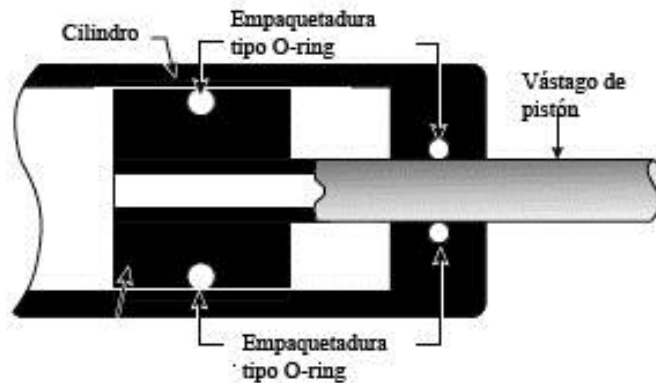


Fig. # 1. 32: Instalación O-ring típica en un cilindro.
Fuente: www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica23.htm

Nitrilo-butadieno/BUNA 'N'(NBR)

Este compuesto tiene una excelente resistencia a una amplia variedad de fluidos, buena resistencia a la tracción, alargamiento elevado, baja compresión, y una excelente resistencia a la abrasión y desgaste. La mayoría de los Anillos están hechos de este material debido a su buen estado físico y propiedades mecánicas.

Nitrilo no se recomienda para la exposición al di-éster, silicato, ésterfosfato, fluidos hidráulicos, líquido de frenos del automóvil, acetatos, cetonas, líquidos aromáticos, la capa de ozono, la luz del sol y el clima. Buena resistencia a la gasolina, el calor y resistencia a la abrasión.

Nombre comercial	Chemigum®, NySyn, Hycar®, Paracril®, Krynac®
Rango de temperatura	-54 °Ca 121°C
Color Usual	Negro
Rango dela dureza habitual	50-90Shore A

Tabla # 1. 8: Características del material nitrilo - butadieno.

CAPITULO II

2. Diseño y selección del banco de pruebas.

Introducción.

Los componentes hidráulicos son elementos esenciales dentro del diseño, ya que son considerados elementos mecánicos, que mantienen una eficiencia por debajo de lo requerido, debido a esta razón el cálculo y la selección de los mismos son un parámetro muy importante dentro de los sistemas hidráulicos, tanto para los elementos hidráulicos que se calcula (potencia del motor, volumen del tanque,...etc.), y elementos de selección como por ejemplo (filtros, racorería, tuberías...etc.), debido a esto los componentes hidráulicos son un estudio importante, que se debe realizar adecuadamente, en el presente capítulo se indicará los parámetros principales al momento de seleccionar.

El sistema de banco de pruebas tiene parámetros que se fabricará con limitantes que se revisará en el presente capítulo, además se realizará el cálculo previo, para que de esta manera se pueda seleccionar adecuadamente los dispositivos hidráulicos, ya que de esto dependerá su correcto funcionamiento, debido a que se debe considerar el mínimo de pérdidas.

2.1. Parámetros de diseño.

2.1.1. Parámetros fijos.

- Diámetro máximo de pistón de la prueba: 4 1/2 plg (0,1143 m), se considera esta dimensión debido a que este será el diámetro tope que se considerara para las pruebas hidráulicas.
- Presión máxima del sistema: 3000 PSI (25 Mpa), se considera esta variable el límite máximo de pruebas hidráulicas para los elementos actuadores (cilindros hidráulicos).
- Recorrido máximo del pistón hidráulico 1.50 m, es necesario considerar una carrera óptima, del pistón en sistemas hidráulicos.

2.1.2. Parámetros para verificación.

- La velocidad del pistón se considera Anexo # 2 que son velocidad mínima con pérdida mínima en la fuerza que ejerce el pistón.
- Se considera una pérdida mínima en el sistema de pérdidas de presión 6 % de la presión total (180 psi)
- Numero de Reynolds 2000 considerado como flujo laminar.
- Velocidad crítica del sistema hidráulico 14 m/s de manera que se pueda tomar en cuenta velocidad máxima dentro del sistema.

2.2. Partes del sistema

Para facilitar los cálculos concernientes al banco de pruebas hidráulico se considera 5 partes importantes que se presenta en la Fig. # 2.1.

a) Sistema primario hidráulico.

- Bomba de engranajes.
- Depósito de aceite.
- Motor Eléctrico.
- Respiradero,
- Mirilla de nivel.
- Filtro de Aspiración.
- Filtro de Retorno.

b) Sistema de control hidráulico.

- Válvula reguladora de presión.
- Válvula solenoide.

c) Elementos actuadores.

- Cilindro hidráulico.

d) Control Interfaz humano-máquina del sistema (HMI).

- Sensor de Presión

e) Otros elementos del sistema.

- Tubería.
- Matrimonio (lovejoy)
- Racores.
- Mangueras.

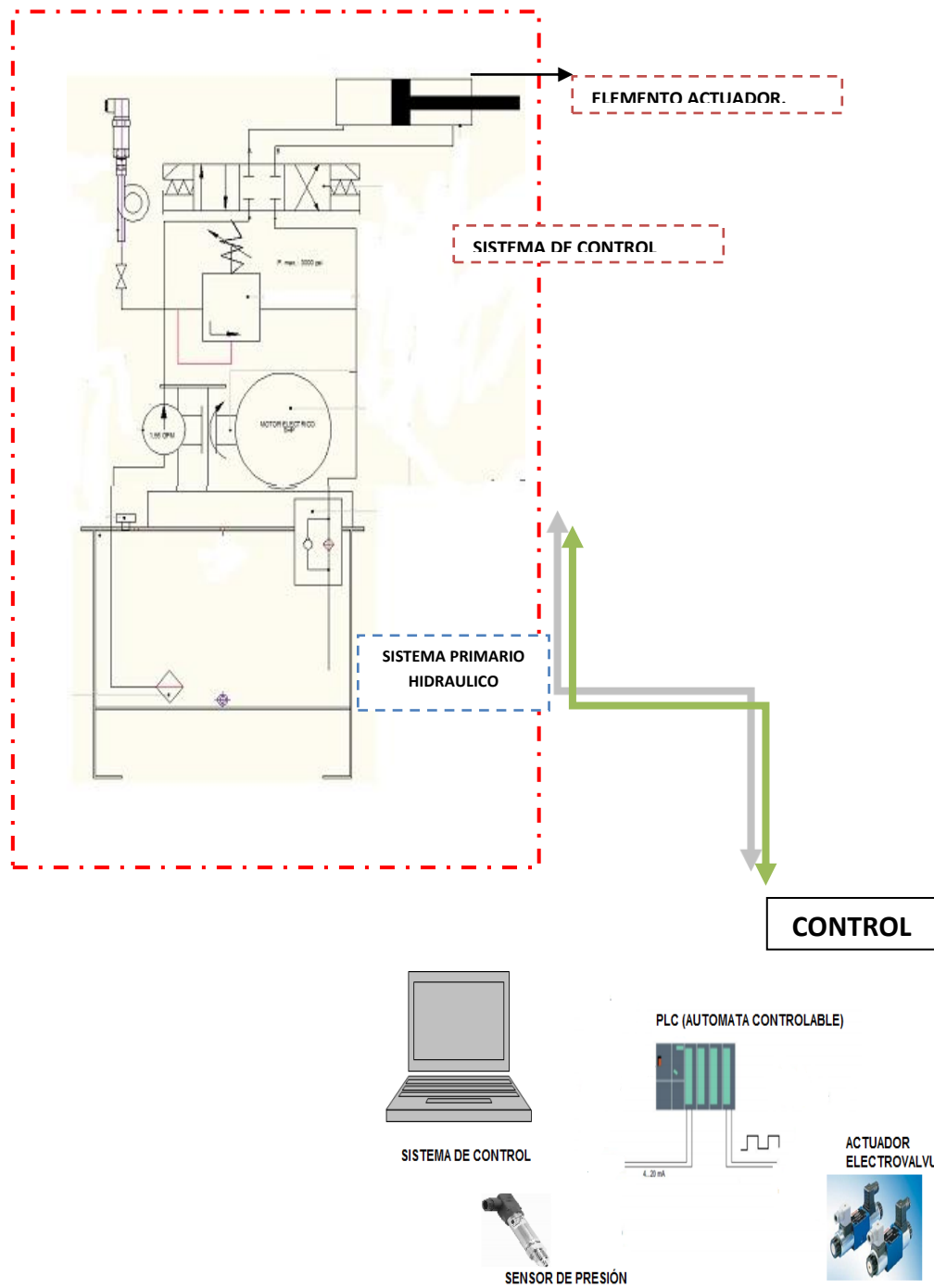


Fig. # 2. 1: Partes del banco de pruebas.

2.2.1. Sistema primario hidráulico.

- **Parámetros generales del sistema.** Tabla # 2.1.

PARAMETROS GENERALES		
PARAMETROS	MAGNITUDES	CONVERSIÓN
Presión (P)	3000 PSI	20,68 Mpa
Longitud de recorrido (s)	59 plg	1,5 m
Diámetro máximo de cilindro (D)	4 ½ plg	0,1143 m

Tabla # 2. 1: Parámetros generales sistema primario hidráulico.

a) Área del pistón.

$$A = \frac{D^2 \pi}{4} \quad \text{Ecuación 1.20 (a).}$$

Donde:

A = área de la sección (m²).

D = diámetro del pistón (m) => 0,1143 m.

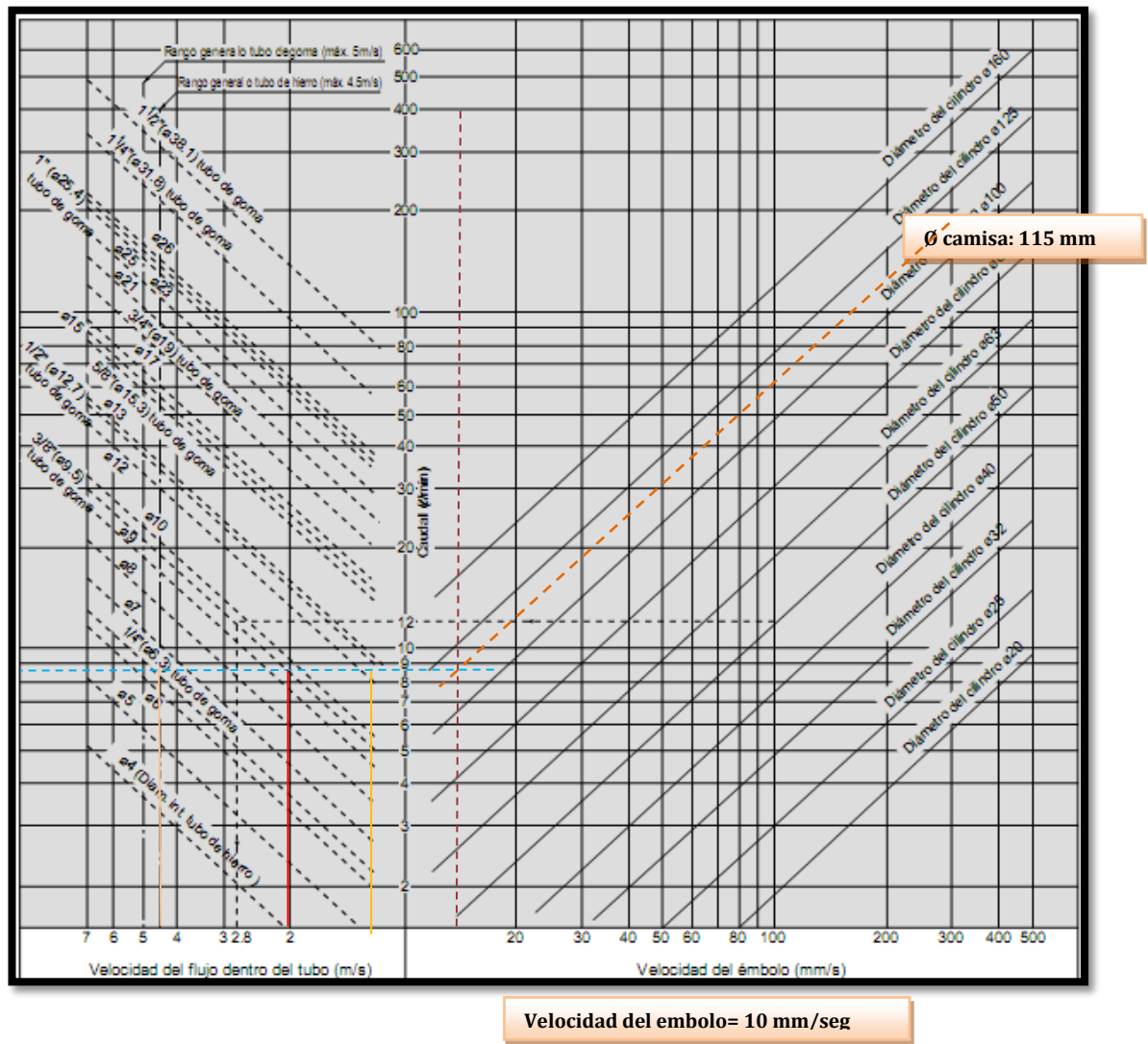
$$A = 0,01026 \text{ m}^2$$

2.2.1.1. Dimensionamiento de bomba.

Determinación del caudal necesario para alimentar al sistema.

Para determinar el valor del caudal necesario para alimentar el sistema hidráulico, se toma en cuenta el valor del diámetro del pistón con la velocidad necesaria.

Fig. # 2.2. (Nomograma).



Velocidad del embolo= 10 mm/seg

Fig. # 2. 2: Determinación de parámetros del sistema.
Fuente: Hidráulica y Neumática Antonio Creus.

Analizando la Fig. # 2.2 se detalla los siguientes valores. Tabla # 2.2.

PARAMETROS GENERALES		
PARAMETROS	MAGNITUDES	CONVERSIÓN
Velocidad (mm/seg)	10 mm/seg	0,6 m/min
Diámetro de camisa (mm)	114,3 mm	
caudal necesario para alimentar el sistema (ltrs/min)	9 ltrs/min	2,377 glm

Tabla # 2. 2: Parámetros generales determinación del caudal para alimentar el sistema.

¹⁷Se conoce que el diámetro de camisa máximo es de 114,3 mm, se determina una velocidad a la que el sistema funcionará, a una velocidad de 10 mm/seg, y obtienes 3 valores en mangueras de goma(nitrilo) , 1/2", 3/8", 1/4", el caudal necesario para lograr la velocidad es de 9 ltrs/min.

Análisis para selección.

Del Anexo # 1 se obtiene los valores de selección de bombas, donde además constan catálogos de bombas de engranajes de fabricantes, se detalla tablas de acuerdo a las características y marcas comerciales.

ANALISIS DE SELECCIÓN		
PARAMETROS	MAGNITUDES	OBSERVACIONES
Referencial proveedor	00041	
Rendimiento (Nv)	0,94	
caudal necesario para alimentar el sistema (ltrs/min)	9 ltrs/min	Caudal según Tabla. # 2.2
Revoluciones del motor (rpm)	3100	RPM necesario para conseguir el caudal

Tabla # 2. 3: Parámetros generales análisis de selección.

Los valores ubicados anteriormente según tablas quedan pendientes de corrección (tabla # 2.3), ya que se debe tomar en cuenta que son valores ficticios que no se puede encontrar con los fabricantes.

Selección de bomba hidráulica.

El valor calculado (9 ltrs/min), sería el caudal óptimo para cumplir su función en un rendimiento del 100 %, pero se considera los caudales estándares que ofrecen los fabricantes.

Para la selección de la bomba, que cumpla con las características enunciadas, ver el Anexo # 1 se detalla algunas marcas de bombas.

Considerando los parámetros anteriores se seleccionó la bomba con las siguientes características ver anexo # 1.1.

MARCA	HONOR
Procedencia	EUROPEA
Serie	1AG2U25R
Flujo a 1800 rpm	3,5 cm ³ /rev
Presión continua	21 Mpa
Presión intermitente	25 Mpa
Eficiencia	94%
Peso	1,36 Kg
Diámetro de eje	1/2 “
Giro	Derecho

Tabla # 2. 4: Bomba de engranajes 1AG2U25R.

Verificación de eficiencia Volumétrica.

Con la presión de trabajo a 3000 Psi, se considera una bomba de engranajes, debido a que el costo en comparación a los otros tipos de bombas hidráulicas son bajos.

PARAMETROS GENERALES BOMBA	
Diámetro exterior piñón (D ₁)	28 mm
Diámetro interior del piñón (d ₂)	18 mm
Espesor del piñón (L)	10 mm
Numero de revoluciones (n)	1740 rpm
Cubicaje de bomba de hidráulica	3,4 cm ³ /rev

Tabla # 2. 5: Parámetros generales de la bomba de engranajes.

Caudal teórico de la bomba.

$$Q_T = \frac{D_1^2 - d_2^2}{4} \times \pi \times L \times n \times 10^{-6} \text{ (Ltrs/min)} \quad \text{Ecuación 1.14}^{18}$$

Donde:

Q_T = Caudal teórico de la bomba (Ltrs/min)

D_1 = diámetro del piñón (mm) = 28 mm

d_2 = diámetro interior del piñón (mm) = 18 mm

L = longitud del diente del piñón (mm) = 10 mm.

n = número de revoluciones del motor (rpm) = 1740 rpm.

$$Q_T = 6,28 \frac{\text{Ltrs}}{\text{min}} = 0.00628 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Caudal real de la bomba (real).

La cilindrada de la bomba: CC 3.4 cm³/rev (Ver Anexo # 4).

$$Q_R = CC * n \quad \text{Ecuación 1.16}$$

Donde:

CC = cubicaje de la bomba (cm³/rev)

n = Revoluciones del motor = 1740 rpm

$$Q_R = 5916 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} = 5,916 \frac{\text{ltr}}{\text{min}} = 0.005916 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Rendimiento volumétrico.

$$N_V = \frac{Q_R}{Q_T} * 100 \quad \text{Ecuación 1.18}$$

¹⁸ Considerar valores de tabla 2.2

Continuación de ecuación 1.18.

Donde:

NV = Rendimiento volumétrico (%).

QR = Caudal Real de la bomba (litros/min).

QT = Caudal Teórico de la bomba (litros/min).

$$N_V = 94 \%$$

Rendimiento mecánico.

El valor de los rendimientos tanto volumétricos como mecánico son proporcionados por las mismas empresas fabricantes de bombas, este valor podemos obtener del Anexo # 1.5

$$N_{Meq} = 96 \%$$

Rendimiento total de la bomba.

$$N_t = N_V \times N_{Meq}$$

Donde:

N_V = Rendimiento volumétrico (94 %).

N_{Meq} = Rendimiento mecánico (96 %).

$$N_t = 90 \%$$

Velocidad del pistón Real.

Debido a que los valores que se seleccionan, son valores ficticios que se puede encontrar en tablas, se debe recurrir a catálogos donde se especifique los valores más cercanos para que el sistema funcione de la manera más eficiente.

$$V_{\text{corregida}} = \frac{Q_R}{A}$$

Donde:

Q_R = Caudal Real de la bomba (cm^3/min) = $5916 \text{ cm}^3/\text{min}$

A = Área de la sección del cilindro. $\text{cm}^2 = 102,6 \text{ cm}^2$

$$V_{\text{corregida}} = 57,66 \frac{\text{cm}}{\text{min}} = 0,5766 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

2.2.1.2. Depósito de aceite.

Dimensionamiento del depósito.

El depósito debe ser capaz de almacenar el volumen necesario para llenar el elemento actuador, tomando en cuenta las dimensiones que se consideró al inicio del presente capítulo , debe además contener reservas para que no quede completamente vacío, y de esta manera prevenir la generación de cavitación.

Volumen total del cilindro.

$$V = 2(A \times s) \quad \text{Ecuación 1.13}$$

Continuación de ecuación 1.13.

Donde:

$V = \text{volumen del sistema (cm}^3\text{)}$

$A = \text{Área de la sección del cilindro. cm}^2 = 102,6 \text{ cm}^2$

$s = \text{carrera del cilindro. (cm) = 150 cm}$

$$V = 30780 \text{ cm}^3 = 0,03078 \text{ m}^3 = 30,78 \text{ ltrs}$$

Este valor es la cantidad necesaria que se necesita para realizar pruebas únicamente para un cilindro hidráulico, no se puede colocar esa cantidad exacta de aceite en el reservorio ya que al momento de llenarlo se desbordaría, necesariamente se recomienda el dimensionar un 30% adicional. Con lo que la dimensión del reservorio quedaría:

$$V_t = V(\text{ltrs}) * 1.3 \quad \text{Ecuación 1.11}$$

$$V_t = 40 \text{ ltrs} = 10,57 \text{ galones} \sim 11 \text{ galones}$$

2.2.1.3. Motor Eléctrico.

Determinación de la potencia del motor.

$$HP_{\text{Requeridos}} = Q_R \times P \times 0,0007 \quad \text{Ecuación 1.19}$$

Donde:

$Q_R = \text{caudal real de la bomba (glm)} = 1,56 \text{ glm}$

$P = \text{presión del sistema. (PSI)} = 3000 \text{ PSI}$

$$HP_{\text{Requeridos}} = 3,28 \text{ HP}$$

Se verifica el valor calculado considerando el rendimiento de la bomba; se tiene la siguiente expresión.

$$CV_{Requeridos} = \frac{P \times Q_R}{450 \times N_{total}}$$
$$CV_{Requeridos} = 3,12 \text{ CV} = 3 \text{ Hp}$$

Donde:

Q_R = caudal real de la bomba (glm) = 5,916 ltrs/min.

P = presión del sistema. (PSI) = 3000 PSI= 206,89 bar.

N_{total} = Rendimiento total de la bomba = 0.90.

Según el cálculo de la potencia requerida para obtener el caudal requerido es necesario un motor de 3,28 HP, para obtener el caudal adecuado se selecciona la potencia del motor siguiente que es de 5 HP.

Se vuelve a calcular la presión máxima que generará la bomba con la potencia obtenida.

$$P = 4492,36 \text{ PSI}$$

En el Anexo # 2 se incluye catalogo donde consta las características técnicas que cumplen, para la marca Siemens.

Selección del motor

Considerando los parámetros anteriores se seleccionó un motor eléctrico trifásico con las siguientes características: tabla # 2.6.

MARCA	SIEMENS
Procedencia	Alemana.
Tipo	Trifásico 220 V/440 V
Rpm	1740
Potencia	5 HP/ 3,73 kw
Eficiencia	80,5
Rotación	horaria
Masa	20,7 Kg
Diámetro de eje	1 plg

Tabla # 2. 6: Características de motor.

2.2.1.4. Filtro de aire o de llenado

Los filtros de aire o respiradero o de llenado están previstos para ser instalados en el depósito y proporcionan una comunicación con la atmósfera. Es decir, permiten que los depósitos se aire en cuando se produzcan variaciones del nivel de aceite.

Características Técnicas: tabla # 2.7 y Fig. # 2.5.

Material Tapa: Acero Cromado

Malla de retención: 37 μ m (0,037 mm).

Modelo	Perforación en estanque mm	A	B	C	D
	mm	mm	mm	mm	mm
SP - 06	32	53	34	31	65
SP - 08	50	80	50	48	95

Tabla # 2. 7: Medidas del filtro de llenado.

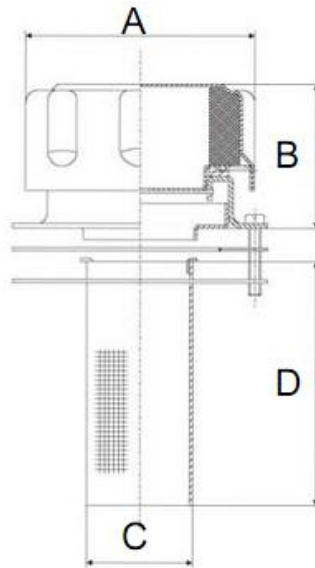


Fig. # 2. 3: Modelo filtro de llenado
Fuente: www.clientesaltaproducción.com

Selección de filtro.

Según sus características y fácil utilización dentro del sistema se seleccionó el modelo SP-08.

2.2.1.5. Mirilla de nivel con visor de Temperatura

Este dispositivo permite visualizar el nivel de fluido almacenado en el estanque, gracias al principio de vasos capilares. Tabla # 2.8 y Fig. # 2.4.

Características Técnicas:

- Material Cuerpo: Aluminio
- Rango Temperatura: 0 a 80° C

MODELO	CONEXION	A	B	C
		mm	mm	mm
GS - 3 "	3/8 "	20	76	102
GS - 5"	M 10	19	127	150
OA - 200	M 12	25	200	230
OA - 300	M 12	25	300	330
OA - 400	M 12	25	400	430
OA - 500	M 12	25	500	530

Tabla # 2. 8: Medidas de la mirilla.

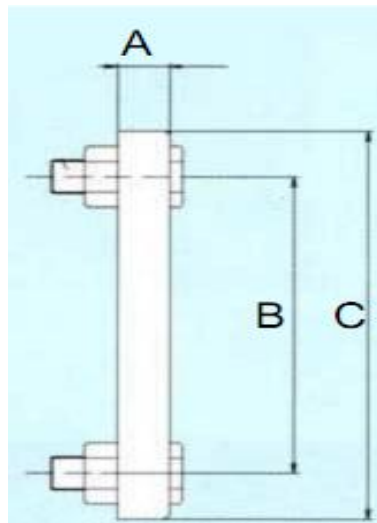


Fig. # 2. 4: Modelo mirilla de nivel, con visor de temperatura.
Fuente: www.clientesaltaproducción.com

Selección mirilla de nivel.

Según características se escogió GS – 5”

2.2.1.6. Filtro de aspiración:

El filtro de aspiración se instala en el conducto de aspiración de la bomba, con la finalidad de filtrar el aceite que aspira la misma, para de esta manera no dejar pasar cualquier tipo de impureza que afecte a los elementos mecánicos que se está utilizando. Los grados de filtraje más comunes están por los 60, 90, 125, 150 Y 250 μm , que son los más comerciales dentro de nuestro ambiente laboral. Tabla # 2.9 y Fig. # 2.5.

MODEL	NPT	Flow	Dim. A	Dim. B	Weight (lbs.)
MF-02C	1/4"	2 GPM	2 1/4"	2 1/4"	0.20
MF-02G	1/4"	2 GPM	2 3/4"	3"	0.30
MF-03C	3/8"	3 GPM	2 1/4"	2 1/4"	0.20
MF-03G	3/8"	3 GPM	2 3/4"	3"	0.30
MF-04C	1/2"	5 GPM	2 1/4"	4"	0.26
MF-04G	1/2"	5 GPM	2 3/4"	3 1/4"	0.40
MF5-04G	1/2"	5 GPM	2 3/4"	3"	0.50
MF-06C	3/4"	8 GPM	2 1/4"	5 1/2"	0.32
MF-06G	3/4"	8 GPM	2 3/4"	3 1/4"	0.42
MF5-06G	3/4"	8 GPM	2 3/4"	3 1/4"	0.52

Tabla # 2. 9: Características del filtro de aspiración.

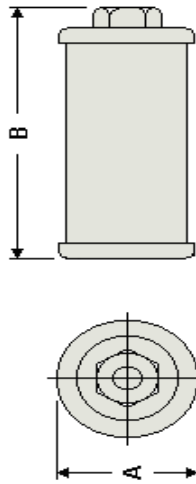


Fig. # 2. 5: Modelos filtro MF.
Fuente: www.clientesaltaproducción.com

Selección de filtro de aspiración.

De acuerdo a las especificaciones técnicas se selecciona el filtro MF-03G.

2.2.1.7. Filtro de retorno.

Los grados de filtraje más corrientes son de 10, 20, 40 y 90 μm , este tipo de filtros están soportando presiones entre los 0,05 Mpa y 3 Mpa además soportando temperaturas de fluidos que van desde los de -10°C a 100°C . Los caudales nominales oscilan entre los 60 y los 1300 l/min. Considerando los parámetros anteriores se elijé el siguiente filtro de aspiración:, las características del filtro de retorno se puede obtener del Anexo # 3.

2.2.1.8. Parámetros de verificación.

Determinación de velocidad y selección de tubería del fluido.

De la Fig. # 2.2, se obtiene la velocidad máxima del fluido hidráulico dentro de la tubería, y el diámetro que se utilizará.

Se obtiene valores para la tubería de las siguientes dimensiones en tubería de recubrimiento interno de nitrilo.

- a) \varnothing 6,35 mm (1/4plg) con una velocidad de 5 m/s dentro de la tubería.
- b) \varnothing 12 mm con una velocidad de 1,2 m/s aproximadamente.
- c) \varnothing 12,7 mm (1/2") con una velocidad aproximada de 0,7 m/s aproximadamente.

Por concepto de verificación y por facilidad trabajamos con el literal C, debido a que el estándar más comercial es de 1/2" (12,7 mm).

Análisis de selección de tubería.

Para visualizar y estar seguros si la selección de la tubería es la adecuada se vuelve a calcular utilizando la siguiente fórmula:

- a) **Velocidad de 5 m/s.**

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 Q_R}{\pi V}}$$

Donde:

d = diámetro interior de la tubería. (m)

Q_R = Caudal real del sistema (m³/s)=9,86 x 10⁻⁵ m³/s

V = velocidad del fluido dentro del sistema = 5 m/s

$$d_1 = 5,01 \times 10^{-3} m = 5,01 mm.$$

b) Velocidad de 1,2 m/s

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 Q_R}{\pi V}}$$

Donde:

d = diámetro interior de la tubería. (m)

Q_R = Caudal real del sistema (m^3/s)= $9,86 \times 10^{-5} m^3/s$

V = velocidad del fluido dentro del sistema = 1,2 m/s

$$d_2 = 9,06 \times 10^{-3} m = 9 \text{ mm.}$$

c) Velocidad de 0,7 m/s

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 Q_R}{\pi V}}$$

Donde:

d = diámetro interior de la tubería. (m)

Q_R = Caudal real del sistema (m^3/s)= $9,86 \times 10^{-5} m^3/s$

V = velocidad del fluido dentro del sistema = 0,7 m/s

$$d_3 = 1,34 \times 10^{-2} m = 13,39 \text{ mm. OK } \checkmark$$

Corrección de velocidad del sistema.

Se despeja la velocidad de la ecuación.

$$V = \frac{Q_R^4}{d^2 \pi}$$

Continuación de corrección de velocidad del sistema.

Dónde:

d = diámetro interior de la tubería. (m) = 0,0127 m

Q_R = Caudal real del sistema (m^3/s) = $9,86 \times 10^{-5} m^3/s$

V = velocidad del fluido dentro del sistema m/s

$$V = 0,78 m/s$$

El valor más cercano que se considera para fabricación es una tubería de ½ plg (12,7 mm), debido a que es considerado dimensión estándar.

Corrección de velocidad.

Se determina el área de la tubería, el diámetro interior exacto se puede obtener del

Anexo # 6 área de tubería:

DIAMETRO NOMINAL	EXTERIOR		e	Peso
	mm	plg	mm	Kg/m
1/4 "	13,7	0,54	2,24	0,63
3/8"	17,1	0,67	2,81	0,85
1/2"	21,3	0,84	2,77	1,27
3/4 "	26,7	1,05	2,87	1,68
1"	33,4	1,31	3,38	2,5
1 1/4"	42,2	1,66	3,56	3,38
1 1/2"	48,3	1,90	3,68	4,05
2"	60,3	2,37	3,91	5,44
2 1/2"	73	2,87	5,16	8,62
3"	88,9	3,50	5,49	11,29
4"	114,3	4,50	6,02	16,07
5"	141,3	5,56	6,55	21,78
6"	168,3	6,63	7,11	28,26
8"	219,1	8,63	8,18	42,53
10"	273	10,75	9,27	60,29
12"	323,8	12,75	10,31	79,65

Tabla # 2. 10: Dimensiones nominales de tubería.
Fuente: DIPAC S.A

$$A = \frac{d^2\pi}{4}$$

Donde:

A = área de la sección cm^2 .

d = diámetro interior de la tubería (cm) => 1,576 cm.

$$A = 195,08\text{mm}^2 = 1,95\text{ cm}^2 = 1,95 \times 10^{-4}\text{m}^2$$

Se sabe que:

$$Q = V_e \times A$$

El caudal que genera la bomba utilizada es de:

$$Q_R = 5916 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} = 5,916 \frac{\text{ltr}}{\text{min}} = 0,005916 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Despejando velocidad del sistema:

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

$$V = 3033,85 \frac{\text{cm}}{\text{min}} = 30,34 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 0,50 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Selección de tubería:

Debido a su facilidad y el estándar comercial se considera una tubería de diámetro $\frac{1}{2}$ (12,7 mm).

Verificación de velocidad y número de Reynolds.

Al momento de diseñar un sistema hidráulico, es necesario que se tomen en cuenta parámetros principales como: el flujo que es generado por el sistema es un flujo laminar o turbulento.

Flujo laminar $Re < 2300$.

Flujo turbulento > 2300 .¹⁹

a) Verificación de flujo laminar o turbulento.

Datos obtenidos según características del fluido hidráulico que se utilizará.

- Propiedades del aceite hidráulico ISO VG 68 (Ver anexo # 4)

Se determina el valor de la Viscosidad dinámica, con valores dados según fabricantes de fluidos hidráulicos (aceites).

$$u = v \times \rho$$

Donde:

u = viscosidad dinámica Kg/ m.seg

ρ = densidad del aceite hidráulico: 891 Kg/m³

v = viscosidad cinemática: 68 mm²/s = 6.8 x 10⁻⁵ m²/s

$$u = 0,060554 \frac{kg}{mxseg}$$

De la verificación anterior se obtiene el nuevo valor de velocidad dentro del sistema:

$$V_e = 3033,85 \frac{cm}{min} = 30,34 \frac{m}{min} = 0,50 \frac{m}{seg}$$

Determinación de número de Reynolds.

$$Re = \frac{Vxd}{v} \quad \text{Ecuación 1.5}$$

¹⁹CANUT A. "Número de Reynolds". www.principiosfluidos.com. En línea

Dónde:

V_e = velocidad del fluido (m/seg) = 0,5 m/seg

d = Diámetro interno de tubería: $1,58 \times 10^{-2}$ m

ν = Viscosidad cinemática: $68 \text{ mm}^2/\text{s} = 6.8 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

$$Re = 120,52$$

El flujo que obtiene el sistema es flujo Laminar, que va hacer adecuado para que de esta manera la unidad hidráulica no sufra ningún tipo problemas.

Se realiza comparación con los valores que recomiendan fabricantes se obtiene los siguientes valores: ver tabla # 2.11.

PRESIONES MAXIMAS EN LINEA DE PRESIÓN				
PRESIÓN (BAR)	CONVERSIÓN (PSI)	VELOCIDAD MÁXIMA ADMISIBLE(m/s)	LINEA DE SUCCIÓN (m/s)	LINEA DE DESCARGA (m/s)
50	725	4	1.5	2
110	1595	4,5		
150	2175	5		
200	2900	5,5		
300	4350	6		

Tabla # 2. 11: Velocidades máximas en líneas de presión
Fuente: Neumática e hidráulica de Antonio Creus.

- Velocidad máxima del sistema = 0,50 m/s
- Velocidad admisible en línea de succión= 1,5 m/s
- Factor de seguridad : 3.

Análisis de velocidad crítica en el sistema.

Considerando como valores máximo el número de Reynolds de terminamos la velocidad crítica del sistema y se está trabajando en los parámetros adecuados del sistema.

$$Re_{\text{Crit}} = 2300.$$

$$V_{e\text{critica}} = \frac{\text{Reynol}_{\text{critico}} \times \nu}{d}$$

Donde:

$V_{e\text{critica}}$ = Velocidad critica del sistema (m/s)

$\text{Re}_{\text{critico}}$ = Número de Reynolds Critico (adimensional)= 2300

ν = Viscosidad cinemática: $68 \text{ mm}^2/\text{s} = 6.8 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

$$V_{\text{CRITICA}} = 16,41 \text{ m/s}$$

El sistema hidráulico no cambiara de flujo siempre y cuando esté trabajando en los parámetros siguientes.

$$V_{e\text{máxima}} = 16,41 \text{ m/s}$$

$$V_{e\text{mínima}} = 0,50 \text{ m/s.}$$

2.2.2. Sistema de control hidráulico.

a) Válvula direccional

Debido a que sistema va a ser comandado por un programa de computadora, se utilizará válvula solenoide, para de esta manera comandar el cilindro de doble efecto. Para su selección se considera parámetros principales, como el flujo máximo que resiste el dispositivo, presión máxima, voltaje, tipo de viscosidad admisible...etc. en la tabla # 2.12 se detalla distintos tipos de electroválvulas, que ofrecen las distintas marcas comerciales.

TIPO	FABRICANTE	APLICACIONES	PRESIÓN MÁX DE TRABAJO	FLUJO MAX.	TEMPERATURA DE OPERACIÓN	RANGO DE VISCOSIDAD	FILTRACIÓN RECOMENDADA	VOLTAJE
VALVULA SELENOIDE CETOP 3	VICKERS	En circuitos oleohidráulicos para comandar cilindros, motores, etc.	A - B - P: 5075 psi / 350 bar T: 3000 psi / 210 bar.	21,1 gpm (80 lpm)	-20 a 70 °C	15 - 300 cSt	25 micrones o menos	220 – 110 VAC
VALVULA SELENOIDE CETOP 5	VICKERS	En circuitos oleohidráulicos para comandar cilindros, motores, etc.	A - B - P: 3600 psi / 250 bar T: 1000 psi / 70bar	20 gpm (75 lpm)	20 a 82°C	Rango de viscosidad: 14-54 Est	25 micrones o menos	220 – 110 VAC; 24 VDC
VALVULA SELENOIDE CETOP 3	NACHI	En circuitos oleohidráulicos para comandar cilindros, motores, etc.	P/A/B 4570 PSI T 2290 PSI	17,2 GLM	5 - 60 °c	15 - 300 cSt	25 micrones o menos	enchufables, elección 220-110Volts C.A
VALVULA SELENOIDE CETOP 5	NACHI	En circuitos oleohidráulicos para comandar cilindros, motores, etc.	P / A / B E-10 - 3570 psiT Estanque 1000 psi.	E-10 - 21,1 gpm. con solenoide CC. ó CA	5 - 60 °c	15 - 300 cSt	25 micrones o menos	enchufables / bañados en aceite 220 ó 110 Volt CA.
VALVULA SELENOIDE CETOP 8	NACHI	En circuitos oleohidráulicos para comandar cilindros, motores, etc.	P / A / B Válvulas E-12 - 3000 psi E-20 - 4570 psi T Estanque E-12 - 2000 psi E-20 - 2286 psi	E-12 - 60,8 gpm (230 lpm)E-20 - 158,8 gpm (600 lpm)	5 - 60 °c	15 - 300 cSt	25 micrones o menos	led en caja de conexión, para 220/100VAC

Tabla # 2. 12: Tipos de válvulas solenoides CETOP.
Fuente: VICKERS COMPANY

b) Selección de Válvula Solenoide.

Una vez seleccionado la válvula distribuidora es necesario comprobar su tamaño para que pueda accionar el cilindro en tiempo adecuado, el factor más importante dentro del diseño oleohidráulico es la capacidad de caudal (Cv), estos valores son diseñados por las siguientes ecuaciones:

$$K_{V1} = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$$

$$K_V = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p} + \frac{\rho \cdot \sqrt{k_{v1}}}{200 \cdot Q}} + 1 \quad (\text{m}^3/\text{h})^{20}$$

Donde:

K_V = caudal de agua a 20°C en m³/h que pasa a través de la válvula a una apertura dada y con pérdida de carga de 1 bar.

C_V = Caudal de agua en galones USA por minuto a la temperatura de 60° F (15,5°C) que pasa a través de la válvula en posición completamente abierta.

Δp = pérdida de carga en bar para el caudal máximo.

Q = caudal máximo en m³/h. 1,59 glm.

ρ : densidad en kg/dm³ o gr/cm³ del fluido hidráulico.

ρ = viscosidad cinemática del fluido expresada en Centistokes.

Los valores como viscosidad se obtienen del Anexo # 4.

Determinamos la pérdida de presión dentro de la tubería

Se sabe:

Re: 294,15

$$\lambda = \frac{75}{Re}$$

$$\lambda = \frac{75}{294,15}$$

$$\lambda = 0,25$$

Se analiza la tabla # 2.13.

$$\Delta p = \rho \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

²⁰ Las ecuaciones descritas son utilizadas para selección, de válvulas solenoides con presiones menores a 20 bar, los valores son estandarizados por la empresa CETOP

Donde:

ν = Viscosidad cinemática expresada en centistokes.

l = longitud de recorrido del fluido (mm)= 600.

d = diámetro de la tubería ¼” plg.

ρ =densidad del aceite hidráulico: 891 Kg/m³

v = velocidad del fluido dentro de la tubería (m/s) = 3,15.

Flow resistance in pipelines per 1 m length											
For hydraulic fluid with $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$ (K) at approx. 15 °C ($\nu = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$); (W) at approx. 60 °C ($\nu = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$)											
v (m/s)		0.5		1		2		4		6	
d (mm)		K	W	K	W	K	W	K	W	K	W
6	Re	30	150	60	300	120	600	240	1200	360	1800
	λ	2.5	0.5	2.25	0.25	0.625	0.125	0.312	0.0625	0.21	0.04
	Δp bar/m	0.44	0.09	0.88	0.177	1.77	0.35	3.54	0.70	5.3	1.02
10	Re	50	250	100	500	200	1000	400	2000	600	3000
	λ	1.5	0.3	0.75	0.15	0.375	0.075	0.187	0.037	0.125	0.043
	Δp bar/m	0.16	0.03	0.32	0.064	0.64	0.13	1.27	0.25	1.9	0.65
20	Re	100	500	200	1000	400	2000	800	4000	1200	6000
	λ	0.75	0.15	0.375	0.075	0.187	0.037	0.093	0.04	0.062	0.036
	Δp bar/m	0.04	0.008	0.08	0.016	0.16	0.03	0.32	0.136	0.47	0.275
30	Re	150	750	300	1500	600	3000	1200	6000	1800	9000
	λ	0.5	0.1	0.25	0.05	0.125	0.043	0.062	0.036	0.042	0.032
	Δp bar/m	0.017	0.003	0.035	0.007	0.07	0.024	0.14	0.082	0.214	0.163

Tabla # 2. 13: Valores de λ según diámetro de tubería.
Fuente: VICKERS COMPANY

$$\Delta p = 2,5 \times \frac{600}{15,76} \times \frac{890,5}{2} \times (3,15)^2$$

$$\Delta p = 10.44 \text{ bar} = 153.41 \text{ PSI}^{21}$$

²¹ Posible pérdida si se utiliza elementos de diseño de acuerdo a los calculados.

Se verifica el porcentaje de pérdida dentro del sistema.

$$\% \Delta p = \frac{153,41 \times 100 \%}{3000}$$

$$\% \Delta p = 5.11 \% \text{ Ok}$$

Se determina el valor de K_v y C_v

$$K_{v1} = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$$

$$K_{vT} = K_{v1} + \frac{g \cdot \sqrt{k_{v1}}}{200 \times Q} + 1 \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Donde:

Q = caudal del sistema $\text{m}^3/\text{h} = 1,59 \text{ glm} = 0,35 \text{ m}^3/\text{h}$

ρ = densidad del aceite hidráulico: $891 \text{ Kg}/\text{m}^3 = 0,891$

Δp = pérdida de carga en bar para el caudal máximo (bar) = 10,44 bar

g = viscosidad cinemática 31,9 cSt

$$K_{v1} = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$$

$$K_{v1} = 0,1$$

$$K_{vT} = K_{v1} + \frac{g \cdot \sqrt{k_{v1}}}{200 \times Q} + 1$$

$$K_{vT} = 3,25 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Los valores de selección de selección de válvulas solenoide se puede obtener de la tabla que se encuentra en el Anexo # 7.1

Tomando en cuenta su utilización y características técnicas seleccionamos la siguiente válvula que tiene las características son las siguientes:



Fig. # 2. 6: Válvulas direccionales
Fuente: VICKERS COMPANY.

- **Características Técnicas Presión máx.:** A - B - P: 3600 psi / 250 bar
 - T: 1000 psi / 70bar
- **Flujo máximo:** 20 gpm (75 lpm)
- **Temperatura de operación:** 20 a 82°C
- **Rango de viscosidad:** 14-54 Est
- **Filtración recomendada:** 25 micrones o menos
- **Montaje en sub-base:** Cetop 05/ISO 4401-05
 - Solenoides con conector DIN 43650
- **Voltajes:** 220 – 110 VAC; 24 VDC Con accionamiento manual auxiliar

Parte de las características y pérdidas que está sometido la válvula solenoide se considera en el anexo # 5.

c) Subplaca

Constituye el panel de conexión de toda la tubería del sistema. Es del tipo Cetop 5 ya que necesita: una vía de presión y de retorno, 2 vías de distribución, una vía para alivio. Fig. # 2.7, tabla # 2.14.

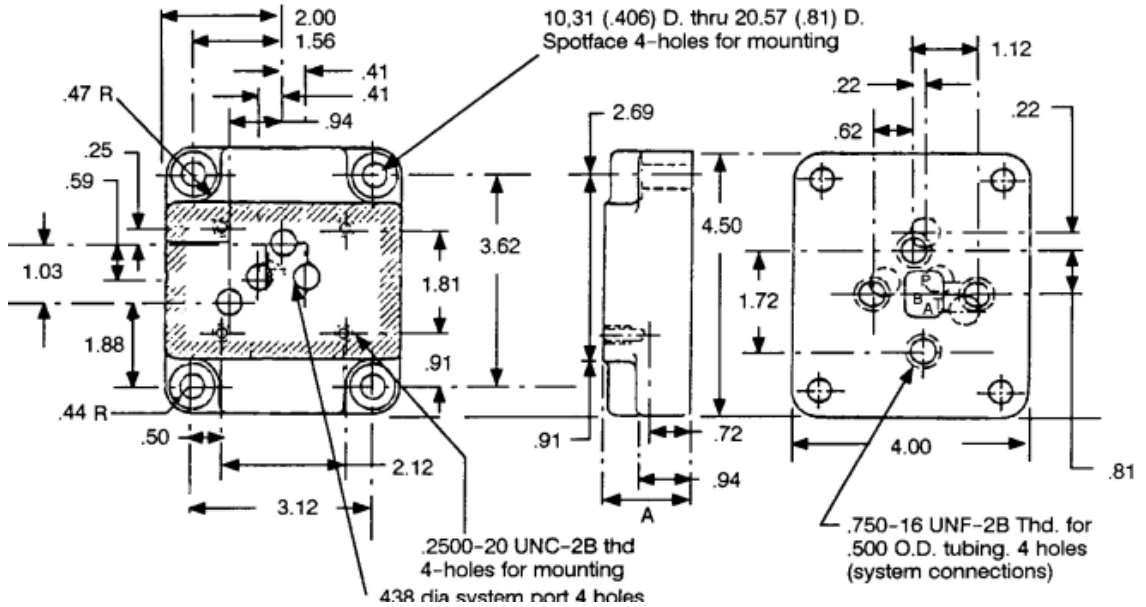


Fig. # 2.7: Subplaca cetop-5
Fuente: VICKERS COMPANY.

SUBPLACA PARA VALVULA	
Catálogo	Conexión
DPHI – 2	Generador de presión para válvula tandem. Elimina colocación de restricciones.
BA – 418	Sub – base válvula DPHI conexión 3/4 plg abajo
BA - 518	Sub – base válvula DPHI conexión 3/4 plg abajo

Tabla # 2. 14: Características de subplaca.
Fuente: VICKERS COMPANY.

Nota: Debido a la capacidad de trabajo el más adecuado y óptimo para que cumpla su función es una válvula CETOP – 03, pero debido a que el banco de pruebas en futuro se estima poder realizar pruebas de cilindros con más dimensión y carreras más largas, se sobre dimensiona a una CETOP – 05

d) selección de válvula de alivio.

La válvula de alivio va a ser calibrada a la presión de 25 Mpa (2900 PSI) Fig. # 2.8, para salvaguardar la seguridad de la persona que lo va a operar y de los elementos de diseño. Los datos de la misma son los siguientes: tabla # 2.15.

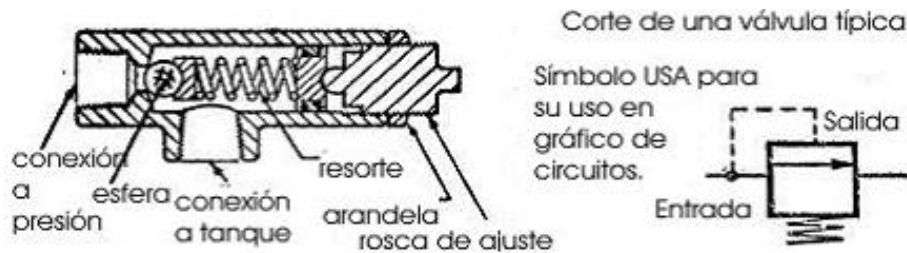


Fig. # 2. 8: Válvula de alivio.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE VALVULA DE ALIVIO	
Modelo	BHT-04
Marca	Vickers
Presión máxima Kpa (PSI)	23809(3500)
Caudal Máximo m ³ /seg (GPM)	1,6655x10 ⁻³ m ³ /seg (26,4)
Peso Kg (Lb)	2.4 (5.3)

Tabla # 2. 15: Datos técnicos de la válvula de alivio.

2.2.3. Determinación de eficiencia total del equipo.

Al determinar la eficiencia del equipo se considera valores de pérdida como los que se adjunta en la presente Fig. # 2.8, estos valores son reales siempre y cuando los dispositivos hidráulicos no son sobredimensionados.

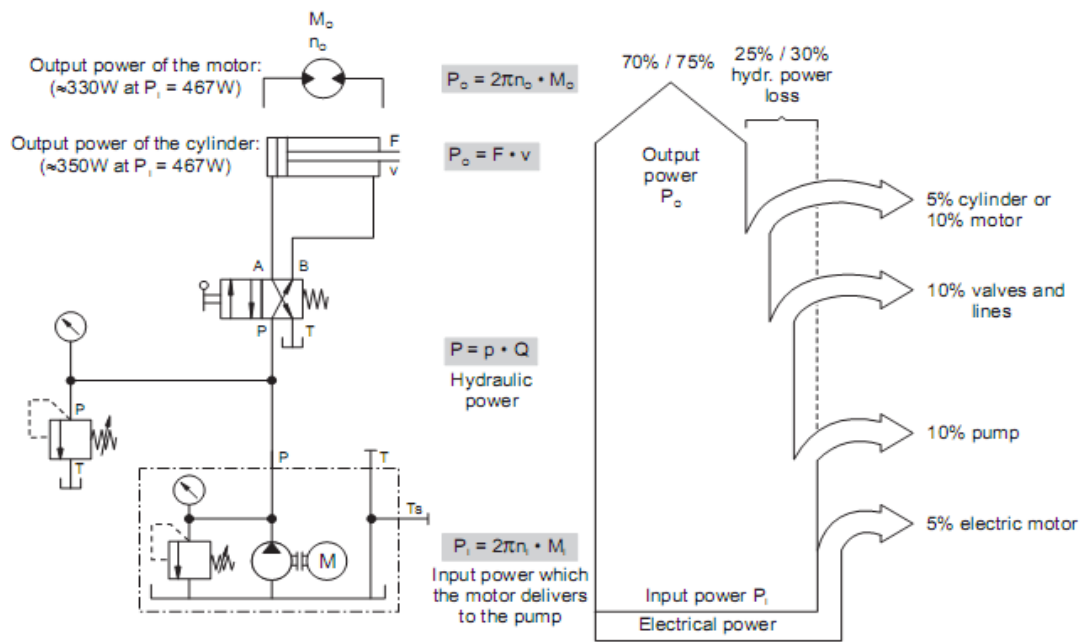


Fig. # 2. 9: Determinación del rendimiento del equipo.
Fuente: Hidráulica Básica D. Merkle.

Parámetros generales para calcular la potencia. Tabla # 2.16.

VALORES CALCULO DE POTENCIA HIDRAULICA				
PARAMETRO	MAGNITUD	NOMENCLATURA	CONVERSIÓN	OBSERVACIONES
Potencia de motor	3,73 Kw	P1		Valor obtenido según catálogo
Revoluciones del motor	1740 rpm	n		Valor obtenido según catálogo
Momento torque matrimonio	270 lb.plg	M	30,55 Nm	calculo en selección de lovejoy
Presión del sistema	3000 psi	P	$2,07 \times 10^7$ Pa	
Caudal del sistema	1,59 glm	Q	0,100 m ³ /min	

Tabla # 2. 16: Valores para cálculo de potencia total hidráulica.

a) Potencia en motor

El valor de la potencia obtenemos de catálogos que corresponde a un valor de:

$$**Pot_1 = 3,73 KW**$$

Donde:

Pot = potencia del sistema.

Se determina el 5 % de pérdidas tenemos un valor de:

$$**Pot_{5\%} = 0,19 Kw**$$

b) Potencia en matrimonio.

Según formula se determina:

$$**Pot_2 = 2\pi nM**$$

Donde:

Pot = potencia del sistema (kw).

n = revoluciones del motor (rpm) = 1740.

M= Momento torsor (Nm) 30,55.

$$**Pot_2 = 167 Kw**$$

Calculando el 10 % de pérdida se obtiene un valor de:

$$**Pot_{10\%} = 16,7 Kw**$$

c) Potencia en válvulas

$$Pot_3 = P \times Q$$

Donde:

P = Presión del sistema (Pa) = $2,07 \times 10^7$ Pa.

Q = caudal de la bomba (m^3/min) = $0,100 m^3/min$

$$Pot_3 = 2080 \text{ Kw}$$

Se determina el 10 % de pérdida se tiene un valor de

$$Pot_{3_{10\%}} = 208 \text{ Kw}$$

Potencia entrada = 2250,73 Kw

Potencia salida = 2025,84 Kw

$$n_{sistema} = \frac{Pot. \text{sal}}{Pot. \text{int}} \times 100 \%$$

$$n_{sistema} = \frac{2025,73}{2250,84} \times 100 \%$$

$$n_{sistema} = 90 \%^{22}$$

2.2.4. Elementos actuadores.

Al momento de seleccionar y diseñar los dispositivos hidráulicos, se debe considerar valores generales que son importantes dentro del diseño de la Unidad Hidráulica, las características técnicas para actuadores se localiza en el Anexo # 9.

²²El sistema diseñado tiene una eficiencia del 98 %, debido a que se encuentra sobredimensionado, a posible reajuste como aumento de caudal, colocación de reguladores de caudal...etc.

En la Fig. # 2.10 se muestra un esquema de un cilindro hidráulico de doble efecto.

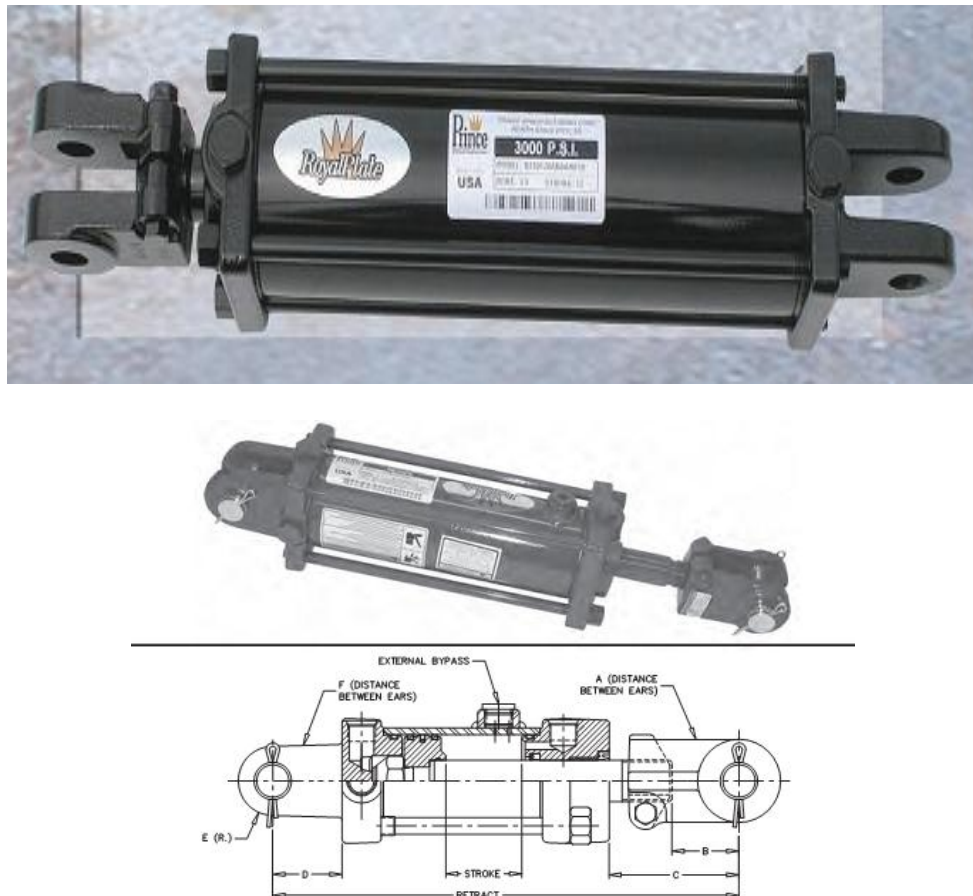


Fig. # 2. 10: Cilindro hidráulico tipo espárragos
Fuente: PRINCE-COMPANY

Parámetros generales de un cilindro de doble efecto tabla # 2.17.

PARAMETROS GENERALES		
PARAMETROS	MAGNITUDES	CONVERSIÓN
Presión (PSI)	3000 PSI	20,68 Mpa
Longitud de recorrido (plg)	59 plg	1,5 m
Diámetro máximo del cilindro (plg)	4 1/2 plg	0,1143 m
Diámetro de eje (plg)	2 1/2 plg	0,0635 m

23

Tabla # 2. 17: Parámetros generales.

²³ Datos considerados para los cilindros máximos que se podrá realizar las pruebas.

Área del pistón.

$$A = \frac{D^2\pi}{4}$$

Donde:

A = área de la sección (m²).

D = diámetro del pistón (m) => 0,1143 m.

$$A = 0,01026 \text{ m}^2 = 102,6 \text{ cm}^2 = 10260 \text{ mm}^2$$

2.2.4.1. Determinación del rendimiento del cilindro

$$F_1 = P \times A$$

Donde:

F = fuerza del cilindros (lbs).

P = presión del sistema (PSI) => 3000 PSI.

A = área del Pistón (plg²) = 15,90 plg².

$$F_1 = 47700 \text{ lb.}$$

Considerando coeficiente de rozamiento entre diámetro interior y sello se tiene.²⁴

$$F_2 = P \times A \times u$$

Donde:

F = fuerza del cilindros (lbs).

P = presión del sistema (PSI) => 3000 PSI.

A = área del Pistón (plg²) = 15,90 plg².

u = coeficiente de rozamiento entre diámetro interior de tubería y sellos= 0,9

$$F_2 = 42930 \text{ lb}$$

$$\eta_{cilindro} = \frac{F_2}{F_1}$$

²⁴Valor obtenido de anexo # 5

Continuación

Donde:

$\eta_{cilindro}$ = Rendimiento del cilindro %

F_2 = Fuerza 2 generado por el cilindro (lbs).

F_1 = Fuerza 1 generado por el cilindro (lbs).

$$\eta_{cilindro} = 91 \%$$

a) Fuerza de avance.

$$F_{avance} = P \times A \eta_{cilindro}$$

Donde:

F_{avance} = fuerza de avance del cilindro.

P = presión del sistema (PSI) => 3000 PSI.

$\eta_{cilindro}$ = rendimiento del cilindro.

$$F_{avance} = 43407 \text{ lbs} = 19,75 \text{ Tn}$$

b) Fuerza de Retroceso.

$$F_{retroceso} = P \times (A - a) \times \eta_{cilindro}$$

Donde:

$F_{retroceso}$ = fuerza de retroceso del cilindro (plg).

A = área del cilindro (plg²) = 15,90 plg²

a = área del émbolo (plg²) = 4,90 plg²

P = presión del sistema (PSI) => 3000 PSI.

$\eta_{cilindro}$ = rendimiento del cilindro.

$$F_{avance} = 30030 \text{ lbs} = 13,66 \text{ Tn}$$

c) Determinación de fuerza de pandeo.

La fuerza máxima de compresión que tendrá que soportar es de, con esta fuerza se analiza el pandeo.

$$F_{pandeo} = \frac{\pi^2 x E x I}{I_k^2 x S}$$

Donde:

E = módulo de elasticidad del acero es: $E = 2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$

I = Momento de Inercia $I = \pi \times \phi^4 / 64 = 798115,629 \text{ mm}^4$

S = Factor de Seguridad utilizado 2.5 - 5

Lk = Longitud de pandeo = $2 \times 1498,6 \text{ mm} = 2997,2 \text{ mm}^2$ ²⁵

$$F_{pandeo} = 36,83 \text{ kN.}^{26}$$

2.2.5. Control interface humano máquina (H.M.I.)

Para determinar el correcto funcionamiento del banco de pruebas es necesario el diseño y la elaboración de un software HMI de control por medio de computadora, que nos permita tener interacción entre hombre - máquina para de esta manera visualizar y analizar el sistema de una manera más adecuada y técnica, para cumplir con este fin se emplean los siguientes programas en conjunto cada uno con sus función es específicas:

- **WONDERWARE INTOUCH:** Creación del Interfaz Humano-Máquina (HMI).
- **KEP SERVER EX5:** Comunicación entre PLC e INTOUCH

²⁵ Revisar valores según método de sujeción anexo # 11.

²⁶ Esta fuerza de pandeo son considerados siempre y cuando se utilice Pa.

- **TOTALLY INTEGRATED AUTOMATION PORTAL V10.5:**
Programación del PLC.

Software de visualización intouch.

El programa InTouch de Wonderware es una de las plataformas de desarrollo de interfaz humano-máquina más importante que se utiliza debido a su facilidad de utilización. Permite la visualización integrada de todos sus recursos de control e información.

De forma básica se encuentra conformado por dos elementos:

- WINDOWVIEWER
- WINDOWMAKER.

Windowmaker es el sistema de desarrollo. Posee todas las funciones necesarias para crear ventanas animadas interactivas conectadas a sistemas de E/S externos o a otras aplicaciones WINDOWS.

Windowviewer es el sistema runtime utilizado para rodar las aplicaciones creadas con WINDOWMAKER.

Selección de sensores

En la Fig. # 2.11, se muestra el sensor de presión utilizado.



Fig. # 2. 11: Sensor de presión CSPT-1000
Fuente: P-TECH AUTOMATION.

Después de haber determinado las variables a censar en el sistema, se realiza el siguiente estudio de selección de sensores en función de los siguientes parámetros a medir:

Magnitudes a medir:

- Magnitud: Presión y Temperatura.
- Señal de Salida: mA (miliamperios).
- Exactitud deseada: Media.
- Precisión deseada: Media.

Límites absolutos posibles de la magnitud a medir:

Presión: 0 – 20,68 MPa (3000 psi)

Otros parámetros:

- Costo
- Peso
- Dimensiones
- Vida útil.
- Disponibilidad

Sensor de presión.

La presión que se necesita censar es importante dentro del banco de pruebas ya que debido al esfuerzo al que van a ser sometidos los cilindros hidráulicos se obtendrá un aumento de presión del sistema dentro del cilindro, tal que no sobrepase las especificaciones particulares. El sensor debe resistir la presión normal del sistema y además tener un factor de seguridad para casos donde la presión necesite excederse.

Marcas y características de sensores de presión tabla # 2.18.

MARCA	TIPO	RANGO PRESIÓN PSI	ALIMENTACIÓN	SALIDA
KOBOLD	SEN	0 - 3000	4 - 20 mA	10 - 24 VDC
SOR	534H	0 - 3000	5 - 20 mA	10 - 24 VDC
INTEC	250 G	0 - 3000	6 - 20 mA	10 - 24 VDC
SIEMENS	7MF1	0 - 3600	7 - 20 mA	10 - 24 VDC

Tabla # 2. 18: Consideración de sensores de presión para el diseño

Por consideración y por precio se considera el sensor KOBOLD, ya que permite además un rango de presión sobre el que va hacer diseñado.

Selección de Sensor de Presión.

La característica del sensor de presión se puede visualizar en Anexos # 8.

2.2.6. Otros elementos del sistema hidráulico.

a) Selección de acoples (matrimonios).

El acople que se seleccionara para realizar este tipo de adaptación es un acople lovejoy, el acoplamiento elástico LOVEJOY tipo L, se compone de dos manguones simétricos de acero sinterizado y un elemento elástico en forma de estrella. (Araña). Los manguones disponen de varias aletas, sobre las que queda intercalado el elemento elástico. Ello significa que es un acoplamiento que trabaja a compresión.

En caso de rotura del elemento elástico, el acoplamiento continúa acoplado al sistema. Ver Fig. # 2.12.



Fig. # 2. 12: Acoples – matrimonio LOVEJOY.
Fuente: www.lovejoy-inc.com

Al seleccionar el acople es necesario el valor del torque que generara el motor, para disponer de este valor se aplica la siguiente ecuación:

$$\text{Torque}(lb - plg) = \frac{HP \times 63025}{rpm} (fs)$$

Donde:

Torque = torque que realiza el motor (lb-plg)

Hp = potencia del Motor (Hp) = 5 hp

Rpm = revoluciones del motor (rpm). = 1740

fs = factor de servicio (revisar anexo # 12.1)

63025 = factor de conversión.

Una vez calculado el valor del torque, se selecciona adecuadamente el acople según

Anexo # 6, donde nos da valores de toques máximos de resistencia.

$$\text{Torque}(lb - plg) = 270 lb - plg$$

Selección de matrimonio lovejoy.

Según Anexo # 12 y características de fabricante se escoge el matrimonio siguiente que dispones de un torque máximo de resistencia del acople es de 318 lb-plg, con este valor calculamos el nuevo valor del factor de servicio:

$$(fs) = 1.8$$

b) Selección de Tuberías y racores.



SAE 100 R1

Características

Material: Cubierta de caucho y 1 trenza metálica
Diámetro: 3/16" a 2"
Presión: 375 a 3000 P.S.I.
Temperatura max: 100°C

Fig. # 2. 13: Manguera trenzado tipo SAE 100
Fuente: mangueras y mangueras

Tuberías Flexibles

Los tubos flexibles son los mejores para unir los distintos componentes del sistema hidráulico. Además de poderse doblar, absorben las vibraciones y las puntas de presión y son fáciles de instalar.

El tubo flexible consta de las siguientes capas básicas:

- Un tubo interior.
- Varias capas de refuerzo.
- Una cubierta exterior.

El tubo interior.- es de caucho sintético resistente al aceite. Tiene que ser de superficie lisa, flexible y capaz de resistir el calentamiento y la corrosión.

Las capas de refuerzo.- varían con el tipo de tubo flexible. Estas capas se fabrican de fibras sintéticas o naturales, de malla metálica o de una combinación de ambas.

La cubierta exterior.- tiene por objeto proteger las capas de refuerzo. Suele ser de una goma especial resistente a los abrasivos, al aceite, a la suciedad y a la acción de la intemperie.

Forma de seleccionar los tubos flexibles: Se debe saber lo siguiente:

- El caudal del sistema hidráulico en trabajo, para conocer el calibre del tubo que se necesita.
- La presión y la temperatura a que trabaja el sistema hidráulico, para determinar el tipo de tubo flexible que se necesita.
- El tubo flexible debe ser compatible con líquido del sistema.

La sección del tubo debe ser suficiente para el caudal del aceite. Un tubo de sección insuficiente estrangula el paso del aceite, lo recalienta y causa pérdidas de presión. Un tubo de sección excesiva puede resultar demasiado débil para la presión a que trabaja el sistema. Los tubos de más sección tienen que estar más reforzados para trabajar a la misma presión que los tubos de menor sección. Además son más caros que éstos últimos.

Forma de seleccionar el tipo de tubo:

Se clasifican de acuerdo a las presiones que son capaces de resistir:

- Tubos de baja presión.
- Tubos de presión media.

- Tubos de alta presión.
- Tubos de muy alta presión.

En la tabla # 2.19 se indica la clase de tubo flexible que se requiere para trabajar a distintas presiones.

Conocida la sección del tubo que se necesita, se busca en una de las tres columnas la presión más próxima. Si esta se encuentra en la primera columna, se deberá emplear un tubo de presión media, etc.

SECCION DE TUBO MM	PRESIÓN MEDIA	PRESIÓN ALTA	PRESIÓN MUY ALTA
	PSI		
6,4	3000	5000	
10	2250	4000	5000
13	2000	3500	4000
16	1750	2750	3500
19	1500	2250	3000
25	800	1875	3000
32	600	1625	3000
38	500	1250	3000
50	350	1150	175

Tabla # 2. 19: Tabla selección de manguera respecto a presión de trabajo.

De acuerdo a lo expuesto se realiza la selección de la siguiente manguera, en función y características y medio comercial que se encuentra. Tabla # 2.20.

SELECCIÓN DE TUBERIA DE DISTRIBUCIÓN	
Denominación	Manguera Hidráulica H 114
Material Interno	Nitrilo
Refuerzo	Trenzado con acero
Cubierta	Neopreno
Presión de Trabajo	3000 PSI
Presión de Ruptura	12 000 PSI
Diámetro interno	1/2 "

Tabla# 2. 20: Características generales de selección de manguera hidráulica.

c) Racores para tubería.

En el mercado existe una amplia gama de racores Fig. # 2.14 y otros componente auxiliares diversos, que se utilizan en las instalaciones oleohidráulicos y se emplean además en tubería rígida, bien sea en toda la instalación, o bien parte de ella, cualquier necesidad puede ser cubierta según fabricantes, la mayoría son fabricados en acero, los anexos# 10 se detalla las dimensiones que se maneja en distinto tipos de racorería.



Fig. # 2. 14: Racorería de alta
Fuente: MANGUERAS Y MANGUERAS

d) Diseño de estructura para unidad hidráulica.

Al momento de diseñar este elemento que sirve de soporte del peso total de componentes se realiza el valor total del peso de todos los componentes que compone la Unidad Hidráulica como son; bombas, motor, reguladora de presión, lovejoy (Matrimonio).....etc.

Las dimensiones generales del marco rígido por lo que está compuesto, se muestra en la Fig. # 2.15.

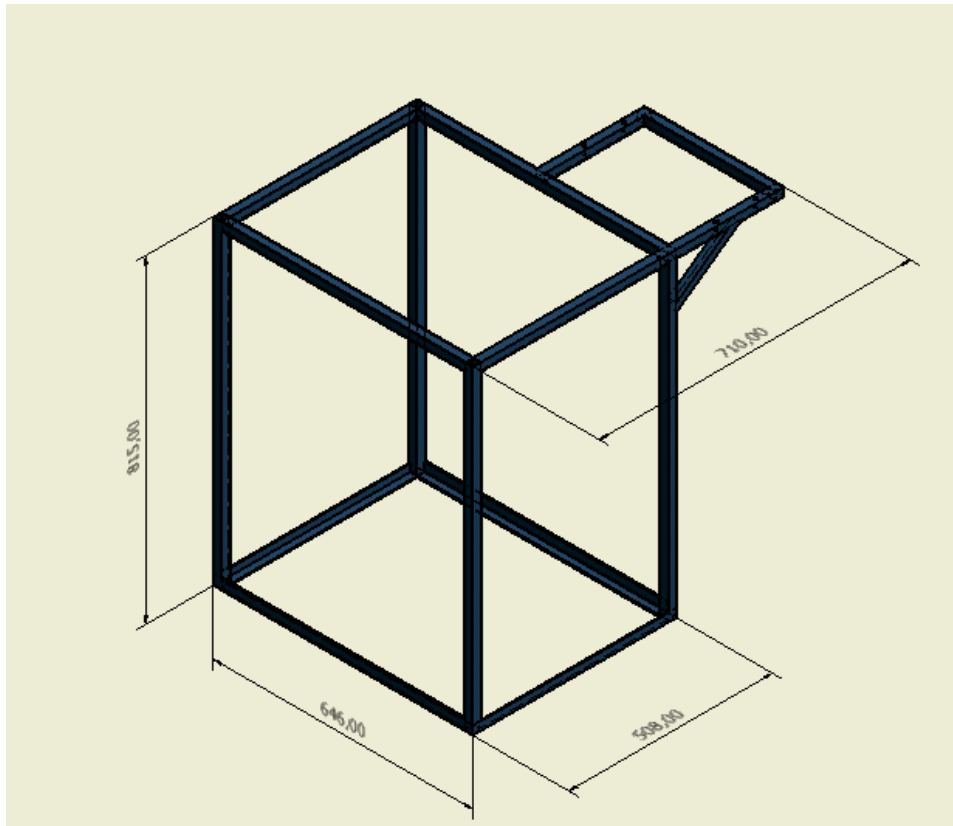


Fig. # 2. 15: Estructura del banco de pruebas.

De la figura anterior se puede observar que las dimensiones principales son:

Longitud de las vigas = 710 mm.

Alto de las columnas = 815 mm.

Luz de marco = 508 mm.

Longitud de voladizo = 200 mm.

Por la facilidad constructiva, bajo costo y disponibilidad en el mercado se utiliza tubo estructural tipo cuadrado ver anexo # 14. Este elemento se utiliza únicamente para el alto de las columnas.

La base está compuesto por perfiles tipo L (ver anexo # 15) donde se concentra la mayor parte del peso de la máquina, Estos están unidos mediante soldaduras.

Los cálculos para que deba soportar el peso completo de la base, está determinado por el peso de todos los elementos que componen la máquina y por la carga máxima aplicarse durante el ensayo.

El peso Aproximado del sistema que compone la máquina más la carga máxima a aplicarse es:

$$W_T = 70 \text{ kg.}$$

Por seguridad se aplica el 10% del peso total aplicado y el peso del cilindro hidráulico que soporta la base.

$$C_T = (70 + 7 + 50) \text{ Kg}$$

$$C_T = 127 \text{ kg.}$$

A esta carga se la debe dividir entre dos porque son dos marcos rígidos los que soporta la carga. La carga final está distribuida a lo largo de la viga transversal por lo que es necesario determinar su valor

$$q_f = \frac{127 \text{ kg}}{650 \text{ mm}}$$

$$q_f = 0,19 \frac{\text{kg}}{\text{mm}}$$

Se realiza el diagrama de cuerpo libre. Fig. # 2.16.

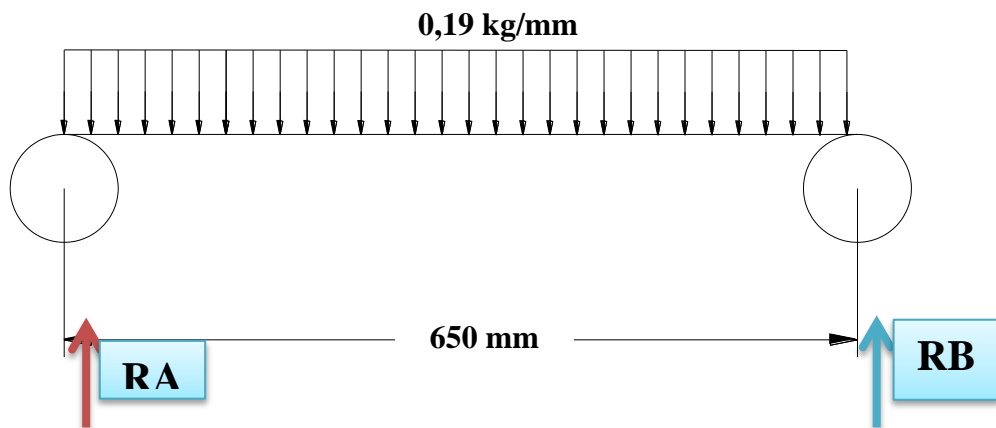


Fig. # 2. 16: Diagrama de cuerpo libre.

Con este diagrama se calcula las reacciones en cada punto y el momento flector que se produce.

$$\sum F_y = 0 \quad \uparrow +$$

$$RA + RB = 130 \text{ Kg}$$

$$\sum M = 0$$

$$RA = 65 \text{ Kg}$$

$$RB = 65 \text{ Kg}$$

Se determina el valor del momento máximo que soporta la viga, mediante formulas de resistencia. Fig. # 2.17.

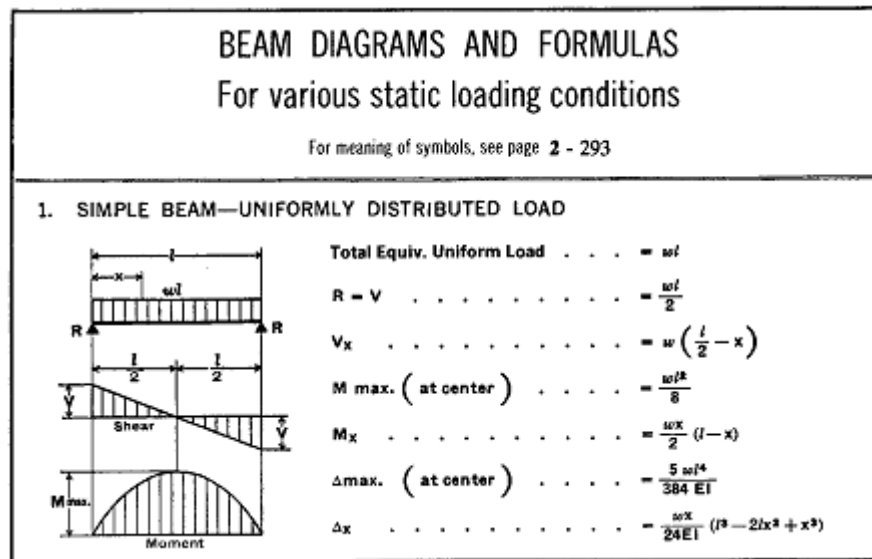


Fig. # 2. 17: Diagrama cálculo de momento máximo.

$$M_{\max} = \frac{W I^2}{8}$$

$$M_{\max} = 10562,50 \text{ kg x mm} = 914,86 \text{ lb x plg}$$

Se calcula el módulo de resistencia a la flexión.

$$w = \frac{M_{\max}}{[\sigma]}$$

$$w = 0,10 \text{ plg}^3$$

Se determina el factor de seguridad del ángulo.

$$F_S = S_y \frac{w}{M_{\max}}$$

$$F_S = 4$$

CAPITULO III

3. Análisis de resultados.

Introducción.

Con la finalidad de determinar el correcto funcionamiento del banco de pruebas para cilindros hidráulicos es necesario realizar pruebas de funcionamiento tanto del sensor de presión como del actuador (cilindro hidráulico), además un control empleado para verificar el correcto funcionamiento de los elementos mecánicos, como eléctricos.

Con respecto al actuador se debe considerar que para que un sello hidráulico trabaje correctamente se debe garantizar que las condiciones de funcionamiento sean las más adecuadas. Estas son:

- Presión de trabajo.
- Temperatura de trabajo.
- Líquido de trabajo.
- Velocidad de trabajo.

El diseño de este banco de pruebas para cilindros estará en capacidad de analizar la variable presión. El líquido de trabajo y la velocidad son condiciones únicas, por lo que no se podrá analizar ya que esto requería usar un aceite diferente para cada prueba y una bomba hidráulica diferente para cada ensayo.

3.1. Encendido e inicio de proceso.

Al momento de iniciar el proceso es necesario que la presión a la que se va a ejecutar las pruebas sea reconocido por el sistema en esta caso se controla el proceso mediante HMI (Control Interface Humano).

3.2. Recomendaciones antes de realizar pruebas.

El correcto funcionamiento es resultado no solamente de la calidad y diseño del sello sino también del estado de las piezas metálicas. Es así que se recomienda antes de realizar las pruebas una correcta instalación conjuntamente con una revisión minuciosa tanto de la camisa, eje y alojamientos.

En lo que respecta al pistón hidráulica se debe considerar:

- No existan rayaduras ni picaduras en la camisa ya que reducen la vida útil de los sellos.
- No exista ovalidad dentro de la camisa ya que requiere la fabricación de sellos con mayor ajuste para garantizar el sellado interno.

Se procede a encender el control manual del proceso, donde se despliega la ventana siguiente. Fig. # 3.1.

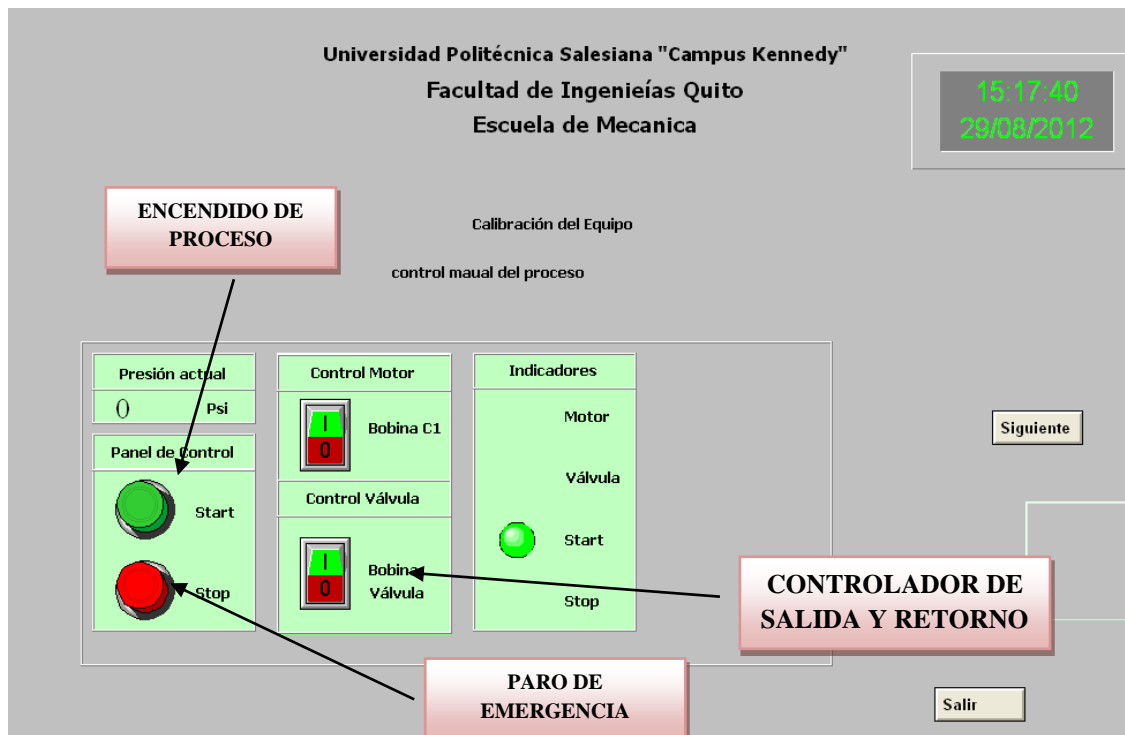


Fig. # 3. 1: Control manual del proceso.

Debido a la Automatización, se puede controlar tanto el motor como la válvula direccional. Se dispone a realizar las pruebas sin carga para que de esta manera se pueda definir la pérdida de presión al momento que el pistón esté en su límite de recorrido máximo. Fig. # 3.2.

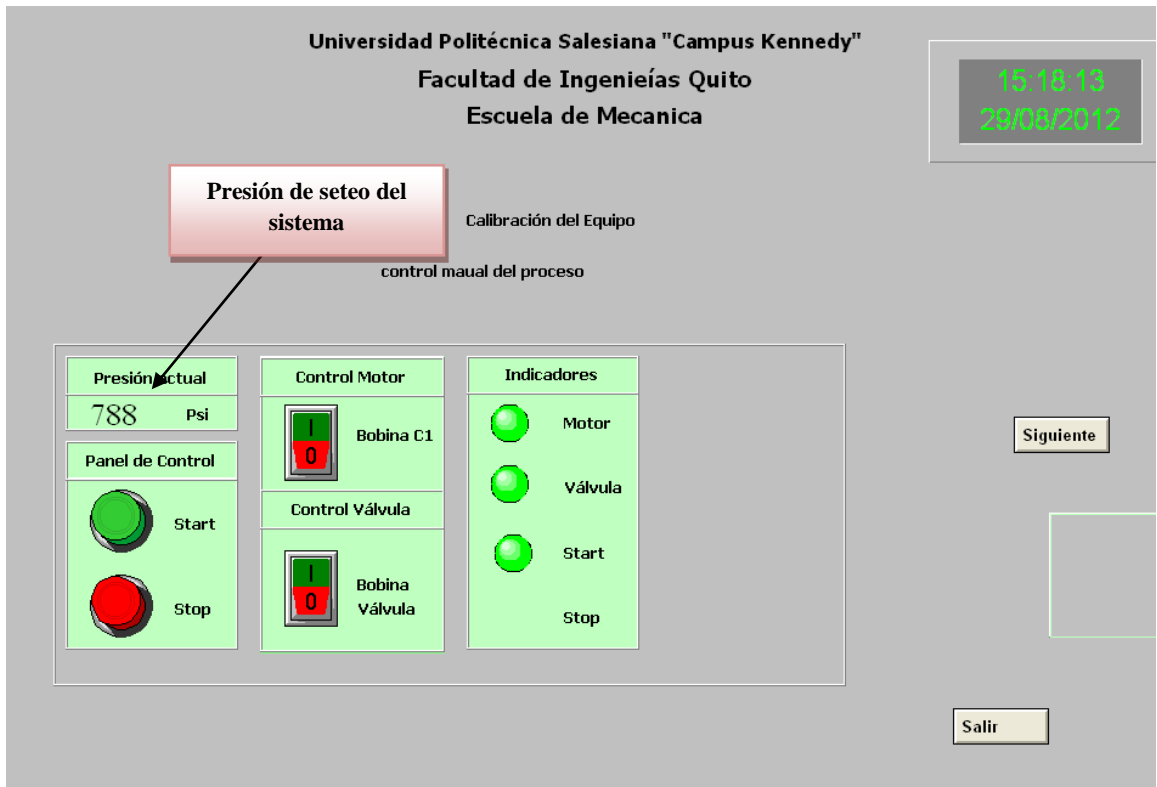


Fig. # 3. 2: Seteado del sistema.

Se genera automáticamente una ventana como la que se muestra en gráfico. Fig. # 3.3.

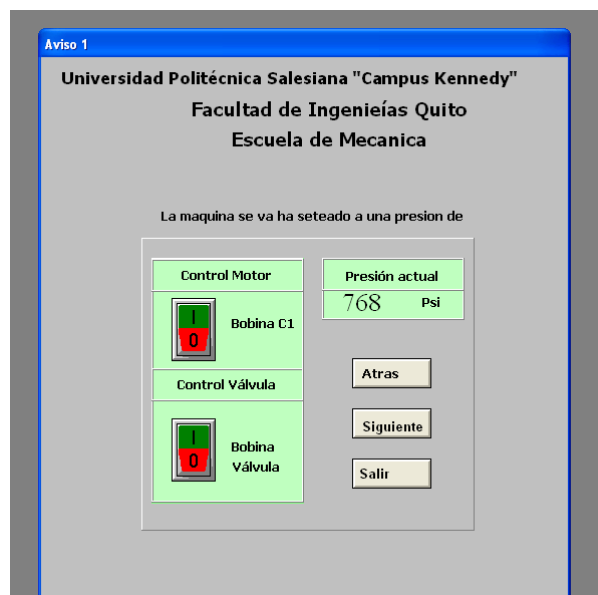


Fig. # 3. 3: Verificación del proceso.

De esta manera el programa HMI, está diseñado para que genere un tiempo de salida y entrada que depende de las dimensiones del cilindro. Fig. #. 3.4.

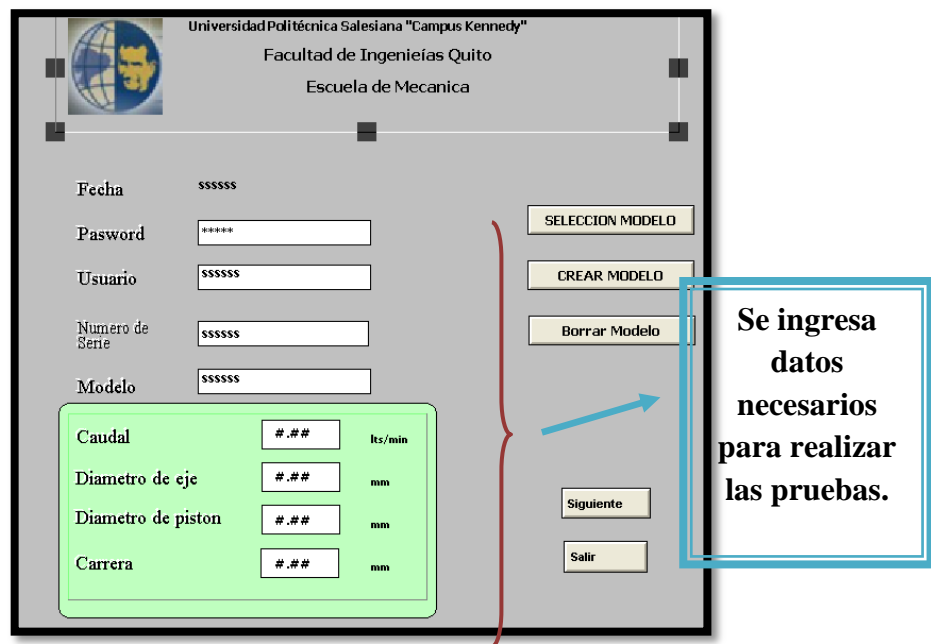


Fig. # 3. 4: Comparación automática de tiempo de salida y tiempo de entrada.

Se genera así avisos como los siguientes, que depende si el dispositivo se encuentra en buen estado y necesita correcciones. Fig. # 3.5.

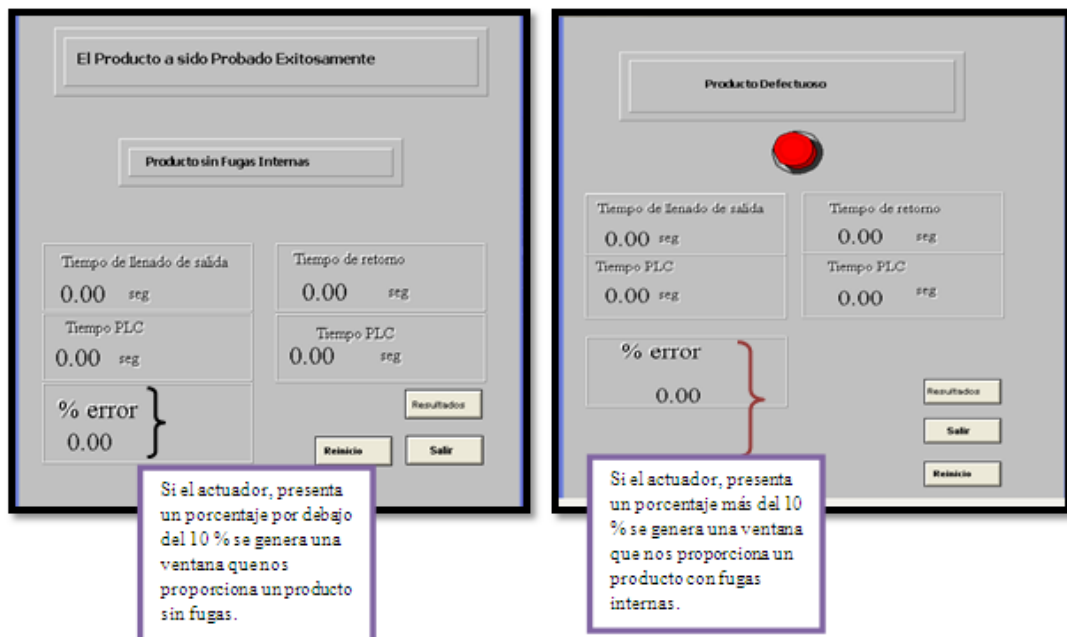


Fig. # 3. 5: Cuadros de aviso verificación dispositivo.

3.2.1. Pruebas de funcionamiento.

Con el propósito de conocer el comportamiento real de los elementos del módulo de control de presión y el correcto funcionamiento de los mismos se realiza las siguientes pruebas.

Al momento de realizar las pruebas para este caso se considera un elemento actuador de las siguientes características, que se anexa en la tabla # 3.1.

VALORES ESTANDARES DE CILINDRO	
Marca	Prince
Procedencia	Americana
Tipo	Doble efecto
Diámetro de pistón	63,5 mm
Diámetro de eje	31,75mm
Longitud de recorrido (s)	203,2 mm

Tabla # 3. 1: Valores de cilindro.

3.2.2. Valores teóricos.

Aplicando fórmulas estudiadas en el capítulo anterior se obtiene los siguientes resultados: de la tabla # 3.2.

VALORES CALCULADOS PARA ELEMENTO ACTUADOR				
Q=CTE = 1,56 GLM = 5,90 Ltrs/min	AREA (mm ²)	VOLUMEN (mm ³)	VELOCIDAD (m/min)	TIEMPO (segs)
ECUACIONES UTILIZADAS	$A = \frac{D^2 \pi}{4}$	$V = A \times s$	$V_e = 1000 \frac{Q \text{ (ltrs/min)}}{A \text{ (m}^2\text{)}}$	$t = \frac{0.06 s}{V_e}$
VALORES DE SALIDA	3166,93	643520,00	1,86	6,54
VALORES DE RETORNO	791,73	160880,00	7,45	4,91

Tabla # 3. 2: Valores calculados del elemento actuado

Los cuales quedarán en proceso de verificación tanto la velocidad del dispositivo como el tiempo de retorno y salida del actuador, además del caudal, para de esta manera determinar la eficiencia tanto de los datos teóricos vs prácticos.

a) Volumen del elemento actuador.

Para determinar el volumen del actuador, tanto de salida como de entrada, se aplica la fórmula que se estudió en el capítulo anterior, los resultados se muestran en la tabla # 3.3.

$$V_s = (S \times A) 1 \times 10^{-6} \qquad \text{Ecuación 1.13}$$

Debido a que el área de retorno es menor se debe obtener el valor mediante la ecuación siguiente:

$$V_R = (S \times (A - a)) 1 \times 10^{-6} \qquad \text{Ecuación 1.13.1}$$

Donde:

V_s = volumen del sistema de salida (ltrs).

V_R = volumen del sistema de retorno (ltrs).

S = carrera del cilindro (mm) = 203 mm

A = área del pistón salida (mm^2) = 3166,93 mm^2

a = área de eje.

1×10^{-6} = factor de conversión a ltrs.

VOLUMEN (LTRS)	
Volumen de salida (ltrs)	0,64
Volumen de retorno (ltrs)	0,48

Tabla # 3. 3: Volumen del elemento actuador.

3.2.3. Valores prácticos.

a) Toma de datos tiempo de salida y retorno del actuador hidráulico.

Para determinar un análisis adecuado de los valores obtenidos mediante cálculo, y prácticos, se genera la siguiente tabla # 3.4 , que son los tiempos que emplea el pistón hidráulico en recorrer (8 plg = 203 mm), los valores son verificados por 5 veces seguidas.

Longitud de recorrido 203 mm	Toma 1	Toma 2	Toma 3	Toma 4	Toma 5	Media proporcional
Tiempo de salida(seg)	6,28	6,06	6,28	6,2	6,5	6,26
Tiempo de retorno(seg)	4,53	4,56	4,53	4,4	4,5	4,50

Tabla # 3. 4: Toma de datos de tiempo de salida y retorno.

Se considera el valor del tiempo media proporcional:

Tiempo de salida = 6,26 seg.

Tiempo de retorno = 4,5 seg

b) Toma de datos tiempo de llenado de recipiente.

Para considerar este valor se toma un recipiente de 2 litros, y se toma el tiempo que se demora en llenar 1 litro. Tabla # 3.5.

	Toma de dato 1	Toma de dato 2	Toma de dato 3	Toma de dato 4	Media proporcional (seg)
Volumen de llenado (ltrs)	1 Litro	1 Litro	1 Litro	1 Litro	9,67
Tiempo de llenado (seg)	9,38	10,05	9,59	9,65	

Tabla # 3. 5: Datos obtenidos mediante pruebas.

Con los valores obtenidos determinamos el caudal (ver tabla # 3.5), que genera la bomba de engranajes para esto utilizamos la siguiente ecuación.

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

Donde:

Q_p = caudal practico del sistema (ltrs/seg).

V = volumen del sistema (ltrs) = 1 ltr

t = tiempo de recorrido (seg) = 9,67 seg (según referencia de tabla #3.5)

$$Q_p = 0,103 \text{ ltrs/seg}$$

c) Velocidad práctica del dispositivo.

Con los valores obtenidos en la práctica se aplica la fórmula que nos permite obtener el valor de la velocidad del actuador.

Se sabe:

Para salida del actuador.

$$V_s = 1000 \frac{Q_p}{A}$$

Para el retorno:

$$V_R = 1000 \frac{Q_p}{a}$$

Dónde:

Q_p = caudal practico ltrs/min (6,18 ltrs/min).

V_s = velocidad del actuador salida (m/min).

V_R = velocidad del actuador retorno (m/min).

A = área de salida (mm^2) = 3166.93 mm^2 .

a = área de retorno (mm^2) = 791,73 mm^2 .

VELOCIDAD (m/min)	
Velocidad salida (m/min)	1,95
Velocidad de retorno (m/min)	7,80

Tabla # 3. 6: Velocidades del cilindro hidráulico.

3.2.4. Comportamiento sensor de presión vs manómetro.

Para determinar este detalle se toma valores arbitrarios de manera que sea más visible la variación que pueden tener estos dos dispositivos. Tabla # 3.7.

VALORES	PRESIÓN DE MANOMETRO (PSI)	VALOR DE SENSOR DE PRESIÓN. (PSI)
0	0	0,00
1	125	128,00
2	250	245,96
3	375	353,38
4	500	493,61
5	600	595,50
6	700	693,29
7	800	790,48
8	900	903,82
9	1000	998,75
10	1100	1089,91
11	1200	1190,86
12	1300	1298,94
13	1400	1398,43
14	1500	1497,35
15	1600	1596,81
16	1700	1703,34
17	1800	1805,81
18	1900	1904,82
19	2000	2004,44
20	2100	2104,52
21	2200	2206,89
22	2300	2306,59
23	2400	2407,24
24	2500	2506,93
25	2600	2615,61
26	2700	2705,12
27	2800	2743,70
28	2900	2897,60
29	3000	3002,00

Tabla # 3. 7: Valores de presión del manómetro Vs sensor de presión

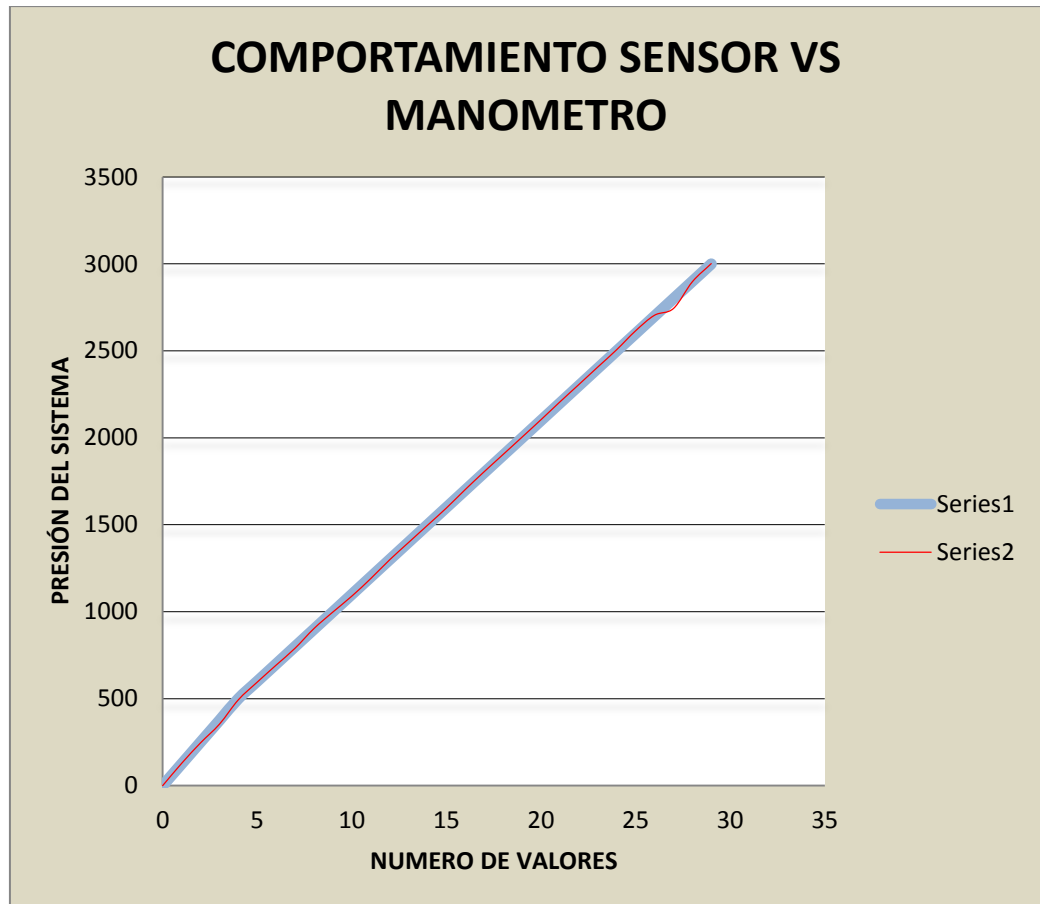


Fig. # 3. 6: Análisis presión del manómetro vs presión del sensor.

Dónde:

Serie 1 = presión del manómetro.

Serie 2 = valor de presión del sensor.

En la tabla # 3.8 se visualiza los valores que fueron obtenidos durante las pruebas del sistema, los cuales permiten determinar la eficiencia de los valores calculados vs los valores que se obtienen en pruebas.

VALORES PARA SISTEMA HIDRAULICO			
DESCRIPCIÓN	VALORES TEORICOS	VALOR PRACTICO	ERROR
Presión del sistema (psi)	3000	2800	0,93
Caudal generado por bomba (ltrs/min)	5,9	6,18	1,05
Velocidad admitida en el sistema (m/seg)	0,5		
Velocidad de salida del actuador (m/min)	1,86	1,95	1,0483871
Velocidad de retorno del actuador (m/min)	7,45	7,8	1,05
Volumen de salida del actuador (ltrs)	0,64	0,64	0
Volumen de retorno del actuador (ltrs)	0,48	0,48	0,00
Tiempo de salida del actuador (seg)	6,54	6,26	0,9571865
Tiempo de retorno del actuador (seg)	4,91	4,5	0,92

Tabla # 3. 8: Tabla de resumen.

3.2.5. Análisis de desplazamiento.

En la tabla # 3.11 se observa el desplazamiento del embolo, se puede notar una inclinación en el ascenso lineal.²⁷

	Toma 1	Toma 2	Toma 3	Toma 4	Toma 5	Media proporcional
Tiempo de salida	6,28	6,06	6,28	6,2	6,5	6,26
Tiempo de retorno	4,53	4,56	4,53	4,4	4,5	4,50

Tabla # 3. 9: Proceso de verificación de tiempo de salida vs retorno.

²⁷ Datos tomados manualmente, que determina el tiempo de salida y el tiempo de retorno.

DESPLAZAMIENTO (mm)	TIEMPO DE SALIDA (SEG)	TIEMPO DE RETORNO (SEG)
0	0	0
10	0,31	0,23
20	0,63	0,45
30	0,94	0,68
40	1,25	0,90
50	1,57	1,13
60	1,88	1,35
70	2,19	1,58
80	2,50	1,80
90	2,82	2,03
100	3,13	2,25
110	3,44	2,48
120	3,76	2,70
130	4,07	2,93
140	4,38	3,15
150	4,70	3,38
160	5,01	3,60
170	5,32	3,83
180	5,63	4,05
190	5,95	4,28
200	6,26	4,50

Tabla # 3. 10: Análisis de desplazamiento.

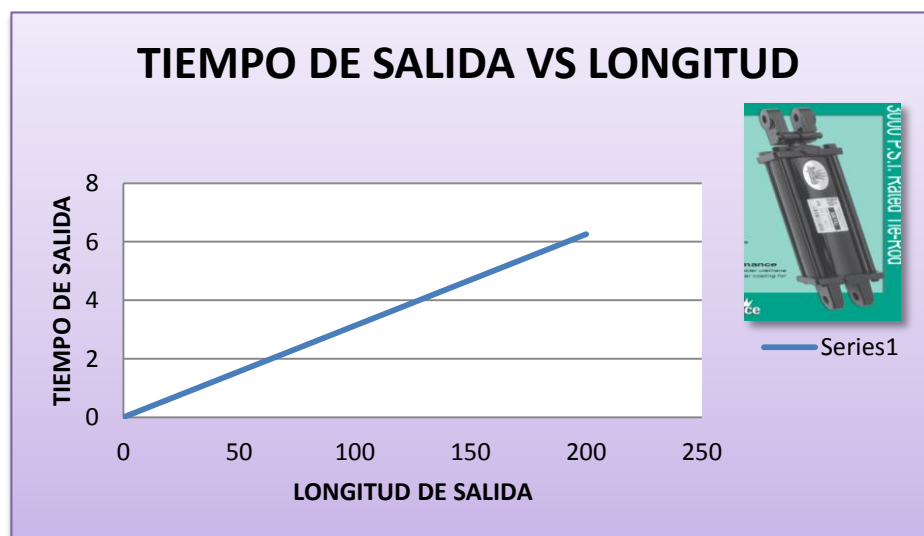


Fig. # 3. 7: Análisis tiempo de salida vs longitud.

Conclusiones Análisis de Resultados

- El caudal generado por la bomba de engranajes, es mayor al calculado debido a que en condiciones normales el sistema se encuentra con elementos nuevos, además no se realiza las pruebas respectivas con carga alguna.
- El desplazamiento del pistón es lineal debido a dos factores principales que no existe la carga que se enuncio en la conclusión anterior, además que los elemento se encuentra nuevos.
- La variación del sensor de presión, con respecto al manómetro ocurre debido a las pequeñas perdidas que existe dentro de los componentes hidráulicos.
- El funcionamiento de todo el sistema hidráulico está por encima del 90% esto sucede debido a que los elementos son nuevos, y no han sufrido trabajos extremos.

Recomendaciones.

- Que las pruebas futuras a realizar se lo considere con un dispositivo que genere carga para de esta manera identificar el correcto funcionamiento de los mismos.
- Se logre incorporar una válvula reguladora de caudal de manera que se pueda observar el comportamiento del cilindro con la variación de la misma.
- Se incorpore un sistema de regulador de caudal automático, para que se logre controlar y visualizar desde un control HMI (Control Interface Humano Máquina).

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Con el presente proyecto se garantiza que la empresa “INSEIN” cuente con un equipo capaz de comprobar sus sellos instalados en los cilindros hidráulicos que repara pues evita en gran medida la presencia de errores previa la entrega al cliente.
- El equipo consta con un sistema de adquisición de datos, sensor electrónico y un entorno de control elaborado en INTOUCH. Dado su facilidad de manejo no va a ser un problema familiarizarse con el equipo; y lo que es más importante, ejecutar sin dificultades el proceso para la puesta a prueba de los cilindros.
- El banco de pruebas para cilindros hidráulicos, genera de manera satisfactoria las condiciones de trabajo para lo que fue diseñado, como son la presión y el caudal que se requieren para realizar las respectivas pruebas a los cilindros. Además el sensor de presión electrónico nos permite apreciar la presión en el instante mismo de la prueba.
- La realización de este proyecto demandó la revisión de conceptos básicos de hidráulica, especialmente la parte que tiene que ver con fluidos, bombas, etc. Por otra parte, la inclusión a lo que se refiere un enlace H.M.I (Interface Humano Máquina), se realizó una investigación, para poder implementar un sensor electrónico, así fortaleciendo los conocimientos recibidos en clases.

- Los análisis obtenidos de los teóricos vs los prácticos tienen una variación del 3%, estos valores, pueden generarse por distintas causas, o parámetros, en la realización de la pruebas.
- El valor de K_{VT} calculado en el capítulo dos, son valores que se utilizan para válvulas solenoides en un solo sentido.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda solicitar al cliente la presión antes de proceder a la prueba del cilindro en el banco de pruebas. Es importante este punto ya que un exceso de presión durante el ensayo puede causar que la camisa del cilindro se deforme.
- Es recomendable en una fase posterior del proyecto la ampliación del reservorio con la finalidad de ampliar el rango de prueba de los cilindros. Esto no afecta en ningún momento a los resultados.
- También se puede implementar una válvula reguladora de caudal, con este tipo de reguladora se podrá controlar la velocidad de trabajo del pistón y realizar otro tipo de pruebas al cilindro hidráulico.
- Es recomendable la implementación de un sensor electrónico, para de esta forma saber la temperatura a la que se encuentra el fluido hidráulico, en el instante mismo que se está realizando las pruebas al cilindro hidráulico.

BIBLIOGRAFIA

- **ROCA, Felipe.** Oleohidráulica básica - Diseño de circuitos, Ed. UPC, España 2000.
- **SERRANO A,** Oleohidráulica, McGraw Hill Profesional, edición 2002.
- **CEMBRANOS, Jesús.** Automatismos Eléctricos, Neumáticos e Hidráulicos. Ed. Thomson, España 2004.
- **CARNICER, Royo.** Oleohidráulica – Conceptos Básicos. Ed. Thomson, España 2003.
- **CARROBLES, Marcial.** Manual de Mecánica Industrial Neumática e Hidráulica. Ed. Cultural. España 2002.
- **ROCA, R.** Oleohidráulica básica. Barcelona. Ed. Alfaomega. España 1999.

Revistas y folletos.

- JOHN DEERE. Fundamentos de Servicio: Entrenamiento de Servicio Hidráulico.
- USA Illinois 1980 EATON.
- Hose Assembly Master Catalog. Waetherhead. USA 2003.
- VICKERS. Manual de Oleohidráulica Industrial.
- Manual RexrothBosh – Cilindros – Tipos de cilindros.
- **DIEZ A,** Manual de Oleohidráulica, Alfaomega, primera edición.

Páginas web.

<http://hidraulicapractica.com/es>

www.wikipedia.com/lubricates.

www.wikipedia.com/sellos

www.daemar.com/es/hydraulic_seals_300.html

www.cosmos.com.mx/j/c33j.htm

www.wikipedia.com/numerodereynolds. En línea.

PLANOS

CONJUNTO

DESPIECE
Y
DIAGRAMA
DE
PROCESO

DIAGRAMA ELECTRICO

DIAGRAMA HIDRAULICO

ANEXOS

ANEXO 1

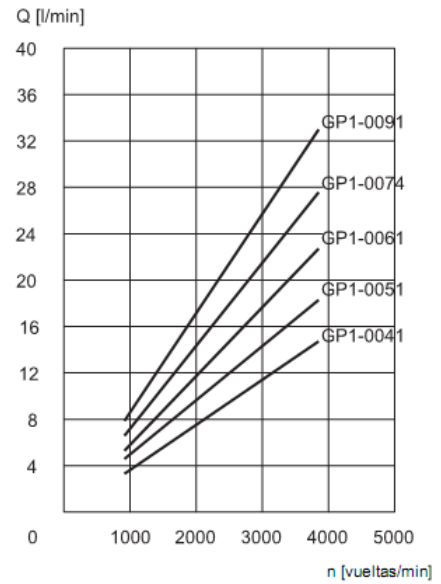
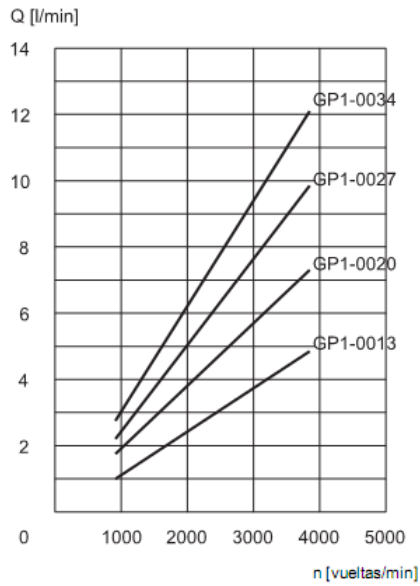
Curvas y datos característicos de bombas.

**(Tomados de Oleohidráulica de Stauton y Festo
Hydraulics)**

ANEXO 1

Curvas y datos característicos de bombas (valores obtenidos con aceite mineral con viscosidad de 36 cst a 50 °C)

CURVAS DE CAUDA Q=F(n)



4.2 - Rendimientos



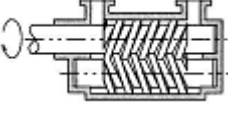

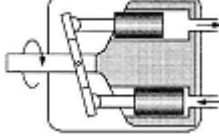
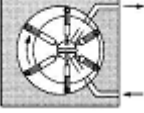
MEDIDA NOMINAL BOMBA	RENDIMIENTO VOLUMETRICO [%]	RENDIMIENTO TOTAL [%]
0013	0,90	0,82
0020	0,90	0,85
0027	0,95	0,90
0034	0,91	0,87
0041	0,94	0,90
0051	0,96	0,92
0061	0,96	0,92
0074	0,96	0,90
0091	0,96	0,88

En la tabla figuran los rendimientos volumétricos y totales de las diferentes dimensiones nominales de las bombas del grupo GP1 medidos a 1500 rpm y a una presión de uso de 150 bar.

El rendimiento total incluye los rendimientos volumétricos y mecánicos de cada bomba en las condiciones de funcionamiento especificadas.

Anexo. # 1(a): Curvas general de bomba de engranajes
Fuente: Oleohidráulica Stauton.

Resumen de características principales de bombas hidráulicas.

	Tipo de Bomba	Margen de revoluciones	volumen de expulsión (cm ³)	Presión nominal (Mpa)	Rendimiento
	Bomba de engranajes externos	500 – 3500	1,2 – 250	6.3 - 16	0,8 – 0,91
	Bomba de engranajes internos	500-3500	4 – 250	16 – 25	0,8 – 0,91
	Bomba helicoidales	500-4000	4 – 630	2.5-16	0,7 – 0,84
	Bomba de paletas	960-3000	5 – 160	10 - 16	0,8 – 0,93
	Bomba de pistones axiales	750-3000	25 – 800	16 - 25	0,82-0,92
	Bomba de pistones radiales	960-3000	5 – 160	16 - 32	0,90

Anexo # 1(b): Resumen de bombas
Fuente: Festo Hydraulics

ANEXO 1.1

Características bomba de engranajes serie:

BEA 1AG2U

(Tomados de HONOR COMPANY.)

ANEXO 1.1

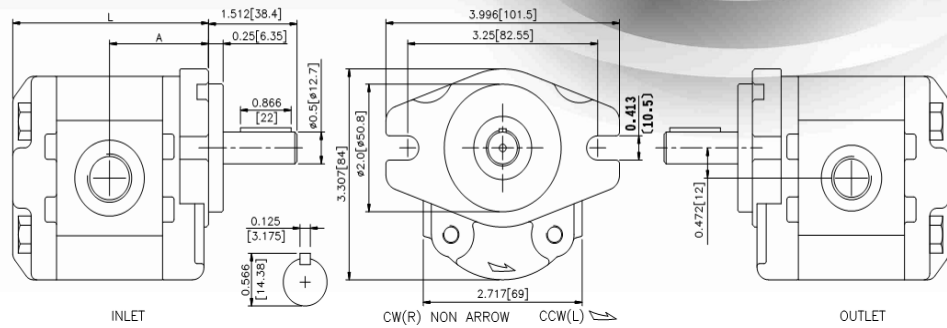
1A Series

TYPE 1AG2U

1A pump covers, body, and pressure loaded bearing blocks are made with high quality aluminum metals. Precision machined one piece steel gears guarantee the highest performance standard available. Honor gear pumps are well suited for both industrial and mobile applications, and are very competitive so you can meet the competition with a good price advantage.



OVERALL DIMENSIONS



MODEL	DISPLACEMENT		PRESSURE PSI(Mpa)		RPM RANGE	DIMENSIONS		WEIGHT			EFFICIENT MEQ (%)
	Cir	cm ³ /rev	CONTINUOUS	MAX		A (inch)	L (inch)	Kg	Lbs		
0S	0,0 4	0,6	3000(21)	3600(25)	600 - 4000	1,626	3,212	1,2 3	2,7 1	IN UNF 8 OUTLET ET UNF 6	96
01	0,0 8	1,3	3000(21)	3600(25)		1,655	3,271	1,2 6	2,7 7		
02	0,1 2	2	3000(21)	3600(25)		1,694	3,350	1,2 9	2,8 4		
27	0,1 6	2,7	3000(21)	3600(25)		1,734	3,428	1,3 2	2,9 0		
35	0,2 1	3,4	300(21)	3600(25)		1,773	3,507	1,3 6	2,9 9		
04	0,2 5	4,1	3000(21)	3600(25)		1,813	3,586	1,3 7	3,0 1		
05	0,3 1	5,1	3000(21)	3600(25)		1,872	3,704	1,4 3	3,1 5		
06	0,3 7	6,1	3000(21)	3600(25)		1,931	3,822	1,4 9	3,2 8		
07	0,4 5	7,4	2850(20)	3300(23)	600 - 2500	2,009	3,980	1,5 4	3,3 9	UNF 10 OUTLET ET UNF 8	94
09	0,5 5	9,1	2550(18)	2850(20)		2,108	4,176	1,6 1	3,5 4		
11	0,6 7	11	2550(18)	2850(20)		2,226	4,412	1,7 2	3,7 8		
13	0,8 2	13,5	2550(18)	2850(20)		2,364	4,688	1,8 4	4,0 5		

Anexo. # 1.1: Características bomba de engranajes serie BEA 1AG2U
Fuente: HONOR COMPANY.

ANEXO 2

Características Motores Siemens

Fuente: SIEMENS COMPANY

ANEXO 2



Velocidad 1800 rpm, 4 polos, 60 Hz															
Código	Tipo	Frame IEC	Potencia		F.S.	In		Eficiencia η %	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m ²	Peso kg
			Tamaño	HP		kW	220V A								
25000001108	1LA7 070-4YC60	71M	0,4	0,30	1,05	1,60	0,80	66	0,77	1640	1,74	1,8	2,8	0,0006	4,7
25000001109	1LA7 070-4YA60	71M	0,5	0,37	1,15	1,90	0,95	66	0,81	1590	2,24	1,3	2,7	0,0006	5,5
25000001110	1LA7 071-4YA60	71M	0,6	0,45	1,05	2,20	1,10	69	0,76	1680	2,54	1,8	3,4	0,0008	6
25000001111	1LA7 073-4YA60	71M	0,75	0,56	1,15	2,90	1,45	65	0,79	1650	3,24	1,9	3,7	0,0008	6
25000001113	1LA7 080-4YA60	80M	1	0,75	1,15	3,50	1,75	69,2	0,87	1660	4,29	1,9	3,7	0,0015	8,1
25000001114	1LA7 081-4YA60	80M	1,2	0,90	1,05	4,00	2,00	70	0,85	1675	5,10	2,2	3,7	0,0018	9,3
25000001115	1LA7 083-4YA60	80M	1,5	1,12	1,15	5,00	2,50	72	0,89	1650	6,48	1,8	3	0,0018	9,3
25000001117	1LA7 090-4YA60	90S/L	2	1,49	1,15	7,00	3,50	77	0,80	1700	8,38	2,2	4,4	0,0028	12,1
25000001118	1LA7 094-4YA60	90S/L	2,4	1,79	1,05	7,40	3,70	77	0,86	1690	10,12	2	4,5	0,0035	14,9
25000001119	1LA7 096-4YA60	90S/L	3	2,24	1,15	9,60	4,80	79	0,83	1708	12,51	1,8	3,6	0,0035	14,9
25000001120	1LA7 111-4YA60	112M	4	2,98	1,15	13,00	6,50	76,3	0,79	1750	16,28	2,2	5,6	0,0048	27,1
25000001121	1LA7 112-4YA60	112M	5	3,73	1,15	15,80	7,90	80,5	0,78	1740	20,47	2,3	6,5	0,0058	28,7
25000001122	1LA7 113-4YA60	112M	6,6	4,92	1,05	19,60	9,80	78	0,83	1740	27,02	2	6	0,011	31
25000001123	1LA7 114-4YA60	112M	7,5	5,60	1,15	23,20	11,60	80	0,79	1740	30,71	2,2	5,6	0,011	32,7
25000001124	1LA7 131-4YA70	132S/M	10	7,46	1,15	28,80	14,40	81	0,84	1750	40,71	2,3	6	0,018	46,5
25000001125	1LA7 133-4YA70	132S/M	12	8,95	1,05	34	17,00	81,2	0,83	1750	48,85	2,5	6,6	0,024	49
25000001126	1LA7 134-4YA70	132S/M	15	11,19	1,15	43	21,50	82,5	0,84	1750	61,06	1,8	5	0,024	62
25000001127	1LA5 164-4YB70	160 M/L	20	14,92	1,15	53	26,50	85	0,85	1760	80,95	1,8	6,3	0,04	77,5
25000001128	1LA5 167-4YC70	160 M/L	25	18,65	1,15	64	32,00	89	0,87	1755	101,48	1,8	5,4	0,052	85,5
25000001129	1LA4 183-4YA80	180M	30	22,38	1,05	78	39,00	90,7	0,83	1755	121,77	2	4,9	0,13	170
25000001130	1LA4 186-4YA80	180L	36	26,86	1,05	93	46,50	91,3	0,83	1760	145,71	2,8	6,8	0,15	190
25000001131	1LA4 187-4YA80	180L	40	29,84	1,05	104	52,00	91,3	0,83	1750	162,83	2	5,6	0,15	190
25000001132	1LA4 207-4YC80	200L	50	37,30	1,15	126	63,00	91,3	0,84	1760	202,38	2,7	6,8	0,24	250
25000001133	1LA6 220-4YA80	225S	60	44,76	1,15	148	74,00	96,2	0,86	1765	242,17	2,7	6,6	0,44	314
25000001134	1LA6 224-4YC80	225M	75	55,95	1,15	188	94,00	92,7	0,86	1780	300,16	2	5,1	0,52	321
26697 ¹⁾	1LG4 253-4AA60	250M	100	75,00	1,00		120,00	93,3	0,85	1780	355	2,5	6,3	0,69	390
26698 ¹⁾	1LG4 280-4AA60	280S	125	93,00	1,00		145,00	94,2	0,85	1785	482	2,5	7,4	1,29	520


Anexo. # 2: Características Motores Siemens
Fuente: SIEMENS COMPANY

ANEXO 3

Características filtros de retorno

Fuente: PRINCE COMPANY

ANEXO 3




FA & FB SERIES LINE TYPE HYDRAULIC OIL FILTER

FA SERIES

FEATURES:

- Spin-on filter type element interchangeable with Cross and Gresen. See page C21 for additional interchange information.
- Standard elements available with 10 Micron Phenol Coated Paper. 100 mesh suction strainer elements also available.
- Filter condition indicator available.
- Compatible with all petroleum base fluids.
- The Prince FA Series Line Type Hydraulic Filter is a high quality, low cost filtration device for use on systems with flows up to 20 GPM. A built in bypass valve is incorporated in the rugged aluminum housing.
- Four return line application, a 15 PSI bypass spring is standard, with a 5 PSI spring available for suction line applications.



(optional accessory)

FB SERIES

FEATURES:

- Compatible with all petroleum base fluids.
- Spin-on type filter element interchangeable with Cross and Gresen. See page C22 for additional information.
- Standard elements available with 10 Micron Phenol Coated Paper. 100 mesh suction strainer elements also available.
- The Prince FB series line type hydraulic filter is intended for systems with flows up to 45 GPM.
- The spin-on feature enables element changes to be made quickly and easily. An optional condition indicator enables element changes to be made as they are needed.
- A bypass valve is incorporated in the filter housing to serve as a safety feature in the event of a clogged filter. Various bypass springs are available for suction or return line applications.

MODEL CODING INFORMATION

FA 1 2 0 0 - 0 0

PORT OPTION 1—3/4" NPTF	00-NO ELEMENT ELEMENT SOLD SEPARATELY BELOW CASE LOTS OF 12	BY PASS SPRING 0—NONE 1— 5 PSI 2— 15 PSI 3— 25 PSI
INDICATOR PORT LOCATION 0—NONE 1—SUCTION LINE (Std.) 2—RETURN LINE (Std.) 3—SUCTION LINE 4—RETURN LINE A—PORTS 1, 2, 3 and 4 DRILLED AND TAPPED. INCLUDES (3) 1/8" PIPE PLUGS, NOT INSTALLED	INDICATOR GAGE 0—NONE 1—RETURN LINE (0-200 PSI) 2—SUCTION LINE (0-30" Vacuum)	

MODEL CODING INFORMATION

FB 1 2 0 0 - 0 0

PORT OPTION 1—1 1/4" NPTF	00-NO ELEMENT ELEMENT SOLD SEPARATELY BELOW CASE LOTS OF 8	BY PASS SPRING 0—NONE 1— 5 PSI 2— 15 PSI 3— 25 PSI
INDICATOR PORT LOCATION 0—NONE 1—SUCTION LINE (Std.) 2—RETURN LINE (Std.) 3—SUCTION LINE 4—RETURN LINE A—PORTS 1, 2, 3 and 4 DRILLED AND TAPPED. INCLUDES (3) 1/8" PIPE PLUGS, NOT INSTALLED	INDICATOR GAGE 0—NONE 1—RETURN LINE (0-200 PSI) 2—SUCTION LINE (0-30" Vacuum)	

SERVICE COMPONENTS

PART NUMBER	DESCRIPTION
FA10	10 MICRON ELEMENT
FA10	ELEMENT REPLACES PREVIOUS FA25 ELEMENT
FA150	150 MICRON ELEMENT
FA	CANISTER THREAD SIZE 1-12 UNF-2A THREAD
270018001	NO BYPASS KIT
270018002	5 PSI BYPASS KIT
270018003	15 PSI BYPASS KIT
270018004	25 PSI BYPASS KIT
180900669	0-200 PSI RETURN LINE GAGE
180900778	0-30" VACUUM GAGE

SEE PAGE C21

SERVICE COMPONENTS

PART NUMBER	DESCRIPTION
FB10	10 MICRON ELEMENT
FB10	ELEMENT REPLACES PREVIOUS FB25 ELEMENT
FB150	150 MICRON ELEMENT
FB	CANISTER THREAD SIZE 1 1/2-16 UN-2A THREAD
270018021	NO BYPASS KIT
270018022	5 PSI BYPASS KIT
270018023	15 PSI BYPASS KIT
270018024	25 PSI BYPASS KIT
180900669	0-200 PSI RETURN LINE GAGE
180900778	0-30" VACUUM GAGE

SEE PAGE C22

C20

PRINCE MANUFACTURING CORPORATION / WORLD HEADQUARTERS / P.O. BOX 7000 / NORTH SIOUX CITY, SOUTH DAKOTA 57049-7000
 URL: www.princehyd.com • E-MAIL: prince@princehyd.com
 O.E.M. CUSTOMER SERVICE: (605) 235-1220 • FAX (712) 233-2181 • DISTRIBUTOR CUSTOMER SERVICE: PHONE (605) 235-1220 • FAX (712) 233-2181
SEE PAGE 1 OF THE STANDARD PRODUCT PRICE LIST FOR PRICING

CATC 20-09-04-01

Anexo. # 3: características filtros de retorno
 Fuente: PRINCE COMPANY

[146]

ANEXO 4

Viscosidades de fluidos hidráulicos.

**Fuente: Neumática e hidráulica de Antonio
creus – conauto - company**

ANEXO 4

FLUIDO	PESO ESPECIFICO	CEN TIPOISE(cP)	CEN TISTOKES (cSt)	SAYBOLT SECOND UNIVERSAL(SSU)
Agua	1	1	1	31
Fuel-oil # 4	0,82 - 0,95	12,6	15,7	80
Aceite SAE 10	0,88 - 0,94	88	110	500
Aceite SAE 30	0,88 - 0,94	352	440	2000
Aceite SAE 50	0,88 - 0,94	1561	1735	8000
Aceite SAE 70	0,88 - 0,94	17640	19600	90000

28

Tabla 4.1: Viscosidades de algunos fluidos hidráulicos.

Densidades de fluidos hidráulicos a 15° C (gramos/ml)	
Fluidos minerales basados en petróleo	0,860 - 0,900
Ester sintético	0,920 - 0,926
Aceite de colza	0,92
Agua	1
Polialkilen glicol	1,02
HFC	1,08
Polietilen glicol	1,1
HFD(Ester Fosfato)	0,13

Tabla 4.2: Densidades de algunos fluidos hidráulicos.

28

La equivalencia entre unidades de viscosidad es:

CentiPoise (cp) = CentiStokes(Cst) x Densidad.

SSU(Saybolt) = CentiStokes(Cst) x 4,55

GradorEngler x 7,45 = CentiStokes(Cst)

Segundos Redwood – 4,05 = CentiStokes(Cst)

RANDO HD

32, 46, 68, 100, 150, 220

Rando HD es una serie de aceites lubricantes formulados con bases minerales y aditivos antidesgaste para lubricación de sistemas hidráulicos. Está aprobado por diversos fabricantes de bombas hidráulicas.

APLICACIONES

La serie Rando HD está recomendada para la lubricación de bombas de sistemas hidráulicos equipados con bombas de paleta o de engranajes, en presiones hasta 5000 psi y/o rotaciones arriba de 1200 rpm. También está recomendada para sistemas hidráulicos equipados con bombas de pistón operando a cualquier presión.

La serie Rando HD puede ser utilizada en diversas otras aplicaciones industriales, como compresores, motores hidráulicos y sistemas circulatorios en general, cuando es requerido un producto de estos grados de viscosidad y con características de protección antidesgaste.

Esta serie no debe ser utilizada, cuando las especificaciones del fabricante requiera productos libres de zinc.

Los aceites Rando¹ HD cumplen:

- **Requerimientos de los principales fabricantes**
 - Cinnati Lamb P-68 (ISO 32), P-70 (ISO 46), P-69 (ISO 68).
 - Denison HF-0, HF-2 (ISO 32, 46 y 68)
 - Eaton Vickers I-286-S, M2950-S (ISO 32, 46, 68)
- **Requerimientos de aceites para sistemas circulatorios**
 - AFNOR NF E 48-603 HM (ISO 32, 46, 68, 100, 150)
 - AGMA 9005-D-94 Lubricante para engranajes industriales cuando se requiere un producto con aditivos inhibidores de herrumbre y oxidación, también conocidos como R&O.
 - ASTM D-6158 Class HM (ISO 32, 46, 68, 100, 150).
 - DIN 51524 parte 2 HLP Aceite para sistemas hidráulicos con aditivación antidesgaste y también R&O. (ISO 32, 46, 68, 100).
 - ISO 11158 HM (ISO 32, 46, 68, 100, 150).
 - US Stell 126/127 (ISO 32, 46, 68)

BENEFICIOS

La serie Rando HD proporciona:

- **Mayor vida útil a los equipos** — en función de su paquete de aditivos antidesgaste, minimiza el desgaste protegiendo las superficies móviles.
- **Estabilidad a la oxidación** — evitando la formación de depósitos, barnices y lodos.
- **Operación contra herrumbre y corrosión** — los inhibidores protegen las superficies de ataques del agua y ácidos.
- **Buena separación del agua** — garantizando la operación adecuada del equipo.

MANEJO:

Para información sobre seguridad en el manejo de este producto, referirse a la hoja de seguridad o contacte a su representante de ventas.

		32	46	68	100
Seq I	D-892	10/0	10/0	10/0	10/0
Seq II	D-892				
Neutralización, mg KOH/g	D-974	0,26	0,26	0,26	0,26
Corrosión lámina de cobre	D-130	1A	1A	1A	1A

	32	46	68	100
1657	1657	1658	1659	24592
-	-	-	-	-
1,0	1,5	2,5	3,0	
0,871	0,876	0,879	0,886	
31,9	45,8	68,3	97,7	
5,4	6,7	8,7	11,0	
102	98	100	96	
227	234	248	260	
- 24	- 21	- 18	- 18	

TABLA 4.3: Características técnicas de aceite Rando HD

Fuente: CONAUTO COMPANY

ANEXO 5

Coeficientes de fricción de materiales.

Fuente: Economos Company (SKF)

ANEXO 5

COEFICIENTES DE FRICCIÓN		
Material de Fricción		
	En seco	En aceite
Compuestos Moldeados	0,25 - 0,65	0,9 - 0,94
Materiales Tejidos	0,25 - 0,65	0,92-0,90
Metal sinterizado	0,15 - 0,45	0,95-0,92
Corcho	0,30-0,50	0,85-0,75
Madera	0,20 - 0,45	0,88 -0,84
Hierro fundido	0,15 - 0,25	0,97 - 0,94
Con base de papel		0,90 -0,85
Grafito/resina		0,90 -0,86

Anexo. # 5: Coeficientes de fricción de materiales.
Fuente: ECONOMOS COMPANY (SKF)

ANEXO 6

Dimensiones nominales de tubería.

Fuente: Dipac s.a

ANEXO 6.

TUBERIA PARA VAPOR TUBERIA SIN COSTURA Y ACCESORIOS CEDULA 40

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A 53 GR B para conducción de fluidos
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6,00 m.
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta

Resistencia Mecánica

Resistencia a la tracción	60000 psi (42,2 Kg F/mm ²)
Límite de elasticidad	35000 psi (24,6 Kg F/mm ²)
Alargamiento	0,5%



DIAMETRO NOMINAL	EXTERIOR		e mm	Peso Kg/mt
	mm	plg		
1/4 "	13,7	0,54	2,24	0,63
3/8"	17,1	0,67	2,81	0,85
1/2"	21,3	0,84	2,77	1,27
3/4 "	26,7	1,05	2,87	1,68
1"	33,4	1,31	3,38	2,5
1 1/4"	42,2	1,66	3,56	3,38
1 1/2"	48,3	1,90	3,68	4,05
2"	60,3	2,37	3,91	5,44
2 1/2"	73	2,87	5,16	8,62
3"	88,9	3,50	5,49	11,29
4"	114,3	4,50	6,02	16,07
5"	141,3	5,56	6,55	21,78
6"	168,3	6,63	7,11	28,26
8"	219,1	8,63	8,18	42,53
10"	273	10,75	9,27	60,29
12"	323,8	12,75	10,31	79,65

Anexo. # 6: Dimensiones nominales de tubería.
Fuente: DIPAC S.A

ANEXO 7

Características de válvula distribuidora

Fuente: VICKERS COMPANY.

ANEXO 7.

VICKERS

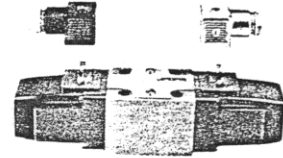
Válvulas de control direccional accionadas por solenoides impregnados de aceite

DG4V-3, diseño 30

Características básicas

Presión max. 350 bar
 Caudales max. hasta 80 l/min según la corredera
 Superficie de montaje ISO 4401/CETOP R 35 H tamaño 3 / NFPA D01 / DIN 24340 (NG6)

● Datos de funcionamiento	4
● Fluidos hidráulicos	6
● Límites de temperatura	6
● Filtración requerida	6
5. Dimensiones totales	6
6. Masas	8
7. Datos de instalación	8
8. Piezas de recambio	8
9. Forma de efectuar el pedido	8



Índice

	Página
1. Descripción general	1
2. Símbolos funcionales	2
3. Referencias completas	3
4. Características funcionales	3
● Límites de presión	3
● Límites de caudal	3
● Datos de control	3

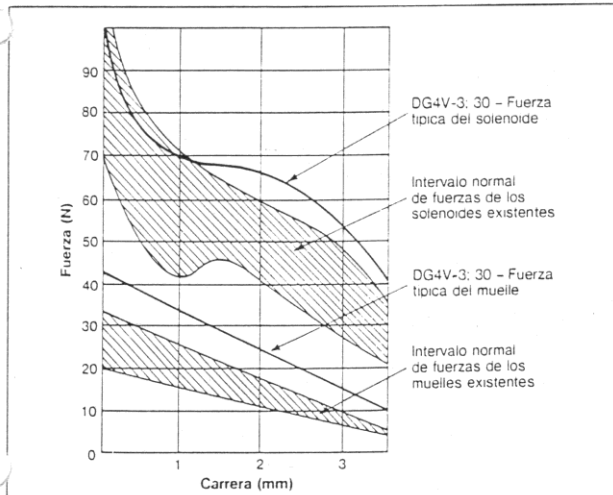
1. Descripción general

Básicamente, estas válvulas se utilizan para dirigir y hacer cesar el caudal a cualquier punto de un sistema hidráulico. No obstante, las series diseño 30 han sido especialmente diseñadas y desarrolladas no solo para cubrir las aplicaciones industriales de los diseños más antiguos sino también todas las aplicaciones previstas. Algunos de los beneficios más importantes para los usuarios se detallan a continuación.

Beneficios

- Una mayor duración de las válvulas, aun en ambientes muy contaminados, debido a un aumento substancial de las fuerzas de los muelles y de los solenoides, particularmente en los modelos de CC.

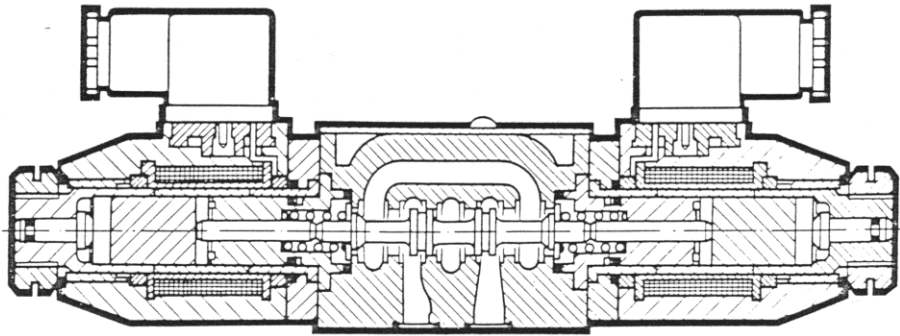
- Aumento del rendimiento total del movimiento de la máquina como resultado de pérdidas de carga muy pequeñas obtenidas al hacer más amplios los pasajes del caudal.
- Control eficiente de potencias hidráulicas más grandes sin aumentar el consumo eléctrico del solenoide.
- Coste de instalación más bajo y ahorro de espacio debido a unas mayores relaciones potencia elevada / peso y tamaño.
- Deslizamiento más reducido de los elementos actuadores de la máquina debido a la disminución de las fugas internas obtenidas mediante una mejor fabricación de las correderas y de los orificios.
- Se obtienen sistemas más sencillos, costes de instalación más bajos y ahorros de espacio cuando pueden omitirse válvulas separadas de cierre debido al desplazamiento más reducido de los actuadores de la máquina.
- Flexibilidad de instalación debida a la selección de numerosas combinaciones de conexiones y posiciones de los solenoides.
- Capacidad para fluidos distintos sin necesidad de cambiar las juntas.
- Producción elevada y sostenida de la máquina debida a la gran duración y resistencia a la fatiga de las válvulas, comprobadas en más de 10 millones de ciclos.
- Riesgo reducido de paro no previsto de la máquina por los mismos motivos.
- Más seguridad para los operarios debido a la menor temperatura de los cuerpos de las válvulas.
- Control manual local del taraje de la máquina, etc., mediante los controles manuales standard opcionales.
- Las bobinas de los solenoides pueden cambiarse rápida y fácilmente sin que se produzcan fugas en el sistema hidráulico.



E-V-637

D.23

Corte seccional de un modelo típico con dos solenoides.

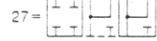
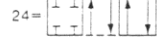
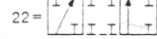


2. Símbolos funcionales

Válvulas con un solo solenoide, solenoide en el extremo A

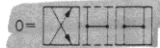


Válvulas DG4V-3-*A(-*)

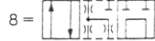


▲ Solamente posición transitoria

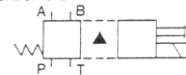
Válvulas DG4V-3-*B(-*)



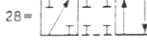
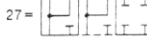
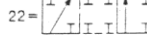
Válvulas DG4V-3-8BL(-*)



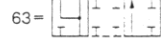
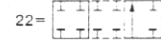
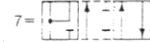
Válvulas con un solo solenoide, solenoide en el extremo B



Válvulas DG4V-3-*AL(-*)



Válvulas DG4V-3-*BL(-*)



Válvulas DG4V-3-8B(-*)



Todos los valores anteriores son valores cuadráticos medios (VCM)
 Armadura completamente retraída, primer medio ciclo.
 Al principio de la carrera normal de trabajo de la corredera. Anteriormente, llamado «arranque».

Consumo de potencia, solenoides CC
 Al voltaje nominal y temperatura 20 °C
 12V = 30W 48V = 33W 220V = 33W
 24V = 31W 110V = 33W

Factor de servicio
 100% bajo funcionamiento continuo

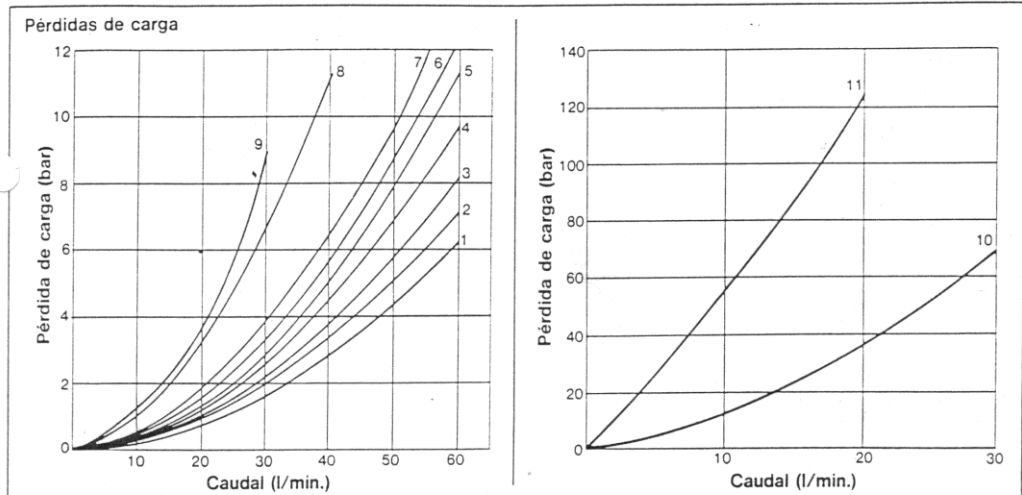
Tipo de protección
 Prueba de intemperie según IEC 144, clase IP65
 Aislamiento del bobinado según clase H
 Encapsulación según clase F.

Fluctuación permisible del voltaje
 Los porcentajes máximos pueden verse en la sección «Límites de temperatura».
 Porcentajes mínimos
 Válvulas CA con interruptor final de carrera incorporado 95 %
 Todas las otras válvulas 90 %

Para final de carrera opcional:
 (ver ítem 5) en la sección «Referencias completas».
 Estado del interruptor
 Normalmente abierto (PNP) o normalmente cerrado (PNP) según el modelo.
 Intervalo del voltaje 10 a 30 V CC
 Fluctuación permisible del voltaje < 10 %
 Intensidad de corriente I_{max} = 200 mA
 Corriente sin carga 7 mA
 Código de seguridad IP67
 Código de colores de los cables.
 Ver la sección «Datos de instalación».

● **Datos de funcionamiento**

Datos típicos con aceite mineral de 36 cSt y densidad 0,87



Pérdidas de carga en las posiciones extremas, excepto cuando se indique lo contrario

ANEXO 7.1

Fittings Ø G	Valve type	Nominal orifice Ø	Flow coefficient Kv	Minimum pressure	Max differential pressure (M.O.P.D.)		Coil type
					in A.C.(~) [bar]	in D.C.(=) [bar]	
["]	[]	[mm]	[m³/h]	[bar]			[]
3/8	133 I	13	3,00	0,1	20	20	Z - Y
1/2	133 A	13	3,00	0,1	20	20	Z - Y
3/4	133 C	20	8,40	0,1	20	20	Z - Y
1	133 D	25	9,60	0,1	20	20	Z - Y
1 1/4	133.2 E	35	25,20	0,1	10	10	Z - Y
1 1/2	133.2 F	40	30,00	0,1	10	10	Z - Y
2	133 G	50	37,20	0,1	10	10	Z - Y

Anexo. # 7: Características de válvula distribuidora

Fuente: VICKERS COMPANY.

ANEXO 8

Características de sensor de presión

Fuente: P-TECH AUTOMATION COMPANY.

ANEXO 8.

P-TECH

Pressure transmitter for industry sector



Model type CS-PT1000

P-Tech Automation Co., Ltd.

F4-5 D Section Gazelle Valley, C-4 Region Pioneering Development Park #96 Jinye Road, Xi'an Hi-tech Development Zone, Xi'an, 410576, Shaanxi Province, P. R. China
Tel: 0086-29-48125320 / Fax: 0086-29-82235763

Applications

- Hydraulics and pneumatics
- Test equipment
- Pump and compressor control
- Level control and monitoring

Special features

- Various measuring ranges
- 4-20mA 2 wire or 0-5VDC 3 wire output signal
- Die casting aluminum and stainless steel shell
- Zero and span adjustment
- DIN EN 175-301 803 (DIN 43650) Hirschmann connector
- 3 types of process connection

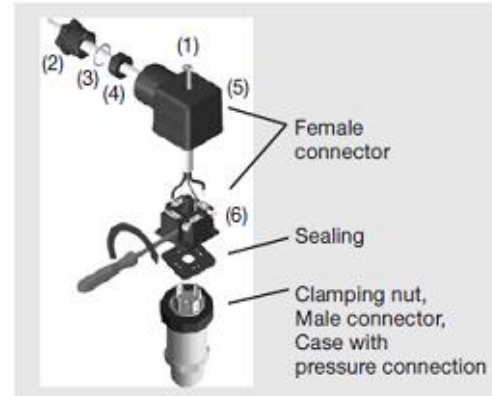
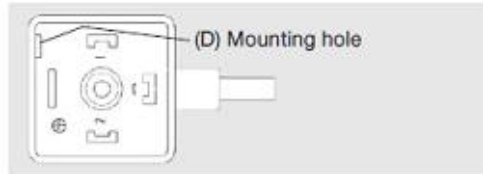
Description

Ceramic core element, low cost, compact structure, simple installation, zero and span adjustment potentiometers, high load resistance driver, IP65 rating.

P-Tech Automation Co., Ltd.

F4-5 D Section Gazelle Valley, C-4 Region Pioneering Development Park #96 Jinye Road, Xi'an Hi-tech Development Zone, Xi'an, 410576, Shaanxi Province, P. R. China
Tel: 0086-29-48125320 / Fax: 0086-29-82235763

Assembly instructions



1. Loosen the screw (1).
2. Loosen the cable gland (2).
3. Pull the angle housing (5), with the terminal block (6) inside, away from the instrument.
4. Using the head of a small screwdriver in the mounting hole (D), lever the terminal block (6) out of the angle housing (5).

In order not to damage the sealing of the angle housing, do not try to push the terminal block (6) out using the screw hole (1) or the cable gland (2).

5. Ensure that the conductor outer diameter you select is matched to the angle housing's cable gland. Slide the cable through the cable gland nut (2), washer (3), gland seal (4) and angle housing (5).
6. Connect the flying leads to the screw terminals on the terminal block (6) in accordance with the pin-assignment drawing.
7. Press the terminal block (6) back into the angle housing (5).
8. Tighten the cable gland (2) around the cable. Make sure that the sealing isn't damaged and that the cable gland and seals are assembled correctly in order to ensure ingress protection.
9. Place the flat, square gasket over the connection pins on the top of the instrument housing.
10. Slide the terminal block (6) onto the connection pins.
11. Secure the angle housing (5) and terminal block (6) to the instrument with the screw (1).

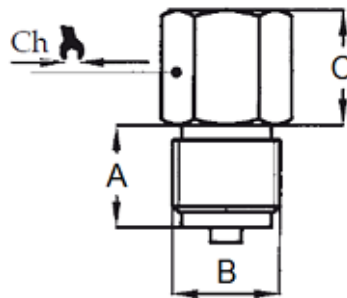
P-Tech Automation Co., Ltd.

F4-5 D Section Gazelle Valley, C-4 Region Pioneering Development Park #96 Jinye Road, Xi'an Hi-tech Development Zone, Xi'an, 410576, Shaanxi Province, P. R. China
Tel: 0086-29-48125320 / Fax: 0086-29-82235763

Technical data

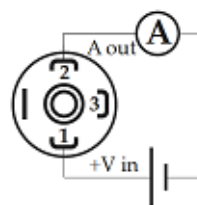
Specifications	Unit	Value
Pressure range	bar	0 – 600
Overload pressure	%FS	150
Output signal	mA	4 – 20
Supply voltage	VDC	10 – 30
Combined error	%FS	0.5
Longterm stability	%FS/year	±0.2
Max. load resistance	Ω	1k (at 30VDC)
Response time	ms	10
Compensated temperature	°C	-10 – +60
Working temperature	°C	-20 – +80
IP rating		IP65

Dimensions

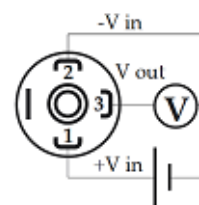


B (type)	A (mm)	C (mm)
20x1.5	14	12
¼" NPT	13	
½" NPT	20	

Wiring Diagram



4...20 mA



0...5 Vdc

P-Tech Automation Co., Ltd.

F4-5 D Section Gazelle Valley, C-4 Region Pioneering Development Park #96 Jinye Road, Xi'an Hi-tech Development Zone, Xi'an, 410576, Shaanxi Province, P. R. China
 Tel: 0086-29-48125320 / Fax: 0086-29-82235763

Anexo. # 8: Características de Sensor de Presión

Fuente: P-TECH ATOMATION COMPANY.

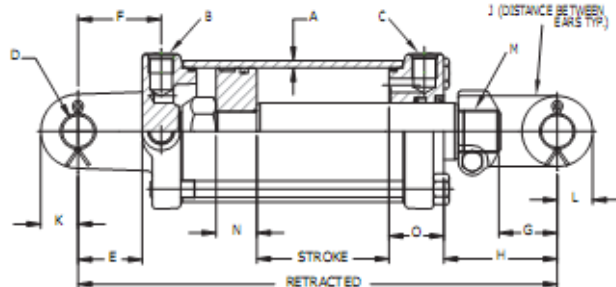
ANEXO 9

Características cilindro hidráulico serie 3000

Sellos hidráulicos (Compuestos, características y aplicaciones)

Fuente: PRINCE COMPANY

ANEXO 9.



FEATURES:

- Honed tubing
- Heavy duty, high strength tie-rods
- Induction hardened piston rods plated with RoyalPlate Plus[®] (piston rods on 2" bore not hardened)
- Ductile iron piston, butt, gland & clevis
- Urethane u-cup & metal encased wiper 2 1/2" bore & larger models
- Crown seal on piston
- Pins & cotter pins (Hardened pins on 4", 4 1/2" & 5" models)
- Standard color is gloss black
- Stroke control may be installed on 8" strokes (2" - 3.5" bore, A models only)
- Side ports available on request
- Nylon bearing ring on 4", 4 1/2" & 5" bore models
- 3000 PSI continuous operating pressure

2 INCH BORE CYLINDERS

New Standard Model No.	Old Standard Model No. 2500 PSI / 3000 PSI	Stroke	Wt	Column Load (lbs)	Retract	Tare Dist. (H)	Standard Dimensions of 2 Inch Bore Cylinders
B200040ABAAA07B	none /SAE-32004	4"	17	9425 lbs	14 1/4	3 1/2	Note: 1 1/4" rod diameter Outside Sq. Din. Butt - 2875, Gland 2.875 A 1/4" cylinder tube wall thickness B, C SAE 1/4"-16 extend & retract ports D 1015" clevis pin hole size E, F 1 1/4" base clevis throat depth with 2 1/4" from pin center to port center G 1 1/4" rod clevis throat depth J 105" min. distance between ears at pin center line K 1 1/4" base clevis ear radius L 1 1/4" rod clevis ear radius M 1 1/4" - 12 UNF-3 piston rod clevis thread size N 1" piston width O 2 1/4" gland width
B200060ABAAA07B	none /SAE-32006	6"	19	9425 lbs	16 1/4	3 1/2	
A200080ABAAA07B	none /SAE-32008	8"	21	9425 lbs	20 1/4	5 1/2	
B200100ABAAA07B	none /SAE-32010	10"	22	9425 lbs	20 1/4	3 1/2	
B200120ABAAA07B	SAE-9012 /SAE-32012	12"	23	9425 lbs	22 1/4	3 1/2	
B200140ABAAA07B	SAE-9014 /SAE-32014	14"	25	9425 lbs	24 1/4	3 1/2	
A200160ABAAA07B	SAE-9016 /SAE-32016	16"	28	7630 lbs	31 1/2	8 1/2	
B200180ABAAA07B	SAE-9018 /SAE-32018	18"	28	9200 lbs	28 1/4	3 1/2	
B200200ABAAA07B	SAE-9020 /SAE-32020	20"	30	7760 lbs	30 1/4	3 1/2	
B200240ABAAA07B	SAE-9024 /SAE-32024	24"	33	5730 lbs	34 1/4	3 1/2	
B200300ABAAA07B	SAE-9030 /SAE-32030	30"	37	3910 lbs	40 1/4	3 1/2	

2.5 INCH BORE CYLINDERS

New Standard Model No.	Old Standard Model No. 2000 PSI / 3000 PSI	Stroke	Wt	Column Load (lbs)	Retract	Tare Dist. (H)	Standard Dimensions of 2.5 Inch Bore Cylinders
B250060ABAAA07B	none /SAE-32506	6"	22	14730 lbs	16 1/4	3 1/2	Note: 1 1/2" rod diameter Outside Sq. Din. Butt - 3375, Gland 3.375 A 1/4" cylinder tube wall thickness B, C SAE 1/4"-16 extend & retract ports D 1015" clevis pin hole size E, F 1 1/2" base clevis throat depth with 2 1/4" from pin center to port center G 1 1/2" rod clevis throat depth J 105" min. distance between ears at pin center line K 1 1/2" base clevis ear radius L 1 1/2" rod clevis ear radius M 1 1/2" - 12 UNF-3 piston rod clevis thread size N 1" piston width O 2 1/4" gland width
A250080ABAAA07B	SAE-9108 /SAE-32508	8"	25	14730 lbs	20 1/4	5 1/2	
B250100ABAAA07B	SAE-9110 /SAE-32510	10"	26	14730 lbs	20 1/4	3 1/2	
B250120ABAAA07B	SAE-9112 /SAE-32512	12"	28	14730 lbs	22 1/4	3 1/2	
B250140ABAAA07B	SAE-9114 /SAE-32514	14"	30	14730 lbs	24 1/4	3 1/2	
A250160ABAAA07B	SAE-9116 /SAE-32516	16"	34	11520 lbs	31 1/2	8 1/2	
B250180ABAAA07B	SAE-9118 /SAE-32518	18"	34	13880 lbs	28 1/4	3 1/2	
B250200ABAAA07B	SAE-9120 /SAE-32520	20"	36	11720 lbs	30 1/4	3 1/2	
B250240ABAAA07B	SAE-9124 /SAE-32524	24"	41	8670 lbs	34 1/4	3 1/2	
B250300ABAAA07B	SAE-9130 /SAE-32530	30"	47	5930 lbs	40 1/4	3 1/2	

3 INCH BORE CYLINDERS

New Standard Model No.	Old Standard Model No. 2500 PSI / 3000 PSI	Stroke	Wt	Column Load (lbs)	Retract	Tare Dist. (H)	Standard Dimensions of 3 Inch Bore Cylinders
B300060ABAAA07B	none /SAE-33006	6"	26	21210 lbs	16 1/4	3 1/2	Note: 1 1/2" rod diameter Outside Sq. Din. Butt - 3875, Gland 3.875 A 1/4" cylinder tube wall thickness B, C SAE 1/4"-16 extend & retract ports D 1015" clevis pin hole size E, F 1 1/2" base clevis throat depth with 2 1/4" from pin center to port center G 1 1/2" rod clevis throat depth J 105" min. distance between ears at pin center line K 1 1/2" base clevis ear radius L 1 1/2" rod clevis ear radius M 1 1/2" - 12 UNF-3 piston rod clevis thread size N 1" piston width O 1 1/4" gland width
A300080ABAAA07B	SAE-9208 /SAE-33008	8"	29	21210 lbs	20 1/4	5 1/2	
B300100ABAAA07B	SAE-9210 /SAE-33010	10"	30	21210 lbs	20 1/4	3 1/2	
B300120ABAAA07B	SAE-9212 /SAE-33012	12"	33	21210 lbs	22 1/4	3 1/2	
B300140ABAAA07B	SAE-9214 /SAE-33014	14"	35	21210 lbs	24 1/4	3 1/2	
A300160ABAAA07B	SAE-9216 /SAE-33016	16"	40	16730 lbs	31 1/2	9	
B300180ABAAA07B	SAE-9218 /SAE-33018	18"	40	20120 lbs	28 1/4	3 1/2	
B300200ABAAA07B	SAE-9220 /SAE-33020	20"	42	17010 lbs	30 1/4	3 1/2	
B300240ABAAA07B	SAE-9224 /SAE-33024	24"	47	12620 lbs	34 1/4	3 1/2	
B300300ABAAA07B	SAE-9230 /SAE-33030	30"	54	8640 lbs	40 1/4	3 1/2	
B300360ABAAA07B	SAE-9236 /SAE-33036	36"	61	6290 lbs	46 1/4	3 1/2	
B300480ABAAA07B	SAE-9248 /SAE-33048	48"	75	3760 lbs	58 1/4	3 1/2	

C12

PRINCE MANUFACTURING CORPORATION WORLD HEADQUARTERS (P.O. BOX 7000 • NORTH SIOUX CITY, SOUTH DAKOTA 57049-7000)
 URL: www.princehyd.com • E-MAIL: prince@princehyd.com
 OEM. CUSTOMER SERVICE: (605) 235-1230 • FAX (712) 233-2191 DISTRIBUTOR CUSTOMER SERVICE: PHONE (605) 235-1220 • FAX (712) 233-2191
SEE PAGE 5 OF THE STANDARD PRODUCT PRICE LIST FOR PRICING

CATC 12-10-11-01










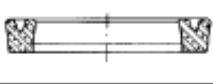
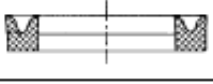

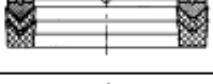

Anexo. # 9 (a): Características cilindro hidráulico serie3000

Fuente: PRINCE COMPANY

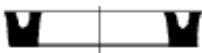




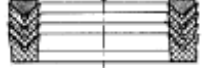

Compuestos, características y aplicaciones

Designación ASTM D2000-80 SAE J200	Compuesto Parker	Temperatura Admisible	Polímero Base	Dureza Shore A	Aplicación
M3CH 714 A25 B34 EO16 EO 36 (Color negro)	N3000-70A	-30°F a + 250 °F -34°C a + 121 °C	Nitrilo ó Buna "N"	70 ± 5	Aceites minerales, hidráulicos derivados del petróleo Agua - Aire - Freón 12 - Uso estático y dinámico
M3CH 910 B34 EO16 EO 36 (Color negro)	N3006-90A	-40°F a + 250 °F -40°C a + 121°C	Nitrilo ó Buna "N"	90 ± 5	Idem anterior para uso estático a altas presiones
M3BC 710 A14 B14 EO14 EO34 (Color negro)	C3002-70A	-45°F a + 300°F -43°C a + 149°C	Cloropreno	70 ± 5	Uso estático a la intemperie Amoníaco, Freón 12, Freón 22, Oxígeno
M7GE 705 A19 B37 EO16 EO36 F19 G11 EA14 (Color terracota)	S3018-70A	-65°F a + 450°F -54°C a + 232°C	Silicona	70 ± 5	Uso estático para alta temperatura
M2 HK 710 A1-10 B37 B38 EF31 EO78 F15 Z1 Z2 (Color marrón)	V3252-75A	-15° F a + 400°F -26°C a + 204°C	Fluoro Elastómero	75 75 ± 5	Acidos inorgánicos. Compuestos aromáticos. Derivados del Benceno, Tolueno etc, Oxígeno Compuestos clorados (Tetracloruro de Carbono. Tricloroetileno. etc). Uso estático y dinámico.
M2 AA 810 A13 F17 EA 14 Z1 (Color negro)	E3014-80A	-70°F a + 300°F -57°C a + 149°C	Etileno Propileno	80 ± 5	Fluidos para frenos de automotores. Vapor de agua Fluidos Hidraulicos base ésteres fosfatados. Acetona. Ozono. Uso estático y dinámico.

Anexo. # 9 (b): Características de O-Rings
Fuente: PRINCE COMPANY

PERFIL	REF.	PRESION	TEMPERATURA	VELOCIDAD	MATERIAL	DIAMETRO PISTON
		≈ (bar)	≈ (°C)	≈ (m/s)		
	DBM	300	- 40 + 130	0,50	NBR POLYESTER POM	25 ÷ 250
	D11W	500	- 40 + 130	0,50	NBR + TEJIDO POM	25 ÷ 300
	D11E	500	- 40 + 130	0,50	NBR + TEJIDO POM	—
	DPS DPC	350 700	- 40 + 130	0,50	NBR + TEJIDO POM	25 ÷ 50 30 ÷ 160
	DSM	700	- 40 + 130	0,50	NBR NBR + TEJIDO POM	45 ÷ 360
	EUD	400	- 40 + 110	0,50	POLIURETANO NBR POM	50 ÷ 160
	PHD	500	- 30 + 120	1,50	PTFE + BRONCE NBR POLIURETANO	50 ÷ 180
	DS	250	- 40 + 130	0,50	NBR NBR + TEJIDO	24 ÷ 200
	DS/NEO	700	- 40 + 130	0,50	NBR NBR + TEJIDO POM	24 ÷ 200
	MU/P	400	- 40 + 110	0,50	POLIURETANO	12 ÷ 202
	URS URFU	250	- 40 + 130	0,50	NBR + TEJIDO	14 ÷ 1000
	CH	400	- 40 + 130	0,50	NBR + TEJIDO POM	20 ÷ 545
	CH/GI	400	- 40 + 130	0,50	NBR + TEJIDO POM	—
	B/NWO+KR	500	- 40 + 130	0,50	NBR + TEJIDO POM	—

Anexo. # 9 (c): Sellos para pistón.
Fuente: PRINCE COMPANY

PERFIL	SERIE	PRESION	TEMPERATURA	VELOCIDAD	MATERIAL	APLICACION
		= (bar)	= (°C)	= (m/s)		
	UM U	120	- 30 + 130	0,25	NBR 90 Sh.	Neumática e hidráulica
	DI	120	- 30 + 130	0,25	NBR 90 Sh.	Neumática e hidráulica
	ISUN	400	- 40 + 110	0,50	Poliuretano PU	Hidráulica
	B	250	- 40 + 130	0,50	NBR + Tela	Hidráulica
	B/NEI	500	- 40 + 130	0,50	NBR + Tela + Apoyo	Hidráulica
	CH	400	- 40 + 130	0,50	NBR + Tela	Hidráulica
	SM	700	- 40 + 130	0,50	NBR + Tela + Apoyo	Hidráulica

Anexo. # 9 (d): Sellos para vástago.

Fuente: PRINCE COMPANY

ANEXO 10

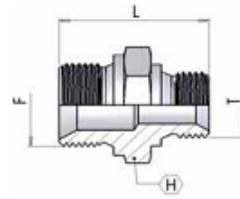
Racores de Presión

Fuente: HYPRESS COMPANY

ANEXO 10.

1800 Nipplo di riduzione

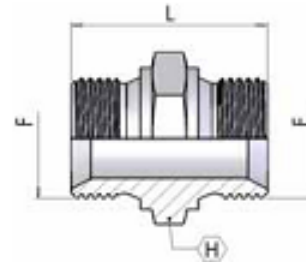
Reducing Nipple



part number	Øtube		Dimensions				working pressure bar
	mm	inch	F	T	L	H	
1800-04-02	8	1/4"	1/4-19	1/8-28	30	19	350
1800-06-02	8	1/4"	3/8-19	1/8-28	30	22	350
1800-06-04	8	5/16"	3/8-19	1/4-19	32	22	350
1800-08-04	8	5/16"	1/2-14	1/4-19	35	27	315
1800-08-06	10	3/8"	1/2-14	3/8-19	37	27	315
1800-10-08	12	1/2"	5/8-14	1/2-14	44	30	315
1800-12-04	8	5/16"	3/4-14	1/4-19	41	32	250
1800-12-06	10	3/8"	3/4-14	3/8-19	42	32	250
1800-12-08	12	1/2"	3/4-14	1/2-14	44	32	250
1800-12-10	16	5/8"	3/4-14	5/8-14	48	32	250
1800-16-06	10	3/8"	1-11	3/8-19	45	38	200
1800-16-08	12	1/2"	1-11	1/2-14	47	41	200
1800-16-12	20	3/4"	1-11	3/4-14	49	41	200
1800-20-12	20	3/4"	1.1/4-11	3/4-14	52	50	180
1800-20-16	25	1"	1.1/4-11	1-11	55	50	180
1800-24-12	20	3/4"	1.1/2-11	3/4-14	54	55	125
1800-24-16	25	1"	1.1/2-11	1-11	58	55	125
1800-24-20	32	1.1/4"	1.1/2-11	1.1/4-11	58	55	125
1800-32-16	25	1"	2-11	1-11	64	70	80
1800-32-20	32	1.1/4"	2-11	1.1/4-11	68	70	80
1800-32-24	38	1.1/2"	2-11	1.1/2-11	68	70	80

1700 Nipplo di giunzione

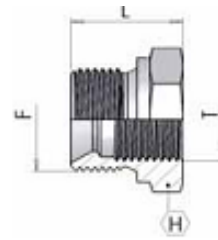
Union



part number	Øtube		Dimensions			working pressure bar
	mm	inch	F	L	H	
1700-02-02	8	1/4"	1/8-28	24	14	350
1700-04-04	8	5/16"	1/4-19	34	19	350
1700-06-06	10	3/8"	3/8-19	35	22	350
1700-08-08	12	1/2"	1/2-14	38	27	315
1700-10-10	16	5/8"	5/8-14	40	30	315
1700-12-12	20	3/4"	3/4-14	42	32	250
1700-16-16	25	1"	1-11	52	41	200
1700-20-20	32	1.1/4"	1.1/4-11	57	50	180
1700-24-24	38	1.1/2"	1.1/2-11	60	55	125
1700-32-32	51	2"	2-11	71	70	80

R605 Riduzione Corta maschio/femm.

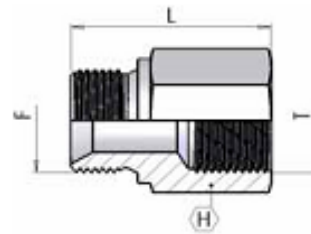
Short Male-Female reducing



part number	Ø tube		Dimensions				working pressure
	mm	Inch	F	T	L	H	bar
R605-04-02	6	1/4"	1/4"×19	1/8"×28	22	19	350
R605-06-02	6	1/4"	3/8"×14	1/8"×28	22	22	350
R605-06-04	8	5/16"	3/8"×19	1/4"×19	21	22	350
R605-08-04	8	5/16"	1/2"×14	1/4"×19	24	27	315
R605-08-06	10	3/8"	1/2"×14	3/8"×19	29	27	315
R605-12-04	8	5/16"	3/4"×14	1/4"×19	27	32	250
R605-12-06	10	3/8"	3/4"×14	3/8"×19	28	32	250
R605-12-08	12	1/2"	3/4"×14	1/2"×14	27	32	250
R605-16-06	10	3/8"	1"×11	3/8"×19	31	41	200
R605-16-08	12	1/2"	1"×11	1/2"×14	30	41	200
R605-16-12	20	3/4"	1"×11	3/4"×14	31	41	200
R605-20-12	20	3/4"	1.1/4"×11	3/4"×14	34	50	180
R605-20-16	25	1"	1.1/4"×11	1"×11	34	50	180
R605-24-16	25	1"	1.1/2"×11	1"×11	35	55	125
R605-24-20	32	1.1/4"	1.1/2"×11	1.1/4"×11	39	55	125
R605-32-20	32	1.1/4"	2"×11	1.1/4"×11	43	70	80
R605-32-24	38	1.1/2"	2"×11	1.1/2"×11	43	70	80

2000 Colonna M/F

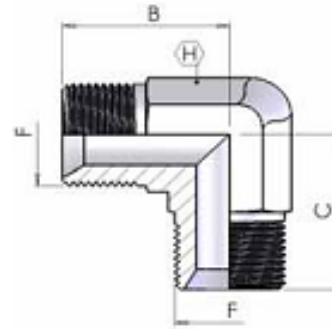
Male/female connector



part number	Ø tube		Dimensions				working pressure
	mm	Inch	F	T	L	H	bar
2000-04-33	8	5/16"	1/4"×19	1/4"×19	33	19	350
2000-04-42	8	5/16"	1/4"×19	1/4"×19	42	19	350
2000-04-55	8	5/16"	1/4"×19	1/4"×19	55	19	350
2000-06-35	10	3/8"	3/8"×19	3/8"×19	35	22	350
2000-06-54	10	3/8"	3/8"×19	3/8"×19	54	22	350
2000-06-65	10	3/8"	3/8"×19	3/8"×19	65	22	350
2000-08-45	12	1/2"	1/2"×14	1/2"×14	45	27	315
2000-08-60	12	1/2"	1/2"×14	1/2"×14	60	27	315
2000-08-80	12	1/2"	1/2"×14	1/2"×14	80	27	315
2000-08-84	12	1/2"	1/2"×14	1/2"×14	84	27	315
2000-12-48	20	3/4"	3/4"×14	3/4"×14	48	32	250
2000-12-64	20	3/4"	3/4"×14	3/4"×14	64	32	250
2000-12-75	20	3/4"	3/4"×14	3/4"×14	75	32	250
2000-16-50	25	1"	1"×11	1"×11	50	41	200
2000-16-90	25	1"	1"×11	1"×11	90	41	200
2000-20-62	32	1.1/4"	1.1/4"×11	1.1/4"×11	62	50	180

Unione 90°

90° Union Elbow



part number	Ø tube		Dimensions				working pressure
	mm	inch	F	B	C	H	bar
4 520-04	8	5/16"	1/4-19	28	28	14	350
4 520-06	10	3/8"	3/8-19	32	32	19	350
4 520-08	12	1/2"	1/2-14	38	38	22	315
4 520-12	20	3/4"	3/4-14	40	40	27	250
4 520-16	25	1"	1-11	42	42	33	200
4 520-20	32	1.1/4"	1.1/4-11	52	52	41	160
4 520-24	38	1.1/2"	1.1/2-11	59	59	50	125

Anexo. # 10: Racores de Presión

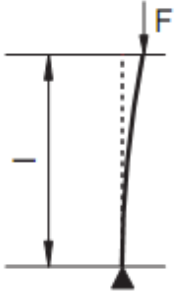
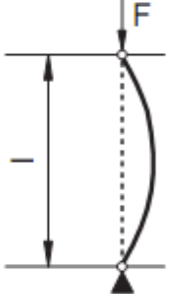
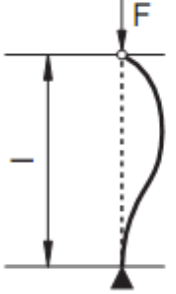
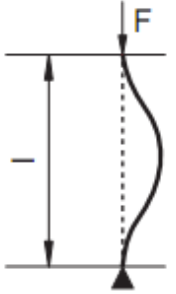
Fuente: HYPRESS COMPANY.

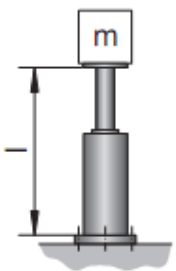
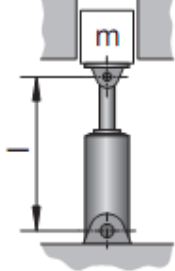
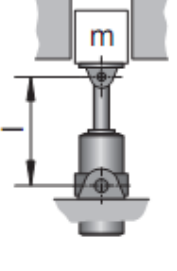
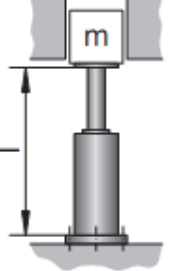
ANEXO 11

Variable cálculos de fuerza de pandeo.

Fuente: FESTO HYDRAULICS.

ANEXO 11.

1st method	2nd method (Basic case)	3rd method	4th method
One end free, one end firmly damped	Two ends with flexible guide	One end with flexible guide, one end firmly damped	Two ends firmly damped
			
$l_K = 2l$	$l_K = l$	$l_K = l \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$ (0.707)	$l_K = \frac{1}{2}l$

			
on method 1	on method 2	on method 3	on method 4

Anexo # 11: Variable cálculos de fuerza de pandeo.
Fuente: Festo Hydraulics.

ANEXO 12

Diseño y selección de matrimonio

Fuente: LOVEJOY COMPANY.

ANEXO 11.



Jaw

Performance Data

Spider Performance Data

Chart 2

Characteristics	Temperature Range	Misalignment		Shore Hardness ¹	Dampening Capacity	Chemical Resistance ²	Color
		Angular Degree	Parallel Inch				
SOX (NBR) Rubber – Nitrile Butadiene (Buna N) Rubber is a flexible elastomer material that is oil resistant, resembles natural rubber in resilience and elasticity and operates effectively in temperature range of -40°F to 212°F (-40° to 100° C). Good resistance to oil Standard elastomer. (Also applies to SOX Cushions.)	40° to 212° F 40° to 100° C	1°	.015	80A	HIGH	GOOD	BLACK
URETHANE – Urethane has greater torque capability than NBR (1.5 times), provides less dampening effect, and operates at a temperature range of -30° to 160° F (-34° to 71° C) Good resistance to oil and chemicals. Not recommended for cyclic start/stop applications.	30° to 160° F -34° to 71° C	1°	.015	55D 050-L110 90-95A L150-L225	LOW	VERY GOOD	BLUE
HYTREL® – Hytrel is a flexible elastomer designed for high torque and high temperature operations. Hytrel can operate at temperatures of -30° to 250° F (-31° to 121° C) and has an excellent resistance to oil and chemicals. Not recommended for cyclic start/stop applications.	30° to 250° F -31° to 121° C	1/2°	.015	55D	LOW	EXCELLENT	TAN
BRONZE – Bronze is a rigid, porous oil-impregnated metal insert exclusively for slow speed (maximum 250 RPM) applications requiring high torque capabilities. Bronze operations are not affected by extreme temperatures, water, oil or dirt.	40° to 450° F 40° to 232° C	1/2°	.010	—	NONE	EXCELLENT	BRONZE

Notes: ■ 1 Indicates: NBR standard shore hardness ± 80A±5A – Except L035-60A. Other softer or harder designs are available in NBR material (consult Lovejoy).
 ■ 2 Indicates: Chemical Resistance chart shown in Engineering Data Section (page ED-9).

Jaw Nominal Rated Torque Data

perforación máxima TORQUE

Chart 3

Size	Max Bore		Spider Material							
	In	mm	SOX (NBR) Torque		Urethane Torque		Hytel Torque		Bronze Torque	
			In-lbs	Nm	In-lbs	Nm	In-lbs	Nm	In-lbs	Nm
L035	0.375	9	3.5	0.4	—	—	—	—	—	—
LAL090	0.625	16	25.3	3.0	39	4.5	60	5.80	60	5.80
LAL070	0.750	19	43.2	4.9	65	7.3	114	12.90	114	12.90
LAL078	0.875	22	90.0	10.2	135	15.3	227	25.80	227	25.80
LAL090	1.000	25	144.0	16.3	218	24.4	401	45.30	401	45.30
LAL095	1.125	28	194.0	21.9	291	32.9	561	63.40	561	63.40
LAL099	1.188	30	198.0	25.9	477	53.9	792	89.50	792	89.50
LAL100	1.375	35	477.0	47.1	826	70.7	1,134	128.00	1,134	128.00
LAL110	1.625	42	792.0	89.5	1,188	134.0	2,288	258.00	2,288	258.00
L150	1.875	48	1,340.0	140.0	1,860	210.0	3,708	419.00	3,708	419.00
AL150	1.875	48	1,450.0	163.8	—	—	—	—	—	—
L190	2.125	55	1,728.0	195.0	2,592	293.0	4,680	529.00	4,680	529.00
L225	2.625	65	2,340.0	264.0	3,510	397.0	6,228	704.00	6,228	704.00
L278	2.875	73	4,716.0	533.0	—	—	—	—	12,500	1412.00
C228	2.500	64	2,988.0	339.0	—	—	5,940	671.00	—	—
C278	2.875	73	4,716.0	533.0	—	—	9,432	1,068.00	—	—
C280	3.000	76	7,560.0	84.0	—	—	13,866	1,567.00	—	—
C285	4.000	102	9,182.0	1,038.0	—	—	16,680	1,882.00	—	—
C2955	3.500	89	11,340.0	1,281.0	—	—	22,680	2,563.00	22,680	2,563.00
C2955	4.000	102	18,900.0	2,136.0	—	—	37,800	4,271.00	37,800	4,271.00
H0987	4.500	114	3,395.0	377.4	—	—	47,198	5,333.00	47,198	5,333.00
H0987	5.000	127	4,832.0	539.0	—	—	63,000	7,119.00	63,000	7,119.00
H0987	5.625	143	8,812.0	732.0	—	—	88,200	9,968.00	88,200	9,968.00
H4087	6.250	159	18,224.0	2,069.0	—	—	126,000	14,237.00	126,000	14,237.00
H4587	7.000	178	19,700.0	2,225.0	—	—	170,004	19,209.00	170,000	19,209.00

Note: ■ Bronze has a maximum RPM capability of 250 RPM.

n

S_1 = Motor eléctrico
 S_2 = Turbina
 S_3 = Motor a nafta o diesel

A	MAQUINAS CON CONSUMO DE FUERZA UNIFORME	Cintas transportadoras, aparejos livianos, aspiradores pequeños, bombas centrífugas pequeñas, servo motores, ascensores livianos, maquinaria textil, transmisiones, cangilones, ventiladores o aspiradores, máquinas herramientas afiladoras, máquinas livianas en general, turbo compresor.	$S_1 = 1$ $S_2 = 1,3$ $S_3 = 1,5$
B	MAQUINAS MEDIANAS Y SEMIPESADAS (Pico de carga hasta 125% de H.P.)	Hornos rotativos, agitadores, amasadora, guillotina, embrague, telares, elevador, montacargas, bomba de pistón, cinta transportadora, molinos a rodillo, zaranda, secador, mezcladoras para pulpa, convertidores de corriente.	$S_1 = 1,5$ $S_2 = 1,8$ $S_3 = 2$
C	MAQUINAS PESADAS CON CONSUMO DE FUERZA IRREGULAR (Pico de carga hasta 150% de H.P.) MAQUINAS DE FUNCIONAMIENTO RIGUROSO.	Excavadoras, laminadora, motobombas a pistón, calandra para caucho, trituradoras, trafiladoras, bombas de pistón, molinos de cemento, aparejos pesados, perforadoras de pozos, bombas para prensas hidráulicas, cilindros de laminación, grupos electrógenos, molinos a martillo, bomba a pistón doble efecto, prensas excéntricas, trapiche, maquinarias de construcción.	$S_1 = 2$ $S_2 = 2,5$ $S_3 = 3$

ANEXO 13

COSTOS

DESCRIPCIÓN	# FACTURA	SUBTOTAL	DESCT.	TOTAL
ACOPLES DE LINEA DE ALTA	7899	\$ 181,37		\$ 181,37
ANGULOS PARA ESTRUCTURA		\$ 18,00		\$ 18,00
BOMBA HIDRÁULICA	13857	\$ 186,05	\$ 32,95	\$ 135,09
CAJA DE GARRUCHAS	3517	\$ 4,50		\$ 4,50
CILINDRO HIDRÁULICO	1013	\$ 320,00		\$ 281,60
LINEA DE BAJA	98899	\$ 4,82		\$ 4,32
COMPRA DE BUFLE	SIN FACTURA	\$ 40,00		\$ 40,00
DISCO DE AMOLAR Y 1/8 DE PINTURA		\$ 4,50		\$ 4,50
DOBLES Y MATERIALES METALICOS	10107	\$ 51,52		\$ 45,34
FILTROS Y OTROS	19378	\$ 115,80	\$ 19,51	\$ 84,74
GABINETE	1116	\$ 53,18		\$ 46,80
MANGUERAS	305860	\$ 32,15		\$ 28,29
MANGUERAS DISTRIBUCIÓN	310076	\$ 53,28	\$ 13,32	\$ 35,16
MANO DE OBRA DE FABRICACIÓN	SIN FACTURA	\$ 95,00		\$ 95,00
MATERIAL ELECTRICO	3373	\$ 463,06		\$ 463,06
MATRIMONIO	SIN FACTURA	\$ 80,00		\$ 80,00
MDF		\$ 10,00		\$ 10,00
METROS DE CAUCHO ESPONJA	4050	\$ 6,00		\$ 5,28
MOTOR TRIFASICO	100126195	\$ 256,31		\$ 225,55
RACORERIA LINEA DE BAJA	98878	\$ 8,39		\$ 7,38
PERNOS Y ARANDELAS	2971	\$ 3,90		\$ 3,44
PERNOS Y ARANDELAS	145723	\$ 4,41		\$ 3,88
PINTURA	2969	\$ 6,70		\$ 5,90
PRODUCTOS ELECTRICOS	24627	\$ 3,00		\$ 3,00
GASTOS INDIRECTOS		\$ 516,22		\$ 516,22
RETENES	844	\$ 36,00		\$ 31,68
SENSOR DE PRESIÓN	59066	\$ 169,34		\$ 149,02
SENSOR DE PRESIÓN	59257	\$ 169,34		\$ 149,02
TABLAS		\$ 8,00		\$ 8,00
TAPAS FINAL BORNERAS	1104	\$ 1,96		\$ 1,72
TINNER, FRASCO DE PINTURA, GUANTES		\$ 4,50		\$ 4,50
ELECTROVÁLVULA CETOP 5		\$ 680,00		\$ 680,00
PLACA CETOP 5		\$ 280,00		\$ 280,00
REGULADORA DE PRESIÓN		\$ 320,00		\$ 320,00
TOTAL				\$ 3.952,36

ANEXO 14

FOTOS DEL PROCESO DE CONSTRUCCION

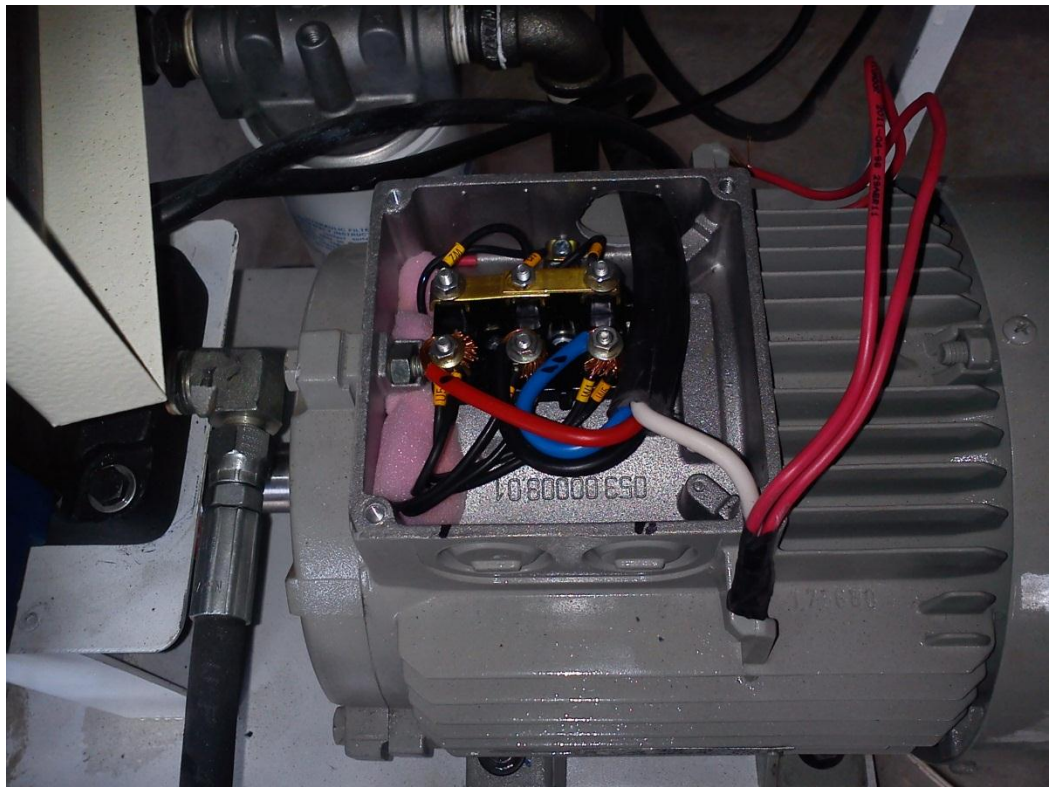
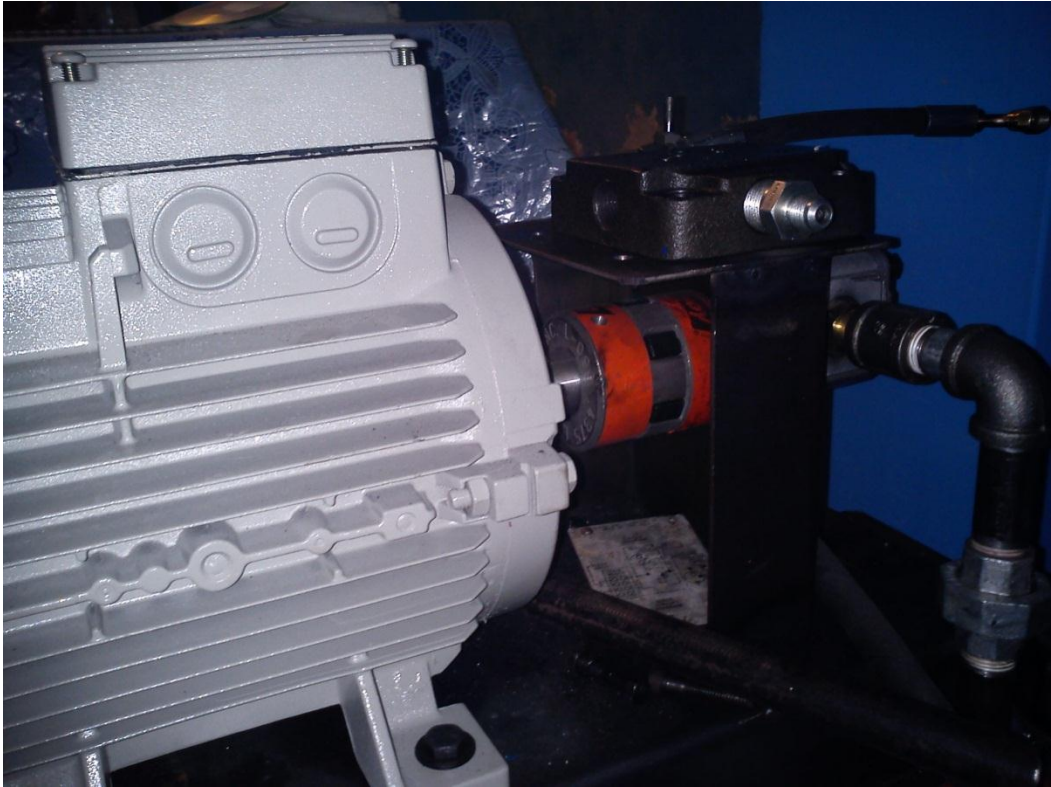












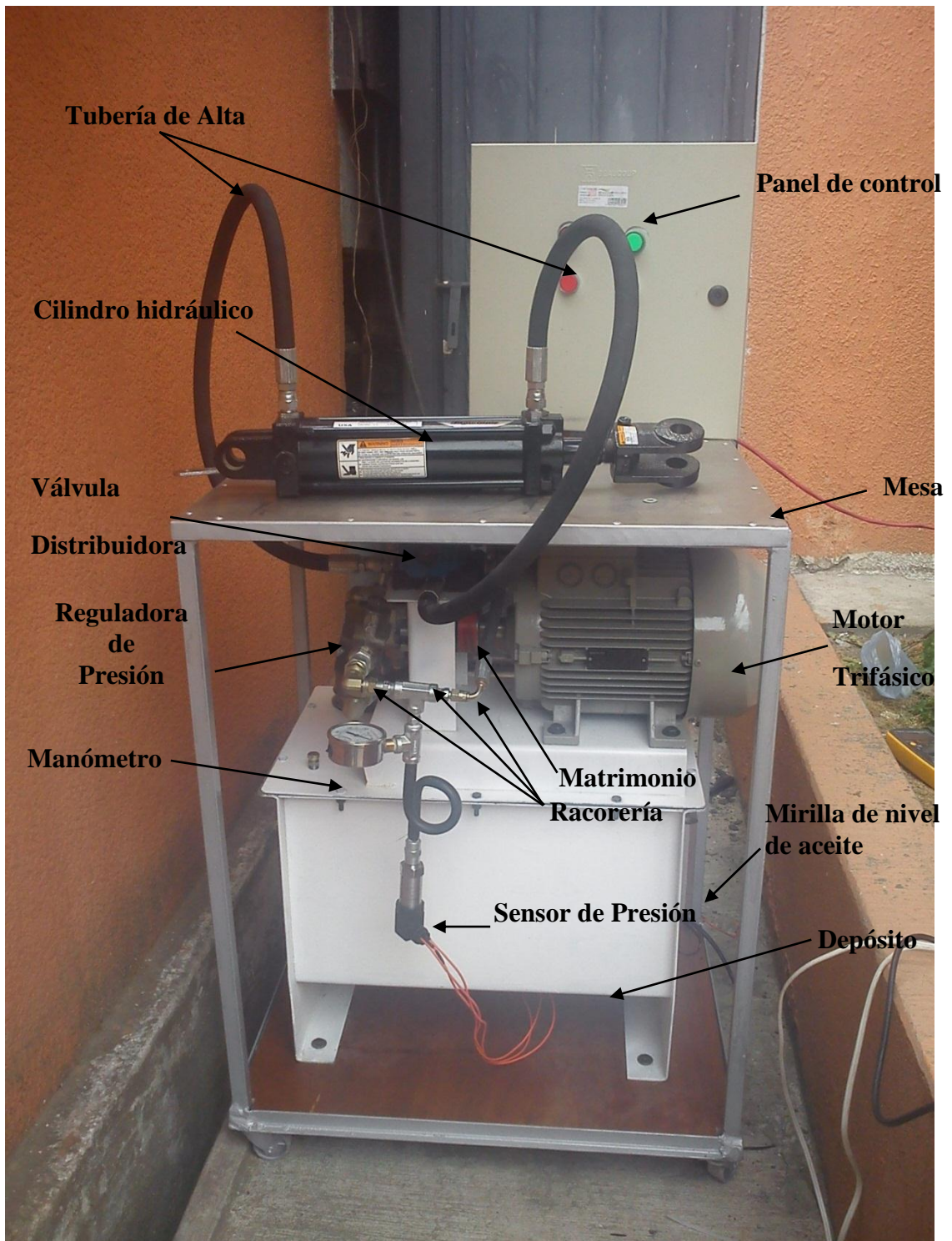




ANEXO 15

MANUAL DE OPERACIÓN

MANUAL DE OPERACION Y MANTENIMIENTO
BANCO DE PRUEBAS DE CILINDROS HIDRÁULICOS



Este manual debe permanecer junto al Banco de Pruebas en todo momento.

Los nuevos operadores del banco deben leer y comprender

completamente el contenido, antes de usarlo.

ADVERTENCIA!

LA FALTA DE ATENCIÓN A ESTAS ADVERTENCIAS PODRÍA

RESULTAR EN LESIONES GRAVES

- Los operadores del banco deben estar entrenados en cuanto a la operación apropiada y segura del mismo.
- Asegúrese de que todo el equipo reciba un mantenimiento apropiado y que se realicen verificaciones regulares del sistema hidráulico, eléctrico y de control del banco de pruebas, para que el mismo funcione correcta y normalmente. Vea la sección de mantenimiento de este manual para obtener detalles sobre estos procedimientos.
- Siempre inspeccione cables eléctricos, de control, mangueras y nivel de aceite antes de comenzar el trabajo.

INTRODUCCIÓN

Si hay nuevos operadores trabajando se deberá asegurar de que lean y comprendan este manual.

Las instrucciones que se siguen deben ser tenidas en cuenta para utilizaciones a condiciones de trabajo de la máquina consideradas como normales refiriéndonos a temperatura ambiente promedio de 20°C. Se incluyen aquí indicaciones de interés donde se le da una gran importancia al fluido hidráulico, las instrucciones generales

para la puesta en marcha y para el mantenimiento posterior. Se finaliza el manual con una relación de las averías más frecuentes que pueden tener lugar en este sistema, así como se incluyen también instrucciones generales para resolverlas.

TABLA DE CONTENIDOS

Operación general

Precauciones.

1. Asegúrese de leer en detalle todas las instrucciones de seguridad. Es importante que todos los operadores estén al tanto de las consecuencias del mal uso o de las malas prácticas de operación del banco. Consecuencias que pueden ocasionar lesiones graves al operador.
2. El banco de pruebas para cilindros debe usarse exclusivamente para realizar las pruebas de fugas en cilindros de doble efecto. Para aplicaciones adicionales se recomienda utilizar el equipo apropiado para esa tarea.
3. Debe existir un nivel de aceite aceptable en el reservorio antes de cada prueba. Esto garantiza que la bomba trabaje siempre a la succión. Un visor instalado en el costado del tanque comprueba que efectivamente haya aceite suficiente.
4. Así mismo se deberá realizar la conexión a la alimentación eléctrica del motor 220 Voltios corriente alterna, **comprobando que el sentido de giro del MOTOR sea horario**, esto se puede determinar observando el ventilador ubicado en la parte posterior del motor.

5. Asegurarse que el volumen de aceite para llenar el cilindro no supere los **10 galones** y que esté totalmente **vacío y limpio** para evitar la contaminación del aceite.
6. El personal debe estar ubicado a una distancia prudente el momento de la prueba y no expuesta en el donde se encuentran las mangueras de conexiones al cilindro, en cuanto se tenga un aumento brusco de la presión o temperatura, o sonidos anormales se deberá **parar inmediatamente la prueba**.
7. Evite someter las pruebas a niveles mayores al diseño del banco (**hasta los 3000 Psi. como presión límite**). Presiones de trabajo superiores al límite pueden causar fallas en la racorería o en la tubería causando lesiones graves para el operario.
8. Tener en cuenta el montaje y respectivas consideraciones en las conexiones con los cilindros. Siempre inspeccione la tubería y racores antes de comenzar el trabajo. Asegúrese de que las uniones de las mangueras de presión y el cilindro se encuentren perfectamente ajustadas. Siempre use la herramienta adecuada para ajustar las mangueras de presión con el cilindro.
9. Observe que en la parte frontal y posterior del cilindro no estén personas ni material ya que puede ocasionar daños en caso de desastre.

Operación específica

Para familiarizarse con banco de pruebas, es importante conocer cada una de las partes tanto del sistema hidráulico como el eléctrico.

Panel de control

El panel de control se ubica en la parte posterior del banco de pruebas consta con los siguientes botones y luces indicadoras:

Pasos para la realización de la prueba:

MANUALMENTE:

IMPORTANTE!

1. Antes de seleccionar la posición **manual** del banco, se deberá tener en cuenta que:

**LAS POSICIONES TANTO DEL CONTROL AUTOMATICO Y MANUAL
ASI COMO LA POSICIÓN DEL SELECTOR DE LA ELECTRO VÁLVULA
DEBERÁN PERMANECER SIEMPRE EN LA PARTE MEDIA o NEUTRA
“O” ANTES Y DESPUÉS DE CADA PRUEBA.**

Esto implica que ninguna bobina de la válvula selector 4/3 esta energizada garantizando la recirculación del aceite en el sistema y evitando que el cilindro se ponga en funcionamiento en el caso en que el motor se encuentre encendido.

Se deberá **tener siempre la válvula de alivio totalmente abierta** (comprobando que se de esto abriendo en sentido anti-horario mencionada válvula) con la finalidad de no ocasionar resistencia al fluido evitando que exista presión inicial en el sistema.

2. Una vez seleccionado el selector principal primario en posición manual (MAN) se deberá accionar la bomba encendiendo el foco de **color verde**.
3. Una vez teniendo la bomba con el aceite recirculando se podrá energizar cualquiera posición de la electro válvula tomando en cuenta que si se seleccionó por ejemplo el lado izquierdo y el eje del cilindro no a salido se deberá cambiar de posición escogiendo el lado derecho de la electro válvula (o el lado contrario al seleccionado) para que logre salir el eje del cilindro.
4. Determinado previamente la presión a la cual trabaja el cilindro (dato del fabricante) se deberá aumentar la presión del mismo hasta mencionada presión y se mantendrá mencionada presión por un periodo de tiempo no mayor a 2 minutos.
5. Realizar el mismo procedimiento con el eje en el interior de la camisa (tomar en cuenta los 2 minutos como tiempo máximo de presión con un cronómetro), para esto se deberá cambiar la posición de la electro válvula a la posición neutra “inevitablemente” como primer paso.
6. Después, se deberá entonces en esta posición **neutra**, bajar la presión del sistema abriendo la válvula de alivio completamente, haciendo que se de una recirculación en el sistema sin presión.
7. Después se cambiará la posición dela electro válvula y si se deberá elevar la presión del sistema nuevamente con la válvula de alivio.
8. El proceso finalizará no sin antes colocar la electro válvula en la posición neutra, y apagando el motor antes de hacer el desmontaje del cilindro.

9. Confirmar que no existen fugas y garantizar al cliente que los sellos han sido colocados en forma segura y que han cumplido con la especificación requerida.

Mantenimiento y lubricación general.

Después de un tiempo de funcionamiento regular de la máquina es preciso atender al mantenimiento de todo el sistema oleohidráulico mediante revisiones periódicas en intervalos semanales debido a las impurezas a las que va a estar sometido el banco de pruebas ya que en el interior de los cilindros a probar pueden existir impurezas difíciles de extraer que van a contaminar obviamente el aceite y podrían introducirse en los elementos hidráulicos limitando la vida útil del banco.

ACEITE

El nivel de aceite debe comprobarse periódicamente con el visor antes de cada prueba. Deberá cambiarse el aceite cuando este se presente en mal estado, ya que como se mencionó las averías que se producen en este tipo de sistemas son debidas al mal estado del aceite; cuando sus características tienden a ser las de un aceite oscuro y con sedimentos especialmente. En forma orientativa el aceite deberá ser cambiado después de las 1500 horas de trabajo, al principio y después, cada 5000 horas de trabajo aproximadamente. Las condiciones de trabajo que sugiere nuestro aceite SAE 40:

Cambiarlo las 3000 horas (un año de uso aproximadamente) según recomendaciones del fabricante.

TEMPERATURA

La temperatura del sistema hidráulico a parte de ser monitoreada por el computador deberá ser monitoreada por el operador y deberá no superar los 65°C, en condiciones normales de trabajo, o como máximo los 70°C. La temperatura recomendada para el aceite ISO 46 es:

Una temperatura no mayor a 60°C.

FILTROS Y TANQUE:

Los filtros de aspiración de retorno, y el filtro de aire del depósito de deberán cambiarse de forma periódica, al mismo tiempo limpiaremos interiormente el tanque, esto se lo realizará el momento del cambio de aceite del sistema.

Después de un prolongado tiempo de trabajo será necesario someter a un mantenimiento general cada uno de los elementos del sistema para corregir posibles fugas a lo largo del sistema o ruidos anormales.

Por último el operador del banco será la persona recomendada para realizar el cambio de algún elemento para superar cualquier mal funcionamiento del banco.

Averías más frecuentes:

A continuación se dan una serie de consejos que pueden ayudar a localizar averías o ciertas anomalías que pueden presentarse durante el funcionamiento. La mayor atención se prestará a las bombas ya que, en general, es el componente que se encuentra más sometido a fatiga de toda la instalación.

Ruidos en la Bomba:

Puede ser debido a:

Aspiración deficiente

- Filtro de aspiración demasiado pequeño o se encuentra obstruido, Verificar, y si es preciso, cambiar el filtro.
- Comprobar la tubería de aspiración por si se encuentra parcialmente obstruida.

Aspiración de aire por la bomba.

- Tubería de aspiración por encima del nivel de aceite y con falta de estanqueidad.
- Nivel de aceite en el depósito por debajo del mínimo requerido.
- Juntas de la bomba en mal estado o dañadas.
- Tuberías de retorno unidas al depósito por encima del nivel del fluido.
(Ocasionando burbujas)
- Línea de retorno del circuito muy cerca del tubo de aspiración de la bomba.

Otras causas:

- Viscosidad del fluido demasiado elevada.
- Temperaturas del aceite por debajo de lo normalmente previsto.
- Tubería de aspiración de diámetro escasamente dimensionado.

- Velocidad de la bomba demasiado alta.
- Ejes de motor y bomba desalineados u ocasionando cargas axiales indeseables.
- Presencia de suciedad en el interior de la bomba.
- Piezas desgastadas en bomba o desajustables, especialmente el retenedor.

La bomba proporciona baja presión:

Puede deberse a las causas siguientes:

- Sentido de giro incorrecto de la bomba.
- A la bomba le falta suministro pleno de fluido en la aspiración.
- La válvula de seguridad y las válvulas reguladoras de presión se encuentran mal reguladas, averiadas o con suciedad.
- El posible desgaste de las juntas de los actuadores provoca fugas internas de aceite de una a otra cámara.
- Pueden existir fugas externas en el circuito, aunque éstas son de fácil localización.
- Excesivo desgaste de los componentes esenciales de la bomba.

Funcionamiento irregular de los actuadores:

Puede deberse principalmente a la entrada de aire en el sistema, aunque también puede deberse a otras causas que se mencionan a continuación:

- Presencia de aire en el sistema debido a la entrada permanente del mismo o a que no se ha purgado debidamente.
- Excesivo rozamiento en las juntas de los cilindros por apriete excesivo en el montaje de las mismas, o por deformación de dichas juntas que producen una estanqueidad irregular.
- En los actuadores puede existir falta de alineación con otros componentes de la máquina por un montaje defectuoso o por que los tornillos de anclaje han podido aflojarse.
- La compresibilidad del aceite cuando se somete a grandes presiones y la elasticidad propia de las tuberías puede ocasionar falta de precisión en los desplazamientos de los órganos móviles de los actuadores.