

**DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CILINDROS HIDRAULICOS,
MOTORES HIDRÁULICOS Y BLOQUES DE VÁLVULAS PARA LA EMPRESA
HIDRÁULICA INDUSTRIAL JC SAS**

DANIEL ALEJANDRO BOBADILLA ROMERO

CESAR DANILO MANNING GONZÁLEZ

**Proyecto integral de grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO**

Orientador

LUIS FERNANDO RUIZ PINEDA

Ing. Mecánico

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA

FACULTAD DE INGENIERÍAS

PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

BOGOTÁ D.C.

2022

NOTA DE ACEPTACIÓN

Jurado

Jurado

Bogotá D.C., febrero de 2022

DIRECTIVOS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr, MARIO POSADA GARCÍA-PEÑA

Consejero Institucional

Dr. LUIS JAIME POSADA GARCÍA-PEÑA

Vicerrectora Académica y de Investigaciones

Dra. ALEXANDRA MEJÍA GUZMÁN

Vicerrector Administrativo y Financiero

Dr. RICARDO ALFONSO PEÑARADA CASTRO

Secretario General

Dr, JOSÉ LUIS MACÍAS RODRÍGUEZ

Decana de la Facultad de Ingenierías

Dra. NALINY PATRICIA GUERRA PRIETO

Director del Departamento de Ingeniería Mecánica

Dra. MARÍA ANGÉLICA ACOSTA PÉREZ

Las directivas de la universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo de docentes no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el siguiente documento. Esto corresponde únicamente a los autores

AGRADECIMIENTOS

Primero dar gracias a Dios por darnos la oportunidad de realizar este proceso de formación profesional con todos los recursos necesarios para poder avanzar de la mejor manera. Segundo, queremos darle un agradecimiento enorme a nuestros padres, hermanos, familiares y seres queridos que nos apoyaron en este proceso tanto económicamente como emocionalmente ya que fueron la base fundamental para poder avanzar en este camino y así lograr ser profesionales en el área que a ambos nos apasiona. Tercero, damos un gran agradecimiento a nuestro director de tesis Luis Fernando Ruiz Pineda, quien nos apoyó y nos guio en el transcurso del desarrollo de este trabajo además de la disposición que nos brindó frente a cada inquietud ya que estuvo disponible para nosotros cada vez que lo necesitábamos. Cuarto, damos un agradecimiento a la empresa Hidráulica Industrial JC SAS quien nos brindó todos los recursos y conocimientos necesarios teniendo las bases de la experiencia, colocando a nuestra disposición todo lo que llegamos a necesitar para el desarrollo adecuado de este proyecto. Y, por último, pero no menos importante, nos agradecemos a nosotros mismos por realizar este proyecto de la mejor manera, por trasnochar cada vez que era necesario y por dejar de nuestro lado todas las obligaciones laborales por el hecho de dedicarle tiempo a este proyecto. Nos damos gracias a nosotros mismos por confiar en el trabajo de cada uno y por cumplir con lo pactado desde un principio que era realizar un buen trabajo y sentirnos orgullosos de nosotros mismos. Gracias totales.

Danilo y Daniel.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	14
1. INTRODUCCIÓN	15
1.1 Descripción del problema	15
1.2 Objetivos	16
1.2.1 <i>Objetivo general</i>	16
1.2.2 <i>Objetivos específicos</i>	17
2. CARACTERIZACIÓN DE LOS BANCOS DE PRUEBAS HIDRÁULICOS	18
2.1 Generalidades de los actuadores	18
2.1.1 <i>Cilindro hidráulico</i>	18
2.1.2 <i>Motor hidráulico</i>	19
2.1.3 <i>Bloque de válvulas hidráulicas</i>	20
2.2 Aplicaciones de los bancos de prueba según su tipo	22
2.2.1 <i>Para bombas de circuito cerrado y abierto</i>	22
2.2.2 <i>Para accesorios hidráulicos</i>	23
2.2.3 <i>Para pruebas de válvulas proporcionales</i>	23
2.2.4 <i>Para motor reductores</i>	24
2.2.5 <i>Dinámicos</i>	25
2.3 Tipos de pruebas actuales para componentes hidráulicas	25
2.3.1 <i>Tipo de pruebas para un cilindro hidráulico</i>	26
2.3.2 <i>Tipo de pruebas para un bloque de válvula para ascensor</i>	28
2.3.3 <i>Tipo de pruebas para un motor hidráulico</i>	28
2.4 Controladores lógicos programables (PLC)	31
3. FUNDAMENTOS DE LA TEORÍA HIDRÁULICA	32
3.1 Número de Reynolds	32

3.1.1	<i>Flujo laminar</i>	33
3.1.2	<i>Flujo turbulento</i>	34
3.2	Pérdidas de carga en un circuito hidráulico	36
3.3	Fluidos para sistemas hidráulicos	36
3.4	Filtros	38
3.4.1	<i>Clasificación de los filtros</i>	39
3.4.2	<i>Pérdida de cargas en filtros</i>	40
3.5	Mangueras hidráulicas de alta presión y conectores roscados	40
3.5.1	<i>Estructura de una manguera hidráulica de alta presión</i>	40
3.5.2	<i>Conectores de una manguera hidráulica</i>	42
3.5.3	<i>Adaptadores</i>	43
3.5.4	<i>Regulación caudal de entrada</i>	44
3.6	Regulación presión de salida	45
3.7	Avance de un cilindro hidráulico	46
3.8	Motor hidráulico de orbitales	47
4.	DISEÑO CONCEPTUAL DEL BANCO DE PRUEBAS	48
4.1	Metodología de diseño	48
4.1.1	<i>Características de los equipos a los que se realizarán las pruebas</i>	48
4.2	Opciones para la medición de torque en un motor hidráulico	50
4.2.1	<i>Par hidráulico</i>	50
4.2.2	<i>Pesas de prueba</i>	50
4.2.3	<i>Sistema de freno</i>	51
4.2.4	<i>Conexión a bomba</i>	51
4.2.5	<i>Instalación de dinamómetro</i>	51
4.3	Opciones para la medición de fuerza en un cilindro hidráulico	52

4.3.1	<i>Pesas de prueba</i>	52
4.3.2	<i>Prueba de contrapresión</i>	52
4.3.3	<i>Sensor de fuerza</i>	52
4.4	Propiedades fisicoquímicas del aceite a usar	53
4.5	Modo funcional	54
4.5.1	<i>Circuito electrohidráulico</i>	54
4.5.2	<i>Funcionamiento del circuito electrohidráulico</i>	56
5.	DETALLES DEL DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS	63
5.1	Diseño de la línea de aspiración y retorno	63
5.1.1	<i>Línea de aspiración</i>	63
5.1.2	<i>Línea de retorno</i>	67
5.2	Diseño línea de presión	68
5.3	Diseño línea de distribución	87
5.4	Cálculos estructurales	90
5.5	Selección de instrumentos	96
6.	DETALLES DE LAS PRUEBAS	98
6.1	Circuito electro hidráulico para las pruebas	98
6.2	Detalles de las pruebas a realizar	99
6.2.1	<i>Para cilindros</i>	99
6.2.2	<i>Para el motor hidráulico</i>	100
6.2.3	<i>Para la válvula de ascensor</i>	107
6.3	Selección de instrumentos para las pruebas	109
7.	PLANOS DEL BANCO DE PRUEBAS	111
8.	MANUAL DE OPERACIÓN DEL BANCO DE PRUEBA	112
8.1	Introducción al manual de operación	112

8.2	Ítems	115
8.3	Accionamiento cilindro hidráulico doble efecto	116
8.4	Accionamiento motor hidráulico	117
8.5	Accionamiento de válvula para ascensor	119
9.	MANUAL DE MANTENIMIENTO	122
9.1	Mantenimiento diario	122
9.2	Proceso de mantenimiento	123
9.2.1	<i>Liberación de la presión interna en el circuito hidráulico para inspección interna (“LPI”)</i>	123
9.2.2	<i>Limpieza y cambio de filtro de succión del tanque de almacenamiento hidráulico</i>	123
9.2.3	<i>Cambio de aceite del tanque hidráulico y filtrado</i>	123
9.2.4	<i>Cambio de filtros de retorno</i>	124
9.3	Plantilla de control para revisiones obligatorias	125
9.4	Calibración de instrumentos	125
10.	GUÍAS DE LABORATORIO	126
10.1	Información de las guías de laboratorio	126
11.	ANÁLISIS FINANCIERO	127
11.1	Costos correspondientes a la fabricación del banco de pruebas	127
11.2	Costos correspondientes a los accesorios y equipos de las pruebas	129
11.3	Costos del personal	130
11.4	Tasa de retorno (TIR)	131
12.	CONCLUSIONES	134
	BIBLIOGRAFÍA	135

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1 <i>Cilindró hidráulico y sus partes</i>	19
Figura 2 <i>Motor hidráulico</i>	20
Figura 3 <i>Banco de pruebas para bombas de circuito abierto y cerrado referencia DOSS-07</i>	22
Figura 4 <i>Banco de prueba referencia TOTAL PLUS 011</i>	23
Figura 5 <i>Banco de prueba referencia TOTAL PLUS 012</i>	24
Figura 6 <i>Banco de prueba para probar cualquier tipo de reductor</i>	25
Figura 7 <i>Empaquetaduras de un cilindro</i>	26
Figura 8 <i>Diferencial de presión</i>	30
Figura 9 <i>Esquema de fluidos para sistemas hidráulicos</i>	38
Figura 10 <i>Filtro de succión</i>	39
Figura 11 <i>Estructura de una manguera hidráulica</i>	41
Figura 12 <i>Adaptación de conectores</i>	43
Figura 13 <i>Adaptadores hidráulicos</i>	44
Figura 14 <i>Funcionamiento de un regulador unidireccional</i>	45
Figura 15 <i>Prueba experimental de un cilindro hidráulico</i>	46
Figura 16 <i>Bloque de válvula kvs 04 (1/2)</i>	48
Figura 17 <i>Motor hidráulico</i>	49
Figura 18 <i>Condiciones de funcionamiento del motor hidráulico</i>	50
Figura 19 <i>Circuito electrohidráulico</i>	55
Figura 20 <i>Generación de potencia</i>	57
Figura 21 <i>Sistema libre y con esfuerzo</i>	59
Figura 22 <i>Conexión válvula de venteo</i>	60
Figura 23 <i>Líneas de retorno</i>	61
Figura 24 <i>Línea de despresurización</i>	62
Figura 25 <i>Selección filtro de succión</i>	66
Figura 26 <i>Imagen tubería</i>	67
Figura 27 <i>Filtro de retorno</i>	68
Figura 28 <i>Identificación de línea crítica en el circuito hidráulico</i>	70

Figura 29 <i>Válvula controladora de flujo</i>	71
Figura 30 <i>Selección de la válvula reguladora de flujo</i>	72
Figura 31 <i>Caída de presión en la válvula reguladora de flujo</i>	72
Figura 32 <i>Pérdidas de energía en la válvula controlada de flujo</i>	73
Figura 33 <i>Válvula direccional 4/3</i>	74
Figura 34 <i>Resistencia interna de una válvula direccional</i>	75
Figura 35 <i>Configuración válvula direccional que acciona el motor hidráulico</i>	75
Figura 36 <i>Caída de presión en la válvula direccional</i>	76
Figura 37 <i>Características bombas Rexroth PGF</i>	80
Figura 38 <i>Eficiencia bomba Rexroth PGF de tamaño constructivo 2</i>	81
Figura 39 <i>Eficiencia de la bomba PGF size 16</i>	81
Figura 40 <i>Selección de motor</i>	84
Figura 41 <i>Características válvula de alivio</i>	86
Figura 42 <i>Válvula de seguridad en físico</i>	86
Figura 43 <i>Catálogo de acoples ANV</i>	87
Figura 44 <i>Selección de tamaño de manguera</i>	88
Figura 45 <i>Selección de diámetro de manguera</i>	89
Figura 46 <i>Características de la manguera ref 5020-06, 3/8 in</i>	90
Figura 47 <i>Análisis del tanque</i>	91
Figura 48 <i>Esfuerzo Von Misses</i>	92
Figura 49 <i>Deformación</i>	92
Figura 50 <i>Fuerza aplicada en la estructura</i>	94
Figura 51 <i>Conexión motor - bomba</i>	96
Figura 52 <i>Acople flexible</i>	96
Figura 53 <i>Circuito hidráulico de conexiones externas</i>	98
Figura 54 <i>Circuito para pruebas motor</i>	101
Figura 55 <i>Selección de bomba para prueba</i>	102
Figura 56 <i>Bruje bomba – reductor</i>	106
Figura 57 <i>Plano acople</i>	106
Figura 58 <i>Circuito válvula kvs04</i>	108
Figura 59 <i>Bloque de válvula VC</i>	109

Figura 60 <i>Modelo general</i>	115
Figura 61 <i>Modelo tablero</i>	116
Figura 62 <i>Conexiones prueba</i>	117
Figura 63 <i>Instalación motor-reductor-bomba</i>	119
Figura 64 <i>Válvula-Tablero</i>	121
Figura 65 <i>Plantilla de seguimiento o actividades rutinarias</i>	125

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1 <i>Reporte de garantías en los periodos 2020-2 y 2021-1</i>	15
Tabla 2 <i>Rugosidad de tuberías más utilizadas</i>	35
Tabla 3 <i>Presiones de trabajo para diferentes secciones de tubo</i>	42
Tabla 4 <i>Características físico químicas</i>	54
Tabla 5 <i>Elementos del circuito hidráulico</i>	56
Tabla 6 <i>Características de trabajo de bombas hidráulicas de distintos fabricantes</i>	69
Tabla 7 <i>Elementos que generan caídas de presión en la línea crítica</i>	71
Tabla 8 <i>Variadores de frecuencia marca HOLIP</i>	85
Tabla 9 <i>Selección de instrumentos para el banco de pruebas</i>	97
Tabla 10 <i>Elementos del circuito hidráulico para la conexión de cada actuador</i>	98
Tabla 11 <i>Selección de reductor</i>	105
Tabla 12 <i>Selección de instrumentos externos al banco de pruebas</i>	110
Tabla 13 <i>Lista de materiales</i>	111
Tabla 14 <i>Plan de mantenimiento</i>	122
Tabla 15 <i>Línea estructural</i>	127
Tabla 16 <i>Línea de mangueras y conectores</i>	127
Tabla 17 <i>Línea hidráulica</i>	128
Tabla 18 <i>Línea eléctrica</i>	129
Tabla 19 <i>Elementos correspondientes a las pruebas</i>	130
Tabla 20 <i>Costo mano de obra</i>	131
Tabla 21 <i>Consumo energético del banco de pruebas</i>	132
Tabla 22 <i>TIR</i>	132

RESUMEN

El proyecto tiene como fin reducir las novedades de garantías en las referencias de cilindros simple efecto y doble efecto, bloques de válvulas para ascensores y motores hidráulicos que comercializa la empresa HIDRÁULICA INDUSTRIAL JC SAS que presentan un mayor número de reporte.

Se realiza el diseño de un banco de prueba mixto teniendo en cuenta las especificaciones que solicita la empresa a la hora de realizar las pruebas a sus equipos antes de su comercialización o luego de algún procedimiento de mantenimiento para así conocer el estado actual de funcionamiento en el que se encuentra el equipo en cuestión.

El diseño de este banco está pensado únicamente para realizar pruebas a las referencias que la empresa presentó como las más críticas en reporte de garantías por cada uno de los equipos que ellos comercializan, por lo tanto, es un diseño pensado única y exclusivamente para que la empresa HIDRAULICA INDUSTRIAL JC SAS sea quien haga uso de este.

En el documento se presenta:

- Plano del circuito hidráulico
- Planos de fabricación
- Plano estructural del banco de pruebas
- Manual de operación
- Plan de mantenimiento preventivo
- Guías de laboratorio para cada equipo al cual se le realizará la prueba
- Estudio financiero

Palabras clave: Diseño, automatización, cilindro hidráulico, bloque de válvula, motor hidráulico.

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

HIDRÁULICA INDUSTRIAL JC SAS es una compañía ubicada en la ciudad de Bogotá con 4 años de experiencia en el mercado específicamente en el área de ensambles y mantenimientos a equipos hidráulicos. Actualmente trabaja para empresas contratistas en el sector de maquinaria móvil, sistemas de elevaciones (ascensores) y en todo sector relacionado con sistemas hidráulicos. Esta empresa comercializa cilindros hidráulicos doble y simple efecto que ellos mismos ensamblan, motores hidráulicos, bloques de válvulas hidráulicas y repuestos además de ofrecer el servicio de mantenimiento para estos equipos. Durante el mes de julio del año 2020 la empresa tuvo un incremento de ventas dando como resultado un aumento en la producción de un 105%, lo cual ocasionó retrasos en las entregas y un gran reporte de garantías por lo que la empresa recurrió al aumento del personal y su infraestructura.

Tabla 1

Reporte de garantías en los periodos 2020-2 y 2021-1

temporada 2020-2 (julio - diciembre)					
tipo de venta	Elemento	Ventas	Garantias	G. dobles	(G./G. total)
ensable	cilindros simple efecto	120	56	6	37%
ensable	cilindros doble efecto	85	36	2	24%
mantenimineto	valvula ascensor (3/8)	40	10	0	7%
mantenimineto	valvula ascensor (1/2)	15	4	0	3%
mantenimineto	valvula ascensor (3/4)	5	0	0	0%
mantenimineto	cilindros simple efecto	98	21	1	14%
mantenimineto	cilindros doble efecto	45	12	0	8%
mantenimineto	motores eaton charlin	24	12	2	8%
TOTAL		432	151	11	100%

Total % garantias	35%
-------------------	-----

temporada 2021-1 (enero - junio)					
tipo de venta	Elemento	Ventas	Garantias	G. dobles	(G./G. total)
ensable	cilindros simple efecto	210	69	4	41%
ensable	cilindros doble efecto	102	45	5	27%
mantenimineto	valvula ascensor (3/8)	35	4	0	2%
mantenimineto	valvula ascensor (1/2)	24	6	1	4%
mantenimineto	valvula ascensor (3/4)	2	1	0	1%
mantenimineto	cilindros simple efecto	134	32	2	19%
mantenimineto	cilindros doble efecto	12	1	0	1%
mantenimineto	motores eaton charlin	45	10	3	6%
TOTAL		564	168	15	100%

Total % garantias	30%
-------------------	-----

Nota. Presentación de garantías en el periodo 2020-2 y 2021-1

Se ha determinado que las fallas más comunes son causadas por fugas las cuales se presentan por un mal montaje humano, por piezas mal mecanizadas o por poros en las uniones hechas por medio de soldaduras, por lo que la empresa en este momento tiene como necesidad probar y hacer un seguimiento de calidad en todos los equipos antes de ser entregados a los clientes. Todas estas fallas representan pérdidas económicas tanto en personal como en maquinados, pérdida de tiempo en la operatividad y en casos extremos, provocar accidentes indeseados los cuales pueden ser perjudiciales para la salud, para la estabilidad de la empresa y la reputación de la compañía en el mercado.

Para dar con una solución a este problema, se propone a la empresa HIDRAULICA INDUSTRIAL JC SAS el diseño de un banco de prueba hidráulico mixto para realizar pruebas en sus equipos con mayor reporte de garantías y poder hacer entregas (sea ensamble o mantenimiento) en perfectas condiciones a los clientes evitando futuras novedades de garantías. Además, se pueden realizar registros con evidencias que beneficien tanto a la empresa como a los clientes.

Las pruebas más comunes que se hacen para cada equipo son:

- En cilindros: Verificación de presiones de avance y retroceso, fugas en uniones soldadas y elementos roscados, flexiones en ejes.
- En motores: verificación de torque, presiones y rpm (con base al caudal proporcionado), a su vez se verifican fugas.
- En válvulas para ascensores: presiones, verificación del sistema interno, inspección de válvulas tipo cartucho, determinación de plano hidráulico.

El banco de prueba que se propone, es adaptado a las pruebas más comunes previamente mencionadas con el fin de conocer el estado del equipo en condiciones de funcionamiento.

En este proyecto solo se tendrá en cuenta el diseño del banco de pruebas, cálculos, planos y manuales de operación por lo que no se presentará ninguna construcción física relacionada a su fabricación.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Diseñar un banco de prueba para cilindros hidráulicos, bloques de válvulas y un motor hidráulico para la empresa HIDRAULICA INDUSTRIAL JC SAS.

1.2.2 Objetivos específicos

- Conocer el funcionamiento interno de la empresa HIDRAULICA INDUSTRIAL JC SAS.
- Definir los parámetros de diseño.
- Diseñar el banco electrohidráulico.
- Hacer el manual de operación, mantenimiento y guías de laboratorio por ensayo del banco.
- Hacer el análisis del costo financiero.

2. CARACTERIZACIÓN DE LOS BANCOS DE PRUEBAS HIDRÁULICOS

En la actualidad, se puede encontrar una gran variedad de bancos de pruebas hidráulicos para distintos tipos de equipos o actuadores como por ejemplo para cilindros hidráulicos, motores hidráulicos, bombas hidráulicas, etc. Cada banco de prueba tiene ciertas especificaciones y parámetros donde es ahí que se establecen los rangos en las variables de los equipos como por ejemplo tamaños, presiones de funcionamiento, caudales, etc. y así definir qué tipo de banco de prueba se acopla a las necesidades que tenga una empresa.

2.1 Generalidades de los actuadores

2.1.1 Cilindro hidráulico

Los cilindros hidráulicos también llamados motores hidráulicos lineales, son actuadores mecánicos que se utilizan para dar una fuerza a través de un recorrido lineal. Los cilindros hidráulicos obtienen la energía de un fluido hidráulico presurizado, generalmente aceite, y consisten básicamente en dos piezas: Un cilindro y un pistón conectado a un vástago. El cilindro está cerrado por los dos extremos, en uno está el fondo y en el otro, la cabeza por donde se introduce el pistón, que tiene una perforación por donde sale el vástago. El pistón divide el interior del cilindro en dos cámaras: la cámara inferior y la cámara del vástago. La presión hidráulica actúa en el pistón para producir el movimiento lineal.

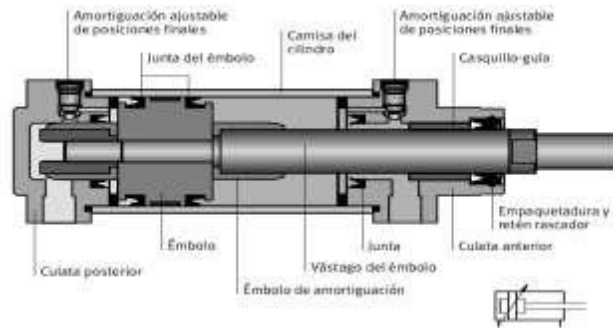
Esta fuerza que se ejerce es constante desde el inicio hasta la finalización de la carrera. La velocidad depende del caudal de fluido y de la superficie del pistón.

Características

- Los cilindros hidráulicos son capaces de desarrollar fuerzas superiores a otro tipo de tecnologías.
- Diversos tipos de tamaños.
- Alto grado de control de la velocidad de avance.
- Capacidad para generar fuerza en el avance y el retroceso. [10]

Figura 1

Cilindro hidráulico y sus partes



Nota. En la anterior imagen se muestran las partes de un cilindro hidráulico. Tomado de Camsa. “Cilindros hidráulicos”.

[En línea]. Disponible:

<https://www.camsametalurgica.com/cilindroshidraulicos>

(acceso 2021)

2.1.2 Motor hidráulico

Los motores hidráulicos transforman energía cinética del fluido en energía mecánica rotativa, la cual generalmente es aplicada a una carga mediante un eje.

Todos los motores hidráulicos tienen características de diseño similares: una superficie de accionamiento sujeta a presión diferencial, una manera de sincronizar la conexión entre fluido a presión hacia la superficie de presión para lograr una rotación continua y una conexión mecánica entre esta superficie y el eje.

La capacidad de la superficie de presión de soportar fuerza, las características de fuga interna de cada tipo de motor, y la eficiencia del método utilizado para conectar la superficie de presión con el eje, determinan el máximo desempeño de un motor en términos de presión, caudal, torque de salida, velocidad, eficiencias mecánica y volumétrica, vida útil, y configuración física. [11]

Figura 2

Motor hidráulico



Nota. Imagen de un motor hidráulico

2.1.3 Bloque de válvulas hidráulicas

El bloque de válvulas, que generalmente va instalado sobre el depósito de aceite del grupo impulsor, está formado por las válvulas de maniobra del circuito hidráulico del ascensor. Algunas son de accionamiento electromagnético abriéndose o cerrándose, comandadas por la maniobra eléctrica del ascensor. Recientemente se están incorporando sistemas electrónicos basados en un microprocesador en el que se memorizan las aceleraciones y deceleraciones a aplicar en función de la carga del ascensor y de la temperatura de la instalación [12].

2.1.3.a Conceptos generales de las válvulas.

2.1.3.a.i Válvulas electro hidráulicas. Las electroválvulas son dispositivos electromecánicos que se utilizan para controlar diferentes variables, se mueven gracias a la acción de una bobina solenoide, la cual tiene una forma cilíndrica con un hilo conductor que, al estar enrollado, produce un campo magnético intenso.

La corriente de esta bobina pasa por el hilo conductor, por lo que las bobinas más extensas tienen un campo magnético más uniforme. Es por esto que a este tipo de válvulas también se les conoce como solenoides, pues a partir de los pulsos eléctricos que generan, ejercen las acciones de apertura y cierre [13].

2.1.3.a.ii Válvulas de alivio de presión. Se requiere la descarga de la presión siempre que la presión de diseño de un sistema excede la que puede o se desea controlar. La válvula de descarga de presión, debido a su sencillez y funcionamiento automático, es quizá la más confiable para producir la apertura cuando ocurre sobrepresión [14].

2.1.3.a.iii Manómetro de presión. Es un indicador analógico utilizado para medir la presión de un gas o líquido, como agua, aceite o aire. A diferencia de los transductores de presión tradicionales, estos son dispositivos analógicos con un dial circular y un puntero accionado mecánicamente que han estado en uso durante décadas [15].

2.1.3.a.iv Presostato. El interruptor de presión es probablemente el dispositivo de interfaz eléctrica más común que se encuentra en los sistemas de energía de fluidos. La presión está presente de forma inherente en todos los sistemas, y las válvulas operadas por solenoide siguen siendo las más populares. Los interruptores de presión protegen a los operadores, la maquinaria y el trabajo en curso haciendo sonar alarmas y apagando el equipo si la presión es demasiado alta o demasiado baja. Estos componentes juegan un papel importante en los circuitos de automatización al señalar cuándo se contemplan los pasos de la secuencia o al señalar si se omiten [17].

2.1.3.a.v Válvulas direccionales. En todo equipo hidráulico debemos orientar el fluido hacerlo llegar a los sitios en los que queremos aplicar una determinada presión, esta orientación la logramos mediante las válvulas direccionales, la más sencilla de esta sería un registro corriente que tiene dos puertos o vías y si analizamos las posiciones independientemente de que tanto se encuentra abierta o cerrada decimos que tiene dos posiciones una abierta y una cerrada. Las válvulas direccionales son de cuatro tipos básicos diferentes [18].

V. direccionales de tipo pistón o esfera

V. direccionales de tipo carrete deslizante

V. direccionales de tipo carrete rotativo

V. direccionales de tipo proporcional

2.1.3.a.vi Válvulas reguladoras de flujo. Este tipo de válvula funciona de una manera simple ya que reduce el caudal que entra o sale del actuador para así modificar la velocidad del mismo. El caudal que pasa a través del control de flujo es controlado a partir de variación del área del orificio por el cual fluye. Se debe aclarar que el caudal pasante a través de un orificio está en relación directa con la raíz cuadrada del diferencial de presión. Si el caudal queda en manos de la variación del área solamente. Cuanto mayor sea el área del orificio mayor será la cantidad de fluido pasando por unidad de tiempo, a un diferencial constante [17].

2.2 Aplicaciones de los bancos de prueba según su tipo

No existe un banco universal para todos los sistemas y equipos hidráulicos de alta presión, ya que las pruebas aplicadas a cada componente son diferentes. Teniendo en cuenta su aplicación, se encuentran los siguientes tipos de banco de pruebas para sistemas hidráulicos:

2.2.1 Para bombas de circuito cerrado y abierto

Son utilizados para probar bombas de alta presión de circuito cerrado o abierto, con el objetivo de comprobar el rendimiento y la funcionalidad [20].

Figura 3

Banco de pruebas para bombas de circuito abierto y cerrado referencia DOSS-07



Nota. Foto de un banco de pruebas usado únicamente para bombas hidráulicas. Tomado de Kolven. “Bancos de prueba”. [En línea] Disponible: <http://www.kolben.es/servicios-hidraulica/bancos-de-prueba/>

2.2.2 Para accesorios hidráulicos

Diseñados para verificar que los componentes hidráulicos como válvulas, electroválvulas, cilindros, direcciones hidráulicas, motores, entre otros componentes tengan un adecuado funcionamiento y cumplan los requisitos del fabricante. [20]

Figura 4

Banco de prueba referencia TOTAL PLUS 011



Nota. Foto de un banco de pruebas para accesorios hidráulicos. Tomado de Kolven. “Bancos de prueba”. [En línea]

Disponible:

<http://www.kolben.es/servicioshidraulica/bancos-de-prueba/>

2.2.3 Para pruebas de válvulas proporcionales

Son similares a los de accesorios hidráulicos, diseñados para probar válvulas, cilindros de direcciones hidráulicas, distribuidores y motores, con el objetivo de que cumplan con los requisitos de funcionamiento del fabricante.

Figura 5

*Banco de prueba referencia TOTAL
PLUS 012*



Nota. Este banco de pruebas es muy similar al de la figura 4 pero tiene más opciones para realizar las pruebas. Tomado de Kolven. “Bancos de prueba”. [En línea] Disponible: <http://www.kolben.es/servicioshidraulica/bancos-de-prueba/>

2.2.4 Para motor reductores

Utilizados para probar reductores y moto reductores mediante pruebas y ensayos de rendimiento [20].

Figura 6

Banco de prueba para probar cualquier tipo de reductor



Nota. Este banco de prueba solo es usado para los motorreductores. Tomado de Kolben. “Bancos de prueba”. [En línea] Disponible: <http://www.kolben.es/servicios-hidraulica/bancos-deprueba/>

2.2.5 Dinámicos

Diseñados para probar bombas de alta presión y motores hidráulicos para verificar el funcionamiento [20].

2.3 Tipos de pruebas actuales para componentes hidráulicas

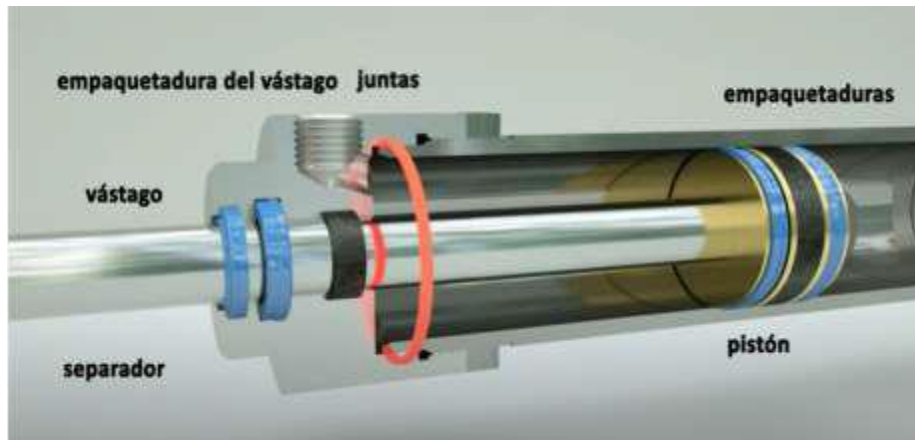
Como el diseño de este banco de prueba está pensado para realizar pruebas única y exclusivamente a cilindros hidráulicos, bloques de válvulas hidráulicas y motores hidráulicos, a continuación, se mencionan los procesos más comunes y adecuados que permiten conocer el estado funcional de cada dispositivo.

2.3.1 Tipo de pruebas para un cilindro hidráulico

2.3.1.a Análisis de fugas. Esta prueba se realiza de manera visual cuando el cilindro está realizando algún recorrido. Existen 2 tipos de fugas que son internas y externas. Las externas, son todos los escapes que puede tener el fluido en la carcasa del cilindro y estos son visibles por el operador. Generalmente se detectan por medio de fisuras o soldaduras mal aplicadas; Por otro lado, las fugas internas se pueden detectar cuando la eficiencia del cilindro es baja, lo cual produce una salida de respuesta más lenta y una caída de presión dentro del mismo. Esto ocurre cuando las empaquetaduras que contiene el cilindro ya están desgastadas y a su vez puede generar que el fluido salga del mismo cilindro.

Figura 7

Empaquetaduras de un cilindro



Nota. En la siguiente imagen se ven todas las empaquetaduras y donde se encuentran dentro de un cilindro hidráulico. Hidráulica y neumática. (10, jun, 2021) ¿Cómo funciona un cilindro hidráulico? [En línea]. Disponible: <https://www.youtube.com/watch?v=6rXpmRgsimo>

2.3.1.b Tiempo de recorrido. Esta prueba se realiza teniendo en cuenta el caudal (en galones por minuto) que está entrando en el cilindro y así determinar el tiempo que tarda el cilindro en terminar su recorrido aplicando la siguiente fórmula:

Ecuación 1

Tiempo de recorrido

$$\text{Tiempo (sec)} = \frac{\text{Area (in}^2\text{)} * \text{Recorrido (in)} * 0.26}{\text{GPM}}$$

El área corresponde al cilindro en su zona de operación y es con esta fórmula que se halla el tiempo que tarda el cilindro en hacer su recorrido. Si a la hora de realizar pruebas este no se acerca en lo absoluto al valor teórico, se puede decir que hay algún tipo de fuga en el cilindro o en el circuito hidráulico en el que se encuentra conectado.

2.3.1.c Prueba de presión o de fuerza. Esta prueba comúnmente se realiza de manera práctica aplicando cargas al cilindro hidráulico y así conocer la presión que hay al interior del cilindro. Por medio de un manómetro conectado en la entrada del cilindro, se sabe cuánta presión entra en cilindro y a su vez conociendo su área interna, se puede calcular qué tanta fuerza puede ejercer el cilindro por medio de la siguiente fórmula:

Ecuación 2

Ecuación de fuerza

$$Fuerza = Área * presión$$

El resultado puede ser medido por un dinamómetro que es el más usual actualmente o de manera práctica realizando el desplazamiento de algún objeto donde su masa se aproxime a la fuerza que debe ejercer el cilindro a esa presión.

2.3.1.d Prueba de ruido. Los cilindros por lo general son silenciosos en su funcionamiento, por lo tanto, si se detecta algún tipo de ruido fuera de lo normal, se relaciona directamente al estado de las piezas que componen el cilindro. Esto puede ser causado por varias situaciones:

- Hay partículas dentro del cilindro que generan fricción entre el émbolo y las paredes del mismo cilindro.
- El vástago puede presentar una flexión y esto genera un tipo de fricción a la hora de entrar y salir del cilindro.
- El eje del cilindro no está totalmente centrado.
- Existe algún tipo de corrosión en las paredes del cilindro.

2.3.2 Tipo de pruebas para un bloque de válvula para ascensor

2.3.2.a Prueba de presión. Esta prueba consiste en analizar el comportamiento que tiene el bloque de válvula cuando entra y sale el aceite con una presión. Estos bloques tienen en su interior una válvula de alivio quien es la encargada de regular la presión en la salida, por lo tanto, se realiza una prueba donde la válvula de alivio no tiene ninguna interferencia en el paso del fluido y así conocer si este tiene fugas en su interior comparando la presión del fluido a la entrada como a la salida donde ambas deben de ser relativamente iguales ya que no hay pérdidas de energía dentro del bloque. Si en llegado caso se presenta una caída de presión a la salida, una de las causas es que esté presente fugas internas. La otra prueba es cuando se ajusta la válvula de alivio con los parámetros que se requieren para su funcionamiento, realizando varios experimentos donde se cambia la presión de entrada del fluido y que la presión a la salida no presente alguna variación en la presión de salida para garantizar la seguridad del equipo.

2.3.2.b Prueba de seguridad. En esta prueba se simula cuando hay algún tipo de bloqueo en un ascensor o desenergización en la válvula que permite el paso del fluido. Esta prueba se realiza aplicando cargas que simulan el peso que este puede elevar donde se garantiza que el objeto de prueba quede completamente quieto cuando este se desenergice. Para generar algún movimiento de descenso en estas condiciones, se realiza la prueba de drenado siendo este activado únicamente por un operario, de lo contrario el objeto queda en su posición de bloqueo.

2.3.3 Tipo de pruebas para un motor hidráulico

2.3.3.a Prueba de contrapresión. Esta prueba depende de la apertura de una válvula que permite el paso del fluido luego de salir del motor cuando está en funcionamiento. Consiste en cerrar la válvula de paso para que este genere una contrapresión en la salida del motor, por lo tanto, la presión en la entrada aumentaría ya que el motor está generando un sobre esfuerzo. Se determina las revoluciones a las cuales gira el motor hidráulico cuando la válvula de salida esté completamente abierta (no hay presión a la salida) y otra prueba cuando al cerrar la válvula, la presión a la entrada sea aproximadamente 1500 Psi (presión máxima de funcionamiento de un motor hidráulico de pequeñas dimensiones) y conocer la caída de revoluciones que tiene el motor en ese momento. Luego se aplica la siguiente ecuación para conocer la caída de eficiencia que si supera una caída del 15% se entiende por defecto que el motor presenta alguna falla de funcionamiento.

Ecuación 3

Caída de eficiencia

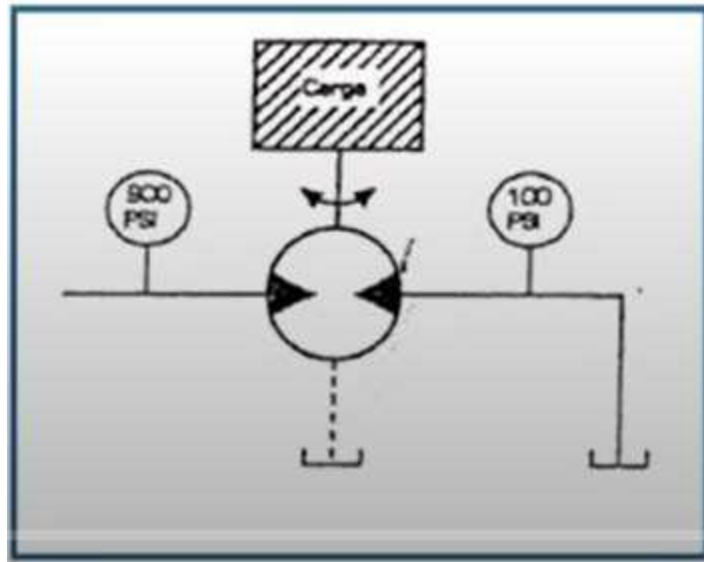
$$\text{Caída de eficiencia \%} = \frac{\text{Rpm 1} - \text{Rpm2}}{\text{Rpm 1}} * 100$$

2.3.3.b Prueba de fugas. Es una prueba visual, donde por un periodo de tiempo se permite que la bomba funcione sin carga a su salida y a su vez con su máxima capacidad de presión a la entrada, girando a su máxima velocidad (en rpm) para verificar que el motor no presente ningún tipo de fuga. Se compara a su vez las revoluciones a las cuales gira el motor a esa presión con las revoluciones de la ficha técnica que entrega el fabricante. Para considerar que el caudal puede llegar a variar en algunas ocasiones, la variación de los rpm reales debe ser mínimas a comparación del rpm que dice el fabricante.

2.3.3.c Prueba de torque. El torque que un motor hidráulico puede ejercer, depende netamente de un diferencial de presión entre su presión de entrada y su presión de salida.

Figura 8

Diferencial de presión



Nota. Se muestra la diferencia de presión que hay entre la entrada del motor y la salida. Tomado de Youtube. Hidráulica y neumática. ¿Cómo funciona un cilindro hidráulico? 2010. Disponible: <https://www.youtube.com/watch?v=6rXpmRgsimo>

Quiere decir que entre mayor sea el diferencial de presión, mayor torque está generando el motor. Para calcular el torque se sigue la siguiente fórmula:

Ecuación 4

Fórmula de torque para un motor

$$T = C_m * \Delta P * N_{mec}$$

Donde:

T= torque

C_m= Desplazamiento (in³/rev), (cm³/rev)

ΔP= Diferencial de presión

N_{mec} = Eficiencia mecánica (dada por el fabricante)

Teniendo el valor del torque que el motor puede generar a esas condiciones, este puede ser medido a través de distintos sensores o realizando pruebas manuales para saber si el motor

está generando el torque que previamente se calculó y saber la eficiencia del mismo para así determinar si este requiere de algún tipo de reparación o si sus condiciones de funcionamiento son las adecuadas.

2.4 Controladores lógicos programables (PLC)

Es una computadora industrial que tiene como finalidad, que las máquinas desarrollen efectivamente todos los sistemas que la componen.

Los PLC tienen la capacidad de analizar datos en tiempo real y convertir esa información en alguna función en específico ya sea a través de sensores que reciben una señal que pueden ser de tipo analógica o digital para transformarla en otra señal donde este haga alguna función o en su defecto, convertir toda esa información en una gráfica o en datos que pueda ser leída por el usuario.

3. FUNDAMENTOS DE LA TEORÍA HIDRÁULICA

3.1 Número de Reynolds

Dentro de un conducto el comportamiento de un fluido depende de si el flujo es laminar o turbulento y esto se debe particularmente a las pérdidas de energía que ocurren con el paso del fluido por donde este se transporta. Cualquier sistema tiene pérdidas de energía por la fricción que hay entre el fluido y el borde del conducto. Esta pérdida de energía se debe a factores como el tipo de flujo, tamaño del conducto, viscosidad del fluido y la superficie de la pared.

Para conocer el comportamiento que tiene un fluido dentro de un conducto con área transversal circular, Osborn Reynolds logró demostrar que el flujo de un tubo depende de la densidad del fluido, viscosidad del fluido, diámetro de la tubería y la velocidad promedio del flujo, además es posible predecir si el flujo es laminar o turbulento conociendo la magnitud de un número adimensional llamado el número de Reynolds (N_r), representado por la siguiente ecuación.

Ecuación 5

Número de Reynolds

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = \frac{vD}{\nu}$$

Donde:

N_r = Número de Reynolds

v = Velocidad promedio del fluido

D = Diámetro del tubo

η = Viscosidad del fluido

ρ = Densidad del fluido

Se debe garantizar que el número de Reynolds sea adimensional y es posible demostrarlo sustituyendo las unidades del SI en la ecuación:

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = v * D * \rho * \frac{1}{\eta}$$

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = \frac{m}{s} * m * \frac{kg}{m^3} * \frac{ms}{kg}$$

El número de Reynolds indica la relación de las fuerzas de inercia sobre las fuerzas viscosas presentes en un fluido. Las de inercia son aquellas que tiene cualquier cuerpo que sufre una aceleración o desaceleración y este cumple con la segunda ley de Newton. Las fuerzas viscosas son aquellas que se oponen al movimiento del fluido al rozar sus partículas con otra superficie, esta se relaciona con el producto del esfuerzo cortante por el área. Los flujos que tienen un número de Reynolds grande, por lo general son aquellos con una alta velocidad y baja viscosidad, tienden a ser turbulentos, aquellos que tienen baja velocidad y alta viscosidad, el número de Reynolds tiende a ser bajo donde se considera que es un flujo laminar. Cuando el número de Reynolds es menor a 2000, el flujo será laminar y mayor a 4000 se puede suponer que el flujo es turbulento. A los números entre 2000 y 4000 se les conoce como región crítica ya que resulta imposible predecir qué tipo de flujo existe. Esta región no causa gran dificultad dentro de los sistemas, ya que la mayoría de aplicaciones típicas incluyen flujos ubicados dentro del rango laminar o turbulento, y cuando un flujo se encuentra en esta región de incertidumbre lo normal es cambiar la velocidad el flujo o el diámetro del tubo para que el flujo se encuentre en una región manejable de manera definitiva para poder realizar un análisis con mayor precisión.

3.1.1 Flujo laminar

Un fluido en estado laminar parece fluir en varias capas sin entremezclar donde cada partícula sigue una trayectoria llamada línea de corriente, en estas se crea un esfuerzo cortante dada la viscosidad que tiene el fluido, por esto se pierde energía debido a que se superan las fuerzas de fricción producidas por el esfuerzo cortante. A pesar de ello como el flujo laminar es tan regular, ordenado, estratificado y suave, se deduce una relación entre la pérdida de energía y los parámetros medibles del sistema de flujo (Propiedades de viscosidad del fluido, el peso específico del fluido, longitud-diámetro de la tubería y la velocidad promedio), a esta relación se le conoce como ecuación de Hagen-Poiseuille:

Ecuación 6

Ecuación de Hagen-Poiseuille

$$h_L = \frac{32\eta Lv}{\gamma D^2}$$

Donde:

hl= Pérdida de energía

v= Velocidad promedio del fluido

D= Diámetro del tubo

n= Viscosidad del fluido

L= Longitud del tubo

Y= Peso específico del fluido

Esta ecuación ha sido comprobada de manera experimental, la pérdida de energía es independiente de la superficie de la tubería, y la magnitud de esta se determina por las pérdidas por fricción viscosa dentro del fluido. Una de las funciones del flujo laminar es proporcionar un área de flujo libre de partículas en el que se garantiza la protección y estabilidad en el flujo dentro de un sistema de tuberías sin afectar el proceso.

3.1.2 Flujo turbulento

Un fluido en estado turbulento es bastante caótico ya que varían constantemente y tiene tendencia hacia el desorden con trayectorias circulares erráticas muy parecidas a los remolinos. Esto ocurre generalmente cuando las velocidades de flujo son muy altas o cuando las fuerzas viscosas son muy pequeñas, la turbulencia se origina por la existencia de moléculas que se mueven a diferentes velocidades, además este tipo de flujo puede desarrollarse en conductos lisos como en conductos rugosos, por esto se debe tener en cuenta la rugosidad relativa de la tubería que es la relación entre el diámetro de la tubería y la rugosidad promedio de la pared de la tubería, esta condición depende del material y el método de fabricación debido a que la rugosidad es una variable muy irregular que para ser medida es necesario utilizar técnicas de promedio.

Tabla 2*Rugosidad de tuberías más utilizadas*

Material	Rugosidad ϵ (m)	Rugosidad ϵ (ft)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	3.0×10^{-7}	1.0×10^{-6}
Tubo estirado; cobre, latón, acero	1.5×10^{-6}	5.0×10^{-6}
Acero, comercial o soldado	4.6×10^{-5}	1.5×10^{-4}
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}	5.0×10^{-4}
Hierro dúctil-revestido	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Hierro dúctil-sin revestir	2.4×10^{-4}	8.0×10^{-4}
Concreto	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Acero remachado	1.8×10^{-4}	6.0×10^{-3}

Nota. Características de rugosidad de materiales aplicados en tuberías. Tomado de R. Mott. Mecánica de fluidos aplicada. Séptima edición. Pearson.

Existen dos tipos de turbulencia. La turbulencia de pared que es generada por las condiciones viscosas del fluido al estar en contacto con las paredes de la tubería y la turbulencia libre que es producida en ausencia de la pared y generada por el movimiento de las capas del fluido a diferentes velocidades que causan un esfuerzo cortante.

Cuando el flujo entra en un régimen turbulento, el fluido forma tres subcapas, una subcapa donde el movimiento es primariamente viscoso y la velocidad varía linealmente, esta subcapa

no es estrictamente laminar y es fundamental para determinar las fuerzas de arrastre del fluido. Una subcapa de transición donde el flujo es turbulento, pero aun así la viscosidad influye y por último está la zona turbulenta donde se asume que se encuentra en este régimen por el fenómeno de flujo cercano a la pared y la teoría de longitud de mezcla de Prandtl. En estos tubos lisos predominan los efectos de viscosidad y el factor de fricción depende del número de Reynolds. En el caso de que el tubo sea rugoso se tienen dos casos, el tamaño de la rugosidad sea mayor o menor que las subcapas viscosas. Al ser mayor la viscosidad no tendrá ningún efecto sobre el factor de fricción, y este solo depende de la rugosidad relativa. Cuando es menor se presenta un régimen de transición entre el movimiento turbulento liso y el movimiento turbulento rugoso, donde el factor de fricción depende del número de Reynolds y la rugosidad relativa.

3.2 Pérdidas de carga en un circuito hidráulico

Las pérdidas de carga en un circuito hidráulico afectan directamente en un aumento de consumo de energía. Los más comunes se dan por cambios locales de sección, cambios bruscos en la dirección de la trayectoria del flujo y/o por la fricción que hay entre el fluido y la capa de material que lo contiene donde estas son muy comunes, pero poco relevantes en los sistemas hidráulicos, ya que si bien es algo muy usual usar la manguera por practicidad en instalación.

Las instalaciones con manguera no tienden a ser de largos recorridos, aparte de estos factores finalmente se llega al factor de pérdida de carga más alto en los circuitos. En este circuito también se encuentran las comúnmente llamadas pérdidas por accesorios, que para este caso se encuentran en las válvulas reguladoras de flujo, válvulas reguladoras de presión y válvulas direccionales.

Con estas pérdidas lo que se consigue es lograr una sumatoria final, donde se obtiene un valor el cual tiene que ser incluido en el diseño y corregido para determinar una potencia adecuada. Hay que aclarar que las pérdidas en estos circuitos al no ser tan extensos y tener presiones tan altas tienden a ser casi imperceptibles al transportar la potencia final.

3.3 Fluidos para sistemas hidráulicos

El fluido hidráulico es un líquido usado para transmitir potencia con la finalidad de transformar y controlar los esfuerzos mecánicos a través de la variación del flujo sea en

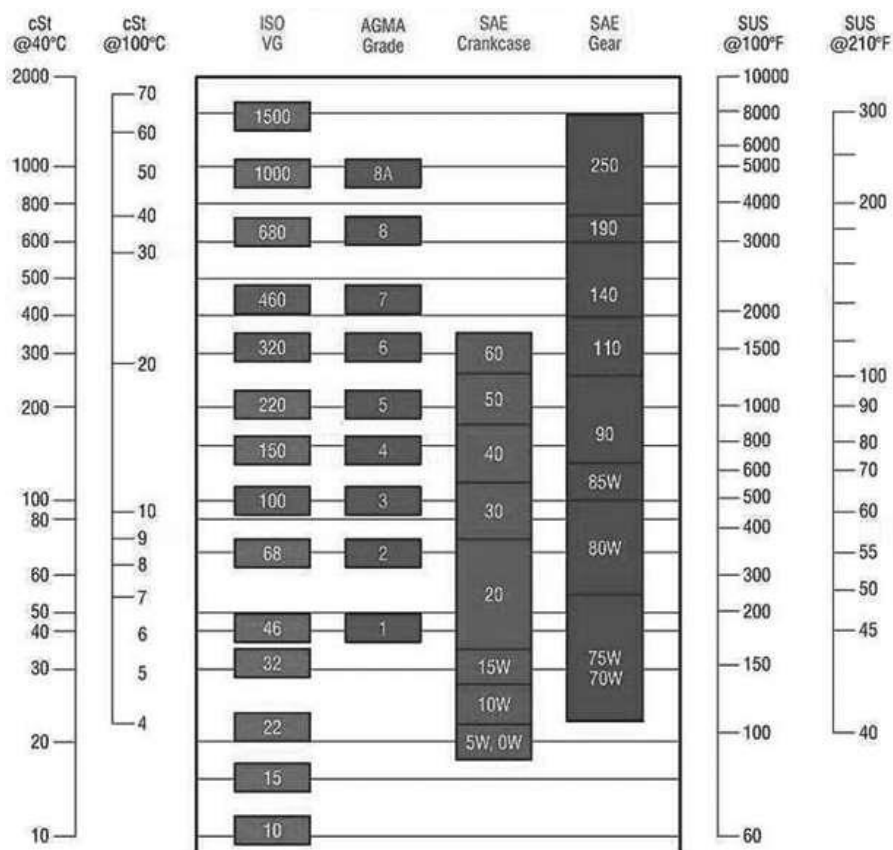
caudal o en presión. El fluido hidráulico se conforma básicamente en aceite base combinado con aditivos que minimizan la oxidación y desgaste.

El objetivo de los aceites y en general de los lubricantes; es proteger y cuidar las máquinas mejorando su vida útil sobre las piezas lubricadas teniendo beneficios directamente en la productividad de las máquinas. A su vez sirve de sello en espacios pequeños libres y es muy útil en ciclos largos y continuos para su adecuada refrigeración. Sin embargo, la viscosidad en los aceites es una propiedad importante la cual es determinada dependiendo del tipo de ambiente o uso que se le dé en un sistema.

El valor de la viscosidad depende directamente de su temperatura y se tiene que a baja viscosidad su aplicación es para cargas pequeñas y altas velocidades y cuando se tiene altas viscosidad su aplicación es para altas cargas y velocidades bajas. La clasificación de viscosidad en aceites se realiza según la norma DIN 51 519, cuanto mayor sea el número, más viscoso será el líquido. A continuación, se muestra una tabla para las diversas unidades de medida de este fluido.

Figura 9

Esquema de fluidos para sistemas hidráulicos



Nota. La siguiente grafica muestra el grado de viscosidad del aceite expresado en diferentes normas. Tomado de Dakolub.(19, nov, 2019) Diferencia entre grado Iso, Sagma y Sae.[En línea].Disponible: <https://dakolub.com/diferencias-grados-iso-saeagma/>

3.4 Filtros

Los filtros son elementos esenciales en los sistemas de potencia hidráulicos ya que regulan la cantidad de partículas sólidas contaminantes dentro del sistema, estos protegen el ciclo hidráulico de daños internos como lo son rayones, rupturas en piezas o empaques, inserciones que producen fugas o taponamientos. Esto evita que tengamos pérdidas en nuestro sistema, presiones indeseadas, flujos modificados o incluso cavitaciones.

3.4.1 Clasificación de los filtros

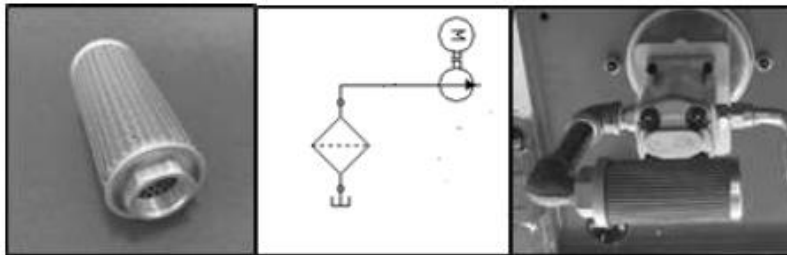
Los filtros se miden dependiendo su mallado el cual se da en micras, en su capacidad de flujo el cual se dimensiona según fabricante y en el caso de ser usado para presiones altas se les clasifica según su estructura externa o de contención.

3.4.1.a Filtros de succión. Estos filtros son denominados gracias a la posición en donde se ubica, ya que están diseñados de tal manera que no afecte la integridad y el buen funcionamiento de la bomba. Estos filtros se ubican antes de la entrada de succión que generalmente algunas bombas ya lo traen integrado por defecto.

Los filtros de succión se clasifican por su tamaño o capacidad de flujo, las micras en el mallado no suelen cambiar y no son resistentes a ningún tipo de presión diferente a la que ejerce la bomba para la succión. A continuación, se presenta un filtro y su correspondiente ensamble.

Figura 10

Filtro de succión



Nota. Montaje de un filtro de succión

3.4.1.b Filtros de presión. Los filtros de presión son poco frecuentados para el uso general de aplicaciones, esto porque la gran parte de partículas sólidas y nocivas para el sistema quedan atrapadas antes de ingresar a la bomba, en el filtro anteriormente nombrado. Sin embargo, estos filtros cuentan con excelentes propiedades para soportar altas presiones (0- 400 bar) y posee mallados muy finos que están rondando las 3 - 5 micras como mínimo.

3.4.1.c Filtros de retorno. Los filtros de retorno son igual de esenciales en cualquier ciclo hidráulico ya que retiene partículas obtenidas durante el proceso y tienen que ser retenidas antes de entrar al contenedor de aceite para que no contaminen el inicio del ciclo, estos filtros se ubican generalmente en donde el aceite ya ha hecho su recorrido y realizado su trabajo.

Las características de estos filtros es su capacidad de flujo, fino mallado y fácil mantenimiento, este filtro generalmente viene acompañado de un indicador de saturación para el correspondiente mantenimiento. Este filtro no soporta presiones mayores a los 13 bar.

3.4.2 Pérdida de cargas en filtros

La pérdida de carga en los filtros depende del medio filtrante, de la propia carcasa del filtro y del caudal. La pérdida de carga aumenta progresivamente con el tiempo, a medida que el filtro se va ensuciando. Una pérdida de carga excesiva indica que es necesario sustituir el filtro. En general, seleccionar filtros con la menor pérdida de carga posible suele ser rentable, así como seleccionar una frecuencia adecuada para su sustitución. [21]

3.5 Mangueras hidráulicas de alta presión y conectores roscados

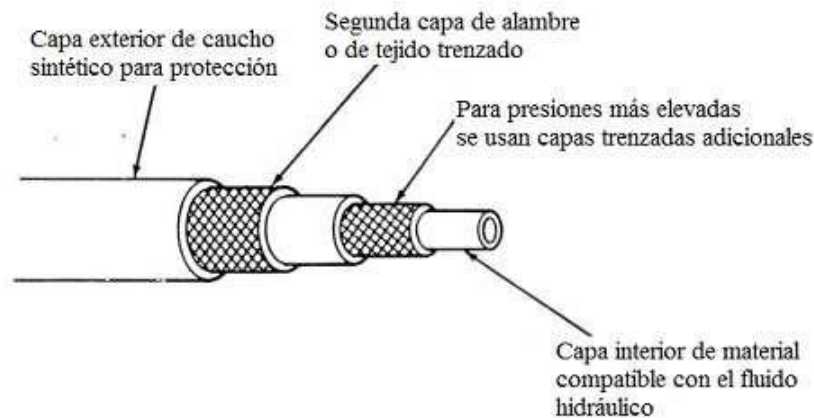
Las mangueras suelen ser denominadas como tubos flexibles que permiten transportar un fluido de un lugar a otro. Las ventajas de este tubo flexible es su fácil instalación y gran capacidad de resistencia a la intemperie, cargas externas y cargas de presión internas ocasionadas por el fluido que pasa dentro de ella.

Existen mangueras hidráulicas de baja, media, alta y extrema presión donde la capacidad para soportar estas presiones va ligada a su área, por lo que se relaciona el tamaño del diámetro con la presión que este puede soportar, aunque así mismo se verá afectado su caudal.

3.5.1 Estructura de una manguera hidráulica de alta presión

Figura 11

Estructura de una manguera hidráulica



Nota. Se muestran todas las capas que tiene una manguera hidráulica de alta presión. Tomado de N. Chariguamán, L. Vargas. Repotenciación de un elevador electrohidráulico tipo dos columnas, para la implementación en el taller de la escuela de ingeniería automotriz. Tesis de grado. Riobamba. Escuela superior politécnica de Chimborazo. 2014.

La estructura de una manguera hidráulica es sencilla y consta de tres capas. La primera capa es interna y consiste en un tubo flexible el cual es fabricado con materiales similares al fluido que pasa dentro de ella y su superficie tiende a ser lisa. Esta capa determina la medida de la manguera respecto al flujo que pasa por esta. La segunda capa o capa intermedia, son mallas en acero que recubren la primera capa y es la que clasifica la resistencia de la manguera. Por último, la tercera capa o capa externa sirve para proteger la integridad de la misma de diferentes factores como la intemperie, abrasión y productos químicos; además, en esta superficie se describe el tamaño, la norma, la resistencia y la presión máxima de trabajo. Para tener una mejor idea a la hora de seleccionar que tipo de manguera sirve para distintas aplicaciones, se puede tener en cuenta la siguiente tabla:

Tabla 3*Presiones de trabajo para diferentes secciones de tubo*

Sección de tubo mm	1. Emplear tubo para presión MEDIA, una malla de alambre, con presiones de trabajo de: (psi)	2. Emplear tubo para ALTA presión, múltiples mallas de alambre, con presiones de trabajo de (psi)	3. Emplear tubo para MUY ALTA presión con espirales de alambre, con presiones de trabajo de: (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

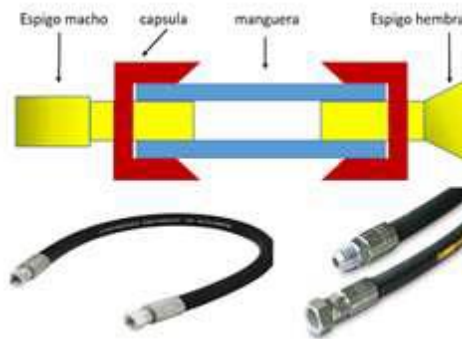
Nota. Tomado de J. Coloma, E. Rivadeneira. “Diseño y construcción de un banco de pruebas para sellos de cilindros hidráulicos de pistón de doble efecto de hasta una longitud de 1,5 metros de carrera”. Trabajo de grado. Sangolquí. Escuela politécnica del ejército. 2006. [PDF]

3.5.2 Conectores de una manguera hidráulica

La adaptación de una manguera hidráulica depende del tipo de conexión que se requiera en sus extremos, el cual puede ser macho o hembra dependiendo del elemento. También puede variar su posición de conexión a 0° (rectas), a 45° o tipo codo a 90°. Luego de seleccionar el tipo de conector que se requiere, se procede al grafiado de la manguera. Esta acción consiste básicamente en la unión de las tres piezas (espigo, cápsula y manguera) por medio de un prensado y una deformación en la cápsula que no es reversible y así obtener el tipo de conexión deseado.

Figura 12

Adaptaciones de conectores



Nota. Instalación de los conectores a una manguera hidráulica

3.5.3 Adaptadores

Son aquellos elementos que permiten realizar empalmes adaptando una medida de salida con una medida de entrada, es decir, se puede aumentar o disminuir el tamaño de conexión con algún fin en específico. Por ejemplo, que el tamaño de la salida de la manguera sea más grande que el tamaño de la cavidad de entrada del cilindro hidráulico a conectar.

Existe una infinidad de adaptadores en el mercado, variando materiales de fabricación, calidad, tipo de roscas a la entrada y de salida, presión máxima a resistir, etc.

Figura 13

Adaptadores hidráulicos



Nota. La anterior imagen muestra una gran variedad de adaptadores para las mangueras según el uso que se desee dar. Tomado de Roydisa. “Adaptadores hidráulicos”. [En línea] Disponible: <https://www.roydisa.es/archivos/productos/adaptadores-hidraulicos> (acceso 2021)

3.5.4 Regulación caudal de entrada

La velocidad de un actuador es proporcional al caudal suministrado, así como el torque es proporcional a la presión (esquema de transformación). En la gran mayoría de circuitos hidráulicos se debe controlar la velocidad de los actuadores para optimizar el trabajo, este es el caso de los cilindros que deben acercarse rápidamente al elemento con el que se desea tener contacto y cuando su vástago se encuentre a determinada distancia de dicho elemento, este debe disminuir la velocidad para poder generar el contacto sin afectar la estructura de alguna pieza por un impacto. La forma convencional de reducir el caudal es la utilización de controles de flujo. Este tipo de válvula funciona de una manera simple ya que reduce el caudal que entra o sale del actuador para así modificar la velocidad del mismo.

El caudal que pasa a través del control de flujo, se controla a partir de la variación del área del orificio por el cual fluye (Se debe aclarar que el caudal pasante a través de un orificio está en relación directa con la raíz cuadrada del diferencial de presión). Si mantenemos un diferencial constante y variamos el área del orificio, se puede decir que el caudal depende de

la variación del área únicamente. Cuanto mayor sea el área del orificio, mayor será la cantidad de fluido pasante por unidad de tiempo, a un diferencial constante.

La regulación del flujo en la entrada es con el objetivo de revisar el comportamiento del actuador con diferentes caudales, en este caso se usará un regulador unidireccional el cual comprende de una estranguladora en ambas vías y un cheque en un solo sentido. A continuación, se presenta la simbología y su funcionamiento.

Figura 14

Funcionamiento de un regulador unidireccional



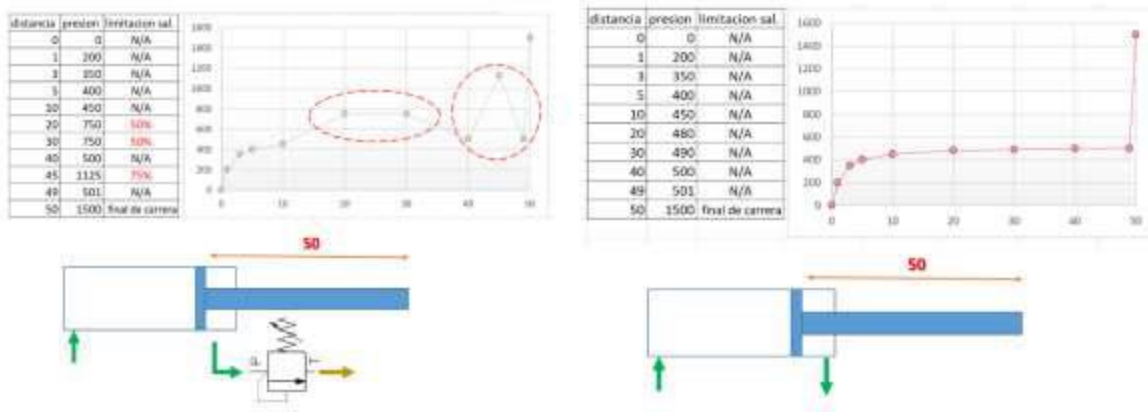
Nota. Posibles casos de cómo actúa un regulador unidireccional

3.6 Regulación presión de salida

La función de regular la presión de un sistema o un ramal del sistema principal garantiza que el sitio donde se encuentra instalada no subirá de cierto nivel de presión. Sin embargo, en esta ocasión se le dará un uso muy particular que consiste en restringir el paso de fluido generando una contrapresión permitiendo simular una carga en oposición al movimiento de avance o retroceso. Esto ayuda en la practicidad de pruebas de carga eliminando la opción de simular el esfuerzo con objetos que simulen cargas. A continuación, se presenta un diagrama en el cual se puede observar el movimiento normal de un cilindro y el movimiento forzado con una regulación de presión en la salida.

Figura 15

Prueba experimental de un cilindro hidráulico



Nota. La anterior prueba de laboratorio muestra el funcionamiento de un cilindro cuando tiene un movimiento libre y un movimiento con retención a la salida del vástago. D. Bobadilla. Prueba experimental a un cilindro hidráulico. 2021. Hidráulica Industrial JC SAS

3.7 Avance de un cilindro hidráulico

Los cilindros hidráulicos obtienen energía de un circuito o instalación hidráulica de forma mecánica. También se obtiene energía del fluido hidráulico que está presurizado y estos son los cilindros más utilizados en las instalaciones hidráulicas donde son clasificados según su forma de operación. Los cilindros hidráulicos pueden ser de simple efecto, doble efecto y telescópicos. En el primero, se empuja el pistón en un sentido por el fluido hidráulico y una fuerza externa que puede ser un resorte lo retrae en sentido contrario. El doble efecto utiliza la fuerza del fluido hidráulico para mover el pistón en ambas direcciones mediante una válvula o solenoide. Por último, el cilindro telescópico que contiene cilindro de menor diámetro en su interior y se extiende por etapas.

El avance de un cilindro va de la mano con la velocidad en que se llena alguna de sus cámaras o cámara única donde se juega con el caudal y el tiempo necesario para llenar por completo cada cámara. El avance depende de la función que cumpla cada cilindro ya que a veces se requiere alta velocidad, pero poca fuerza o baja velocidad y alta presión. Estas dos propiedades (Alto caudal y Alta presión) juegan un factor crucial en la selección de motor y cálculo de potencia.

Ecuación 7

Volumen de un cilindro

$$V = A^2 * L$$

Donde:

V= Volumen del cilindro

A= área del émbolo

L= Carrera de desplazamiento del cilindro

Ecuación 8

Relación caudal vs volumen

$$t = V/Q$$

Donde:

t= Tiempo

V= Volumen del cilindro

Q= Caudal que entra en la recamara

3.8 Motor hidráulico de orbitales

Los motores orbitales básicamente como todos los otros tipos de motores convierten la energía hidráulica en energía mecánica, estos motores se caracterizan por su diseño de alto torque y de desplazamiento fijo. Estos motores funcionan con un desplazamiento fijo el cual determina la velocidad y una presión diferencial la cual determina el torque.

En un caso de estudio en condiciones ideales el torque del motor hidráulico operado a presión constante debería ser constante con el incremento de velocidad. Sin embargo, para incrementar la velocidad debemos incrementar el caudal y las pérdidas aumentan entre las tomas del motor lo que genera un decrecimiento en el torque de salida.

4. DISEÑO CONCEPTUAL DEL BANCO DE PRUEBAS

4.1 Metodología de diseño

El diseño del banco de pruebas para la empresa HIDRAULICA INDUSTRIAL JC SAS se realiza con base a las necesidades y requerimientos que la misma empresa ha manifestado, por lo tanto, las pruebas que se realizarán a cada dispositivo son:

- En cilindros: Prueba de fuerza, Análisis de fugas (externas e internas), prueba de avance.
- En Motores: verificación de torque, presiones y rpm (con base al caudal proporcionado), verificación de fugas.
- En Válvulas para ascensores: análisis de presiones bajo distintas condiciones, inspección de válvulas tipo cartucho.

4.1.1 Características de los equipos a los que se realizarán las pruebas

Desde el comienzo del documento se ha aclarado que las pruebas se realizarán a las referencias de los equipos que más presentan novedades de garantías, por lo tanto, los cálculos del diseño de este banco de pruebas se hacen teniendo en cuenta las características de los dispositivos seleccionados que son:

En el sector válvulas:

válvulas para ascensor de carga **ref. kvs 04** (1/2) válvula para ascensor simple efecto. presión Max 2000 psi Caudal Máx. 6 gal/min

Figura 16

Bloque de válvula kvs 04 (1/2)



Nota. Foto de una válvula para ascensor Kvs 04

En el sector cilindros:

Cilindros doble efecto **ref.1**, Diámetros interno: 2 ½” (63,5 mm) , externo: 3” (76,2 mm), longitud de recorrido [350 mm], presión Max 2000 psi. Caudal Máx. 6 gal/min con anclaje trasero flanche cuadrado y anclaje delantero con pivote.

Cilindros simple efecto **ref. 2**, Diámetros interno: 2 ½” (63,5 mm), externo: 3” (76,2 mm), longitud de recorrido [2000 mm], presión Max 1000 psi. Caudal Max 6 gal/min con anclaje trasero flanche cuadrado y anclaje delantero con ojo.

En el sector motores:

Motor tipo SAE A eje liso de 4 en fijación (eje: Danfoss OMP X160), Presión Max 2000 psi. Caudal Max 6gal/min. Peso: 6,2 Kg, Cilindrada: 155,7 cm³ Velocidad máxima: 385 rpm y un Torque máximo: 380 Nm.

Figura 17

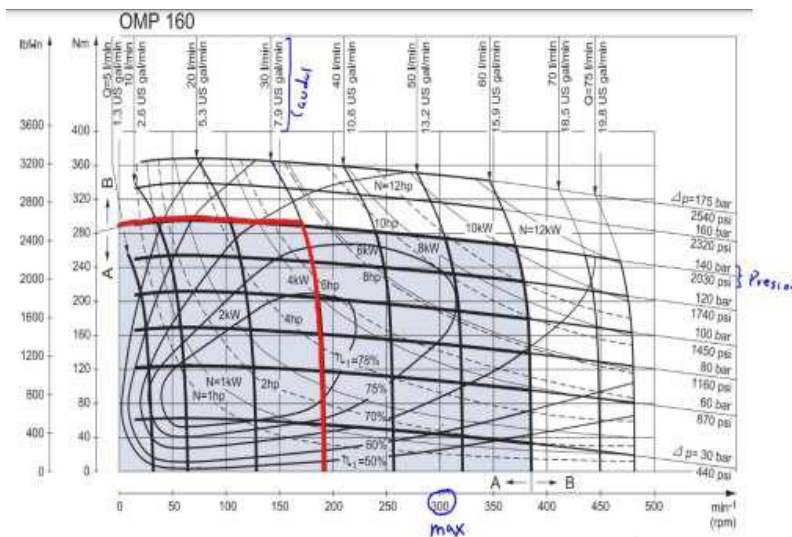
Motor hidráulico



Nota. Foto de un motor hidráulico de orbitales

Figura 18

Condiciones de funcionamiento del motor hidráulico



Nota. Condiciones máximas de funcionamiento del motor hidráulico

4.2 Opciones para la medición de torque en un motor hidráulico

4.2.1 Par hidráulico

Consiste en conectar el eje del motor a una inercia donde está instalado un sensor que mide el torque que produce el motor a través de un sistema interno compuesto de álabes sumergidos en aceite donde por medio de la turbulencia que se genera en el interior, el sensor es capaz de indicar el torque hidráulico producido. El sensor requiere de un programa entregado por el fabricante. **Ventajas:** Lectura en tiempo real y de manera precisa el torque que produce el motor

Desventajas: Costo muy alto de obtención y de instalación además de que tendría que ser importado desde EEUU.

4.2.2 Pesas de prueba

Se crean distintos discos con diferentes pesos que encajan con el eje del motor sin que estos generen un esfuerzo que pueda afectar algún componente del mismo motor. Si se conoce la masa y el área del objeto, se puede calcular su inercia para así conocer qué tanto torque se requiere para poder hacer girar la masa.

Ventajas: Bajos costos para realizar las pruebas y el tiempo de prueba es muy corto

Desventajas: Se evidencian grandes limitaciones en las pruebas ya que un alto peso puede deformar el eje del cilindro.

4.2.3 Sistema de freno

Se implementa un sistema de freno hidráulico similar al de una motocicleta donde un disco se instala en el eje del motor y por medio de mordazas con un sistema que permita controlar la fuerza aplicada para su frenado, se pueda calcular el torque relacionando las rpm con el freno y sin el freno activado y a su vez la fuerza de rozamiento.

Ventajas: Se facilita el montaje del motor hidráulico

Desventajas: Se debe recurrir a más estudios y cálculos que hacen más complejo el sistema para poder dar con el valor del torque que genera el motor además de que se requiere de un gran espacio para la instalación del freno.

4.2.4 Conexión a bomba

Se conecta el eje del motor con el eje de una bomba hidráulica que contengan propiedades mecánicas similares por medio de un multiplicador de rpm ya que una bomba funciona a altas rpm y se relaciona la potencia mecánica que genera el motor con la potencia hidráulica que genera la bomba donde en su salida se ubica una válvula reguladora de presión así se logra generar una contrapresión en la bomba y generar una fuerza reflejada en torque.

Ventajas: El costo de instalación es relativamente bajo y se precisa un valor de torque que genera el motor realizando un cálculo manual.

Desventajas: Se requiere crear adaptaciones para generar una relación de velocidades tanto en el motor como en la bomba que se conecta.

4.2.5 Instalación de dinamómetro

Consiste básicamente en instalar un sensor (la instalación varía según las recomendaciones del fabricante) donde toda la información que recibe es transmitida a un PLC quien es el encargado de hacer visible por medio de gráficas el comportamiento del motor con respecto a su torque, presión y Rpm.

Ventajas: Se pueden crear curvas del comportamiento del motor hidráulico en tiempo real y analizar sus datos de manera visual

Desventajas: Se requiere la instalación de un PLC y de un programa especializado brindado por el fabricante.

La opción más viable es la 3.2.4. Ya que su costo de instalación es relativamente bajo a comparación de las demás pruebas y el espacio requerido debe ser acoplado a lo que se necesita instalar para realizar la prueba. Además, con este montaje se pueden realizar todas

las pruebas que se necesitan para conocer el funcionamiento actual del motor sin necesidad de instalar un sensor o un sistema complejo de un alto costo para realizar las mismas pruebas. Cabe resaltar que las lecturas en los instrumentos de medición deben ser lo más precisas posibles por lo que se requiere de una calibración periódica para los instrumentos. Las ecuaciones y cálculos para realizar esta prueba son muy sencillas a comparación de si se desea instalar un sistema de freno por disco. Además, si se desea realizar la prueba 4.2.2, el eje está sometido constantemente a un esfuerzo cortante.

4.3 Opciones para la medición de fuerza en un cilindro hidráulico

4.3.1 *Pesas de prueba*

Consiste en colocar distintas cargas en una plataforma que se adapte al cilindro y que este realice los desplazamientos poniendo a prueba la capacidad que tiene este para levantar o desplazar altas cargas (en este caso sería únicamente levantar así no se considera ninguna fuerza por fricción).

Ventajas: Se realizan cálculos básicos para saber qué tanta presión debe tener el fluido que entra en el cilindro para levantar esa masa y la instalación del montaje para la prueba es sencilla y de bajo costo.

Desventajas: Se requiere de máquinas o de equipos que puedan levantar grandes cargas para que ayuden a colocar las masas en la plataforma y así realizar las pruebas cuando se desee analizar el comportamiento del cilindro en condiciones extremas.

4.3.2 *Prueba de contrapresión*

Se instala una válvula de alivio a la salida del cilindro para que este cuando se cierre a cierta cantidad de grados, pueda generar una contrapresión dentro del cilindro logrando generar una fuerza en dirección contraria a la salida del cilindro por lo tanto se evalúa la presión de entrada del cilindro que se requiere para superar esa fuerza de contrapresión.

Ventajas: El montaje es sencillo y el análisis se hace de manera directa usando instrumentos de medición análogos, por lo que el montaje es de bajo costo.

Desventajas: No se hayan desventajas

4.3.3 *Sensor de fuerza*

Se instala el cilindro con el vástago totalmente adentro en una cámara donde existe una cierta distancia con una barrera donde está ubicado el sensor de fuerza para que el vástago tenga una distancia de libertad para salir. Cuando se ejerce una presión y el vástago toca el sensor,

este envía los datos a una computadora donde muestra en forma gráfica o en forma numérica (dependiendo del fabricante y del programa) la fuerza que el cilindro está ejerciendo al aumentar o disminuir la presión en su entrada.

Ventajas: Lectura precisa y directa de la fuerza que ejerce el cilindro en tiempo real.

Desventajas: La instalación de la cámara donde va ubicado el sensor es de gran costo y requiere de un gran espacio además de que es necesario instalar un PLC quien es el que transmitirá los datos que recibe el sensor.

La opción más viable es la 3.3.2. ya que es la prueba que representa menos costos en la instalación además de que todos los componentes necesarios pueden ser instalados dentro del banco de pruebas, dando como única necesidad ubicar el cilindro de pruebas en una mesa o en un espacio adecuado para realizar las pruebas. El aplicar peso al eje del cilindro para poner a prueba su capacidad de levantamiento, implica que el vástago este sometido a un esfuerzo que puede deformar el eje, causando un daño irreparable o en un caso extremo llegar a la fractura del mismo. La opción del sensor de fuerza da un resultado preciso en tiempo real, siendo visualizado por el operario de diferentes formas, pero su costo de obtención es bastante elevado a comparación de la prueba 3.3.2. además de que se requiere un espacio bastante considerable solo para realizar esta prueba e instalar un PLC dentro del banco de pruebas para poder transformar la señal transmitida por el sensor lo que hace más complejo la creación del mismo banco de pruebas.

4.4 Propiedades fisicoquímicas del aceite a usar

Se usará aceite para sistema hidráulico anti desgaste (AW) ISO VG 68 ya que es el aceite con el cual trabaja la empresa actualmente y recomienda que esta sea utilizada en las pruebas que se realicen a cada dispositivo.

En su ficha técnica, se tiene que es un aceite industrial de óptima calidad hecho a partir de bases refinadas, lo cual permite que tenga una gran estabilidad química debido a su previo tratamiento y aditivos aplicados logrando ser un aceite que brinda una gran variedad de usos con propósitos industriales específicamente en sistemas hidráulicos que no requieren aceites especializados o específicos.

Tabla 4*Características físico químicas*

	MÉTODO ASTM D	VALORES TÍPICOS
Apariencia a Temperatura Ambiente	Visual	Brillante
Color ASTM	1500	2.0
Viscosidad Cinemática @ 40 °C, mm ² /s (cSt)	445	68.00
Viscosidad Cinemática @ 100 °C, mm ² /s (cSt)	445	8.493
Índice de Viscosidad	2270	94
Densidad @ 15.6 °C, kg/L	1298	0.8739
Punto de Inflamación, °C	92	220
Punto de Escurrimiento, °C	97	-9
Número de Acidez (AN), mg KOH/g	974	0.30
Características Espumantes, ml/ml	892	
Secuencia I		0/0
Secuencia II		20/0
Secuencia III		0/0
Corrosión de Lámina de cobre, 3h @ 100 °C	130	1a
Características preventivas a la herrumbre	665 A&B	Aprobado

NOTA.- Cabe hacer notar que el contenido de agua por Karl Fischer, el % de agua y sedimentos (ASTM E 203 y ASTM D 96 respectivamente) se cubren ampliamente.

Los valores indicados como Características Físicoquímicas se refieren solamente a valores promedio. Se podrán esperar pequeñas variaciones en estos valores durante su manufactura las cuales no afectarán el desempeño del producto.

Nota. Ficha técnica del aceite industrial Vg 68. Global Oil. Ficha técnica. 2018. Roshfrans. Hoja de datos técnicos. 2016.

4.5 Modo funcional

El banco de pruebas tendrá un funcionamiento completamente manual, es decir, que un operario capacitado es quien maneja la máquina bajo sus criterios a la hora de realizar las pruebas ya que estas serán evaluadas con instrumentos de medición análogos teniendo en cuenta la selección de alternativas para las pruebas en cada dispositivo. Además, el único fluido que estará dentro del circuito corresponde al aceite industrial previamente seleccionado para estas pruebas por lo que las memorias de cálculo para este banco, tendrán únicamente estudios oleodinámicos.

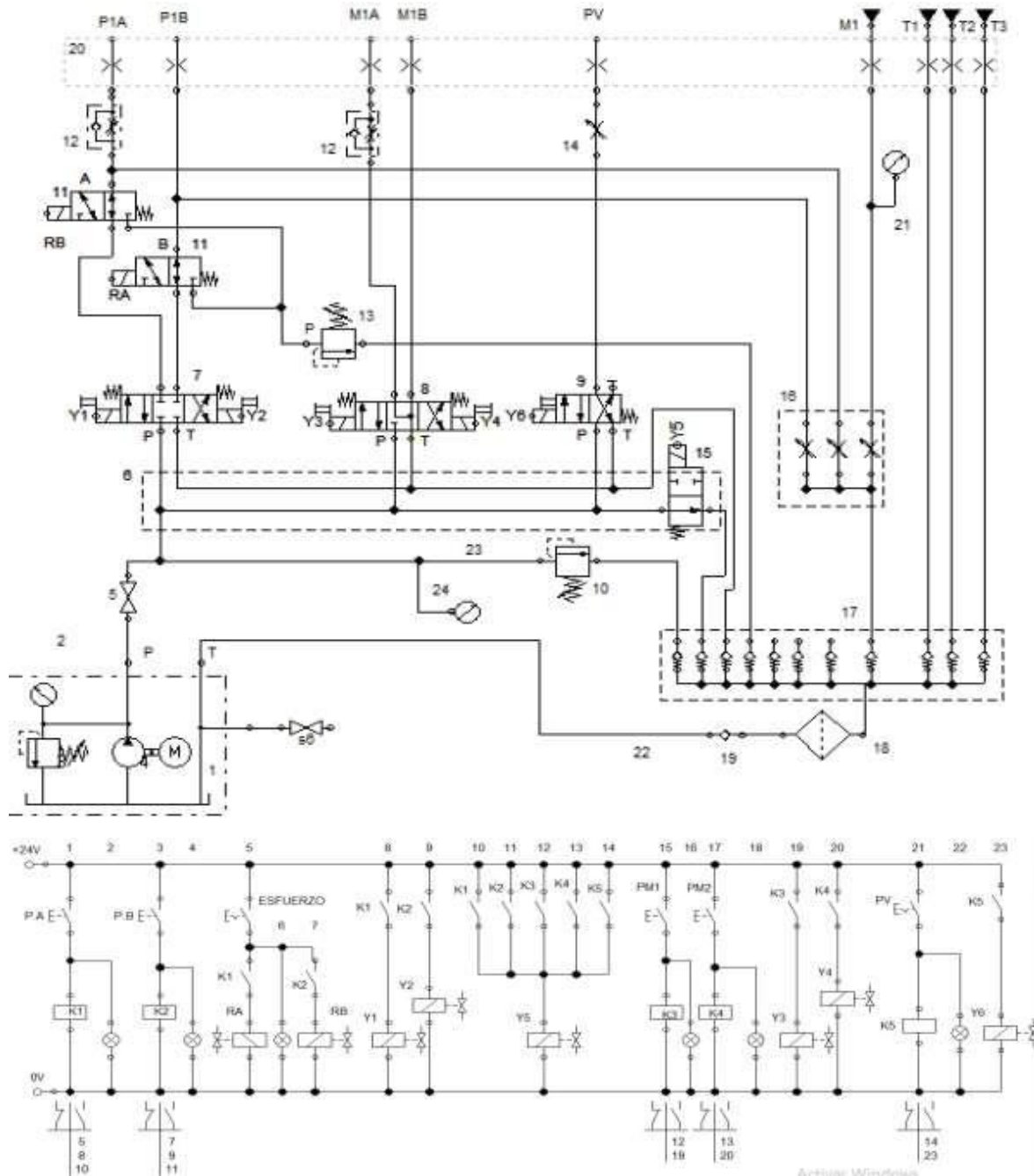
4.5.1 Circuito electrohidráulico

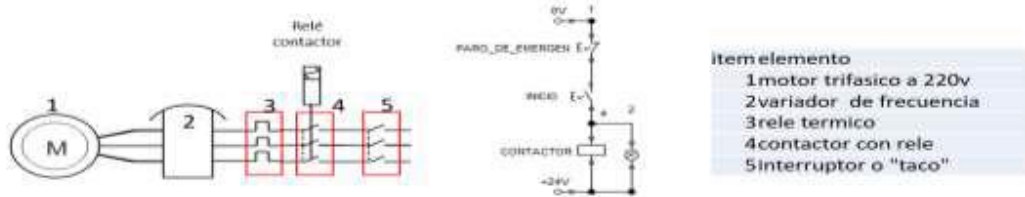
Las válvulas 5/3 que se van a usar en el circuito hidráulico para el paso o bloqueo del fluido, serán activadas por medio de relés siendo esta señal activada por medio de un dispositivo con el cual el operario indicará la dirección y el paso del fluido mientras se realizan las pruebas. Para las pruebas no se utilizarán finales de carrera en el caso de los cilindros ya que no es un circuito que requiera algún tipo de automatización o activación de solenoides de otras válvulas sino un análisis del equipo en condiciones de funcionamiento.

Para variar el caudal y las presiones, estas se realizan de manera manual confiando en que los instrumentos de medición estén debidamente calibrados en el momento.

Figura 19

Circuito electrohidráulico





Nota. Aquí se presenta todo el cableado lógico y el circuito hidráulico para el funcionamiento del banco de pruebas.

Tabla 5

Elementos del circuito hidráulico

item	elemento	item	elemento
1	Tanque, tapa de gases , termonivel, dreño y pasamuros.	12	val. Reguladora de flujo unidireccional con cheque
2	manometro principal	13	valvula reguladora de presion
3	valvula de seguridad	14	val. Reguladora de flujo bidireccional
4	bomba, motor	15	electrovalvula tipo cartucho normalmente abierta
	campana, acople flexible		
	sistema de succion		
5	llave de paso	16	bloque colector de despresurizacion
6	subplaca cetop 05 de 3 puestos con venteo incluido	17	bloque colector de retornos con cheques anti-retorno
		18	filtro de retorno de 15micras
7	electrovalvula 4/3 C. cerrado	19	cheque anti retorno
8	electrovalvula 4/3 C. motor	20	soporte en lamina para los acoples
9	electrovalvula 4/2 C & P	21	manometro de conexión externa
10	valvula reguladora de presion	22	lineas de retorno en manguera
11	electrovalvula desviadora de contra - presion	23	lineas de presion en manguera
		24	manometro de verificacion
		s6	Llave de paso para suministro de aceite

Nota. Nombre de los elementos del banco de pruebas con sus respectivos ítems que corresponde a la figura 19. El circuito electrohidráulico presentado está pensado y diseñado para garantizar la seguridad del operario y tener un mayor control de las variables dentro del circuito para poder obtener un resultado en las pruebas de manera precisa.

4.5.2 Funcionamiento del circuito electrohidráulico

Para explicar el funcionamiento del circuito electrohidráulico presentado anteriormente se gestionará el plano en 5 zonas.

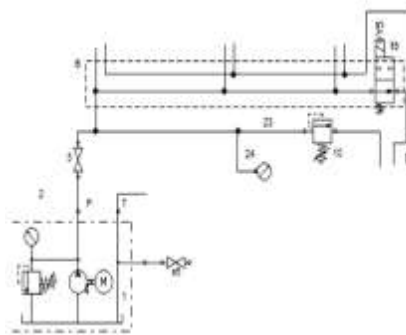
- Generación de potencia.
- Estación para cilindros.
- Estación para motor.
- Estación para válvulas.

- Líneas de retorno.

4.5.2.a Generación de potencia. En nuestra generación de potencia contamos con elementos principales los cuales son el motor eléctrico acoplado a una bomba de piñones, la cual se encarga de succionar el aceite que se encuentra en nuestro tanque de almacenamiento y generar una presión la cual es regulada por protección con una válvula de seguridad conectada a un manómetro para su adecuada calibración. Posterior a la salida de la bomba contamos con una válvula de paso de alta presión “5” la cual nos sirve para cuestiones de mantenimiento, seguido de esto y antes de entrar a nuestro bloque de distribución pasamos nuestro fluido por una válvula reguladora de flujo con el ajuste en el panel de control para que el operario pueda modificar la presión subiéndola o dejándola nula, junto a esta encontramos un manómetro para visualizar la presión en tiempo real mientras esta se regulando la válvula. Después de haber regulado la presión de trabajo entramos al bloque de distribución CETOP03 de tres posiciones para electroválvulas con una válvula de venteo.

Figura 20

Generación de potencia



Nota. Montaje para la generación de potencia que parte desde el motor eléctrico conectado a la bomba.

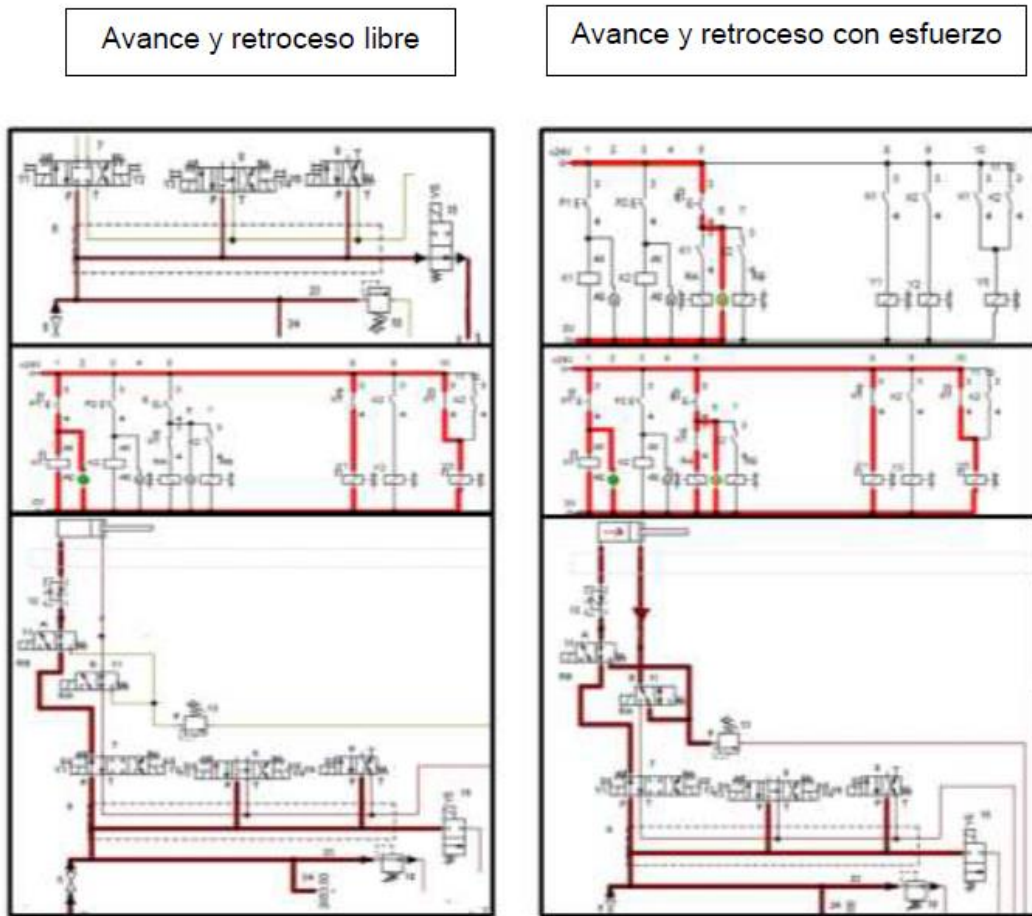
Esta válvula se instala en la línea de presión para poder mantener el sistema sin presiones indeseadas, esta válvula tiene dos vías y dos posiciones donde su posición normal es abierta y al ser energizada la bobina cambiara a la posición cerrada permitiendo el incremento de presión. Esta es una válvula que actúa lógicamente cada que se activa un pulsador o interruptor dependiendo la acción. Además de esto tenemos una llave S6 la cual son puntos

de acceso a aceite, también contamos con una tapa de llenado que sirve para ingresar aceite y de respiradero para la liberación de gases y un indicador de nivel y temperatura.

4.5.2.b Estación para cilindros. En nuestra estación para cilindros básicamente contamos con una electroválvula 4/3 CETOP03 biestable centro cerrado que nos permite hacer el avance y retroceso de nuestro cilindro hidráulico, además de esto tenemos un sistema de esfuerzo el cual consiste en 2 electroválvulas de 3/2 las cuales están normalmente conectadas a la salida P1A o P1B. Sin embargo, estas electroválvulas funcionan de manera lógica activando un interruptor el cual las dispone para que el fluido que va retrocediendo pase a tanque pasando antes por una restricción que genera una reguladora de presión, para generar una contrapresión hidráulica y simular esfuerzo. A continuación, una explicación grafica del venteo y el accionamiento libre y con esfuerzo.

Figura 21

Sistema libre y con esfuerzo



Nota. Simulación de la línea de presión del banco de pruebas.

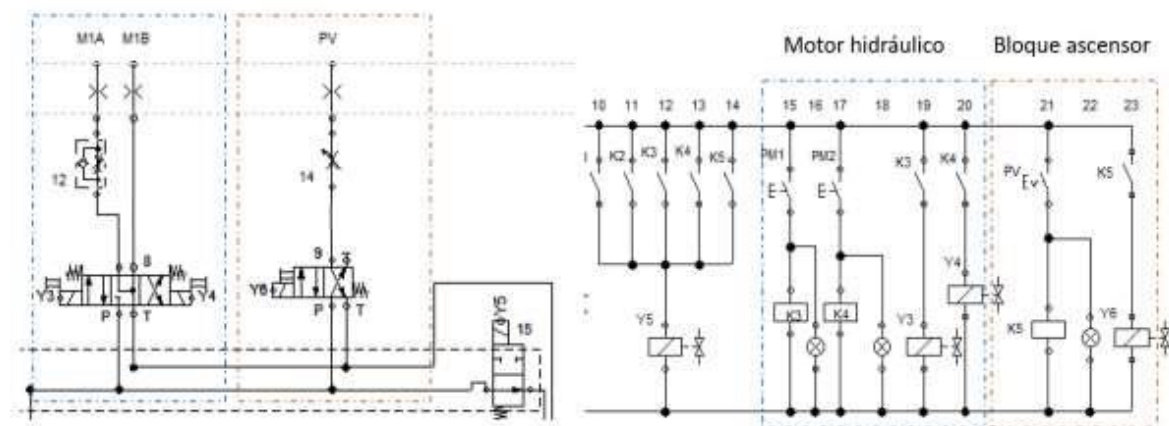
Como se puede observar se necesita solo un pulsador para que el venteo cambie de posición y permita el incremento de presión y se necesita un pulsador y un interruptor para que las válvulas 3/2 se activen y simulen un esfuerzo en contra presión.

4.5.2.c Estación para motores. En nuestra estación de motores se adaptó una electroválvula 4/3 CETOP03 biestable centro motor que nos permite hacer el avance y retroceso de nuestro motor hidráulico teniendo un punto neutro el cual nos ayuda a reducir desaceleraciones bruscas que produzcan daños internos, además de esto tenemos un sistema de regulación el cual hace ajustes mínimos de caudal en el motor. Esta válvula está directamente conectada a dos pulsadores y a su vez manera lógica con la válvula de venteo.

4.5.2.d Estación para Válvula. En nuestra estación de válvula se adaptó una electroválvula 4/2 CETOP03 monoestable que nos permite por el puerto B el incremento de presión ya que está bloqueada por un tapón y por el puerto A el paso de flujo al bloque de válvulas para ascensor. Esta válvula está directamente conectada a un interruptor y a su vez manera lógica con la válvula de venteo

Figura 22

Conexión válvula de venteo

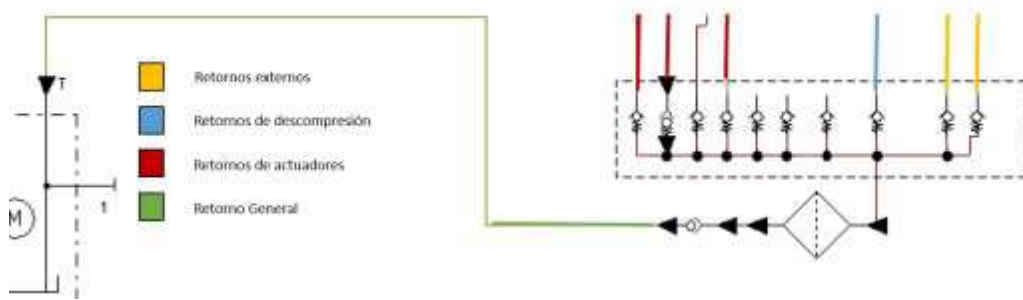


Nota. Funcionamiento de la lógica cableada mostrada por secciones.

4.5.2.e Líneas de retorno. Las líneas de retorno se diseñaron de tal manera que se usara un solo filtro de retorno, con el fin de minimizar costos. Por este hecho se generó un bloque colector de líneas de retorno con válvulas tipo cheque para que ninguna línea de retorno fuera a generar una contrapresión con alguna otra línea entrante. Las líneas de retorno vienen de tres puntos básicamente, el primero de ellos es el retorno o salida de flujo después de haber pasado por un actuador o de la línea de venteo, la segunda de ellas proviene de puntos de retorno a tanque externos ubicados en el panel de control para poder acceder al tanque de manera sencilla.

Figura 23

Líneas de retorno

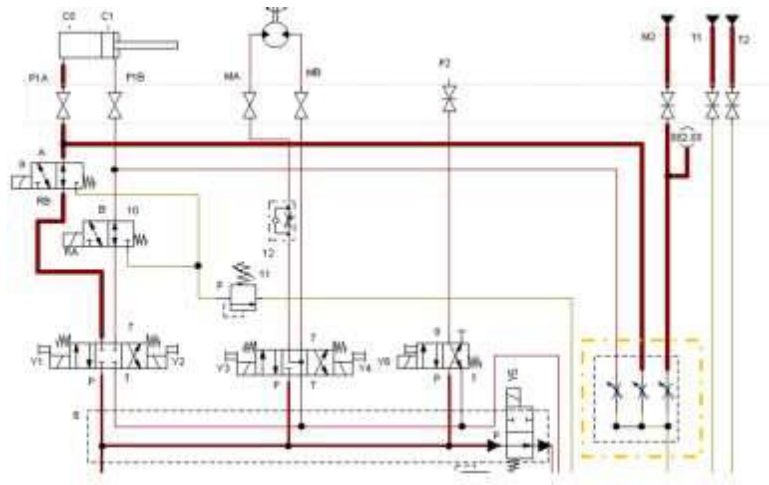


Nota. Se representa en la anterior imagen las conexiones al manifold para la línea de retorno

Por último, tenemos nuestra línea de despresurización la cual proviene de un bloque de despresurización, que sirve para liberar presión que queda dentro del sistema aún ya estando en reposo el motor. En la siguiente figura se mostrará un ejemplo común.

Figura 24

Línea de despresurización



Nota. Simulación de cómo funciona la línea de despresurización

Después de haber finalizado las pruebas se recomienda ir al bloque de despresurización y abrir las válvulas para que el sistema quede libre de presiones. Dejar abierto por 3 segundos aproximadamente y volver a cerrar las llaves con el fin de dejar el banco de prueba listo para iniciar ciclo.

5. DETALLES DEL DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

5.1 Diseño de la línea de aspiración y retorno

5.1.1 Línea de aspiración

La línea de aspiración está compuesta por los siguientes elementos.

Tanque: Más conocido como el depósito, es donde se va a almacenar el aceite que circula en el circuito hidráulico. Para conocer el volumen que debe tener este tanque, se debe analizar el objeto a probar que requiera mayor cantidad de aceite que para este caso sería el cilindro. Para conocer el volumen que tienen los cilindros a probar, se extraen las características mencionadas en el literal 3.1.1.

Cilindros doble efecto **ref.1**

Diámetros interno: 2 ½” (63,5 mm) , externo: 3” (76,2 mm)

longitud de recorrido [350 mm]

presión Max 2000 psi

Caudal Máx. 6 gal/min

Cilindros simple efecto **ref. 2**

Diámetros interno: 2 ½” (63,5 mm) , externo: 3” (76,2 mm)

longitud de recorrido [2000 mm]

presión Max. 1000 psi

Caudal Max. 6 gal/min

El cilindro con mayor capacidad al que se le van a realizar las pruebas es el cilindro simple efecto, por lo tanto, se sigue la siguiente ecuación para conocer el volumen interno del cilindro.

$$V = Ac^2 * L \text{ (Ecuación 7)}$$

Se conoce la longitud, pero no el área del cilindro, para hallarlo se sigue la siguiente ecuación.

Ecuación 9

Área de una circunferencia

$$Ac = \pi * \frac{D^2}{4}$$
$$Ac = \pi * \frac{(6,35cm)^2}{4}$$
$$Ac = 31,669 cm^2$$

Conociendo el área del cilindro (o del émbolo) y la longitud de recorrido, se reemplazan estos valores en la ecuación 7 por lo tanto, el volumen será igual a:

$$V = 31,669 cm^2 * 200 cm$$
$$V = 6333,84cm^3$$
$$V = 6,336 L$$

Ya conociendo el volumen interno del cilindro, también se debe considerar la cantidad de aceite que hay en el circuito hidráulico, pero para ello se debe conocer las dimensiones de la manguera que se va a utilizar siendo ésta analizada en el diseño de la línea de presión en el literal 4.2. donde se seleccionó una manguera con diámetro interno de 3/8 in con una longitud aproximada a usar de 2 metros (las características de la manguera se presentan en el literal 4.2). La manguera siendo un cilindro flexible, para hallar su volumen se siguió la siguiente ecuación:

$$V = Ac^2 * L \text{ (Ec 7)}$$
$$V = \pi * \frac{D^2}{4} * L$$
$$V = \pi * \frac{(0,9525)cm^2}{4} * 200cm$$
$$V = 142,5 cm^3$$
$$V = 0,143 L$$

Por lo tanto, el volumen total que hay en todo el circuito sería aproximadamente de 6,48 L que sería alrededor de 1,71 Galones (considerando que un galón es igual a 3,785 L); entonces,

las dimensiones del tanque por lo menos deben tener un llenado de almacenar 5 veces el valor del volumen que hay dentro del circuito para que constantemente haya fluido que pueda extraer la bomba y no generar una presión de vacío, por lo que el tanque mínimo debe tener un llenado de 8,55 galones.

NOTA: Si la empresa desea realizar pruebas a otros cilindros de mayor tamaño en el futuro, se diseña un tanque lo suficientemente grande para que pueda ser llenado bajo las consideraciones que se tengan en el momento.

Filtro de aspiración: Estos filtros generalmente son conectados en la entrada de la bomba ya que son los que retienen partículas que no se desean tener dentro del circuito hidráulico además de que ofrece cierta protección a todos los componentes que hacen parte del circuito. Comercialmente se encuentran diferentes tipos de filtros hidráulicos, estos donde varían su filtraje de mallado como 10, 20, 40 o 90 micrómetros y también del caudal máximo que puede soportar.

Una consideración importante a tener en cuenta a la hora de seleccionar el filtro de aspiración es que el caudal nominal de operación no puede ser inferior al caudal nominal de operación de la bomba por lo que se debe conocer antes las características funcionales de la bomba que se desea usar. El caudal nominal de una bomba comercial puede variar entre 1,5 Gpm hasta 150 Gpm con roscas de conexión que oscilan entre 3/8 pulg hasta 3 pulg de rosca normalizada.

Teniendo en cuenta las anteriores características, se escoge la siguiente referencia del fabricante Demalong filter.

Figura 25

Selección filtro de succión

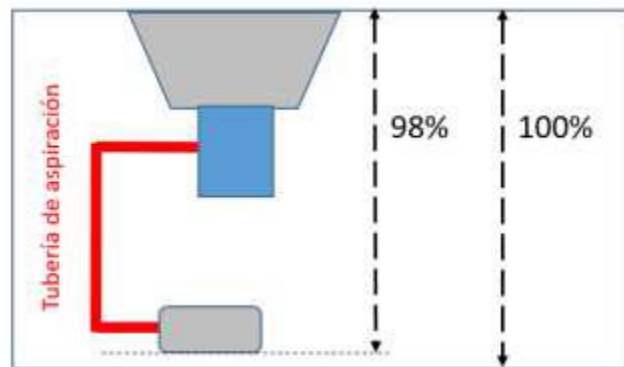
Model	Port (PT)	Flow (lpm)	D	L	H	B	Filtration Micron	Weight (kg)	
MF-03	3/8	24	58	96	90	22	100	0.10	
MF-04	1/2	32	58	100	90	22		0.14	
MF-06	3/4	56	58	137	124	34		0.18	
MF-08	1	110	58	170	155	42		0.2	
MF-10	1-1/4	210	71	186	170	54		0.35	
MF-12	1-1/2	285	85	196	182	61		0.49	
MF-16	2	395	103	215	202	72		0.65	
MF-20	2-1/2	750	148	274	252	97		1.20	
MF-24	3	800	148	274	252	110		1.21	
MF-32	4	1000	208	380	357	142		2.45	
MFN-02	1/4	25	64	90	85	22		100	0.11
MFN-03	3/8	30	64	90	85	22			0.11
MFN-04	1/2	50	64	115	103	30			0.15
MFN-06	3/4	90	64	145	131	34			0.18
MFN-08	1	160	85	175	162	42	0.35		
MFN-10	1-1/4	280	103	200	187	54	0.50		
MFN-12	1-1/2	420	120	205	190	65	0.80		
MFN-16	2	550	120	225	208	75	1.00		
MFN-20	2-1/2	850	148	309	292	97	1.30		
MFN-24	3	1000	148	309	292	110	1.45		
MFN-32	4	1200	208	380	357	142	2.45		

Nota. Se selecciona el filtro de succión teniendo en cuenta principalmente el caudal máximo permitido. Tomado de Demalong Filtration. “Elemento de filtro de aceite”. [En línea] Disponible: <http://www.dmlfilter.com/product/hydraulic-oil-filterelement/> (Acceso 2022).

Tubería de aspiración: Esta tubería tiene como función básica y única, unir la entrada de aceite de la bomba con la salida roscada del filtro de aspiración, esta tubería es prácticamente lisa para no aumentar pérdidas en la entrada y su vez la longitud es mínima. Esta tubería es de 3/4 in en acero al carbón. Es importante dejar la aspiración en la parte más baja del tanque para que sea aprovechada en su totalidad.

Figura 26

Imagen tubería



Nota. Recomendación de la conexión entre la bomba y el filtro de succión por medio de la tubería de aspiración

Filtro de aire para el tanque: Este filtro se ubica en la parte superior del tanque con el objetivo de primero, que el aceite pueda estar en condiciones de ambiente como presión y temperatura cada vez que esté el banco de pruebas en reposo y en caso de estar en funcionamiento, el aceite se pueda airear con el ambiente. Segundo, para tener un espacio visual en caso de que sea necesario.

5.1.2 Línea de retorno

Hace referencia a todo componente que se requiere para que el aceite después de salir del circuito hidráulico, nuevamente entre al tanque y se repita el ciclo cuantas veces sea necesario sin contaminar el aceite que se encuentra dentro del tanque. Para este caso se necesita de una línea de despresurización, un manifold para líneas de tanque, mangueras de retorno y de un filtro que retenga las partículas que viajan con el aceite.

Línea de despresurización: Las líneas de despresurización son usadas para liberar la presión que queda contenida dentro del sistema hidráulico aun cuando el banco de prueba se encuentra en reposo. Esto no es beneficioso para el sistema interno por eso se encuentran puntos débiles donde se puede quedar la presión contenida y se les genera una desviación la cual conecta con un manifold de descompresión accionado por una válvula de paso, que se conectan con una única línea de retorno. Véase figura 19 numeral 16.

Manifold para líneas de tanques: Se recomendó a la empresa hacer un manifold de líneas de retorno que contengan válvulas en línea tipo cheque para que se recolecta de esta manera todas las líneas de retorno y se pueda hacer una línea general y única de retorno que pase por

un filtro así poder simplificar la entrada de los retornos al tanque de aceite. En este manifold no se requiere gran diseño ya que no contiene presiones altas. Véase figura 19 numeral 17.

Filtro de retorno: Comercialmente se encuentran diferentes tipos de filtros hidráulicos, estos donde varían su filtraje de mallado como 10, 20, 40 o 90 micrómetros, la presión que puede soportar ya sea baja, media o alta y la cantidad de caudal máximo que puede pasar por el filtro.

Teniendo en cuenta las anteriores características y el comportamiento del fluido dentro del circuito hidráulico específicamente a la entrada hacia el tanque, se escoge la siguiente referencia.

Figura 27

Filtro de retorno

How to order

CF - 06 - * - *

1 2 3 4

Model: CF: Pipe connection CFG: Mounted on tank

Port size: 06: 3/4" 08: 1" 10: 1-1/4" 12: 1-1/2"

Filtration: None: 10μ (general use)

Indicator (see page 262) None: With pressure gauge TT-12 (normal) 0: Without pressure gauge TT-12

Specifications

Model	Port size (PT)	Max. Pressure (bar)	Flow (lpm)	Filtration (μ)	Weight (kg)
CF-06	3/4"	12	60 (10μ)	10: 10μ	0.62
CF-08	1"		80 (10μ)		0.62
CF-10	1-1/4"		144 (10μ), 160 (25μ)	25: 25μ	1.84
CF-12	1-1/2"		344 (10μ)	0.87	
CFG-06	3/4"		60 (10μ)		

Nota. Se selecciona principalmente por el diámetro de la manguera y el caudal máximo permitido. Tomado de Demalong Filtration. “Elemento de filtro de aceite”. [En línea] Disponible: <http://www.dmlfilter.com/product/hydraulic-oil-filter-element/> (Acceso 2022).

5.2 Diseño línea de presión

Hace referencia a todos los componentes que permiten transportar el aceite desde la salida de la bomba hasta la entrada de algún actuador que para este caso tenemos cilindros

hidráulicos, motores hidráulicos y bloques de válvulas para ascensores con una presión determinada con la que viaja el fluido dentro del circuito y así realizar las pruebas con precisión y seguridad. Esto compete a la selección de los siguientes elementos:

Bomba: Para la selección de la bomba debemos conocer cuáles son las presiones nominales de operación de cada elemento al cual se les va a realizar la prueba donde se tiene un rango de 1000 Psi a 2000 Psi. Adicionalmente se debe saber el caudal que la bomba va a enviar al circuito hidráulico donde la empresa indica que el rango del caudal debería estar entre los 4 Gpm y los 8 Gpm para las pruebas que se desean realizar.

A continuación, se presenta una tabla donde se indica el fabricante, la referencia de la bomba y algunas características que ayudan a seleccionar cuál puede ser la más indicada.

NOTA: Los tipos de bombas que se van a presentar son de engranajes ya que son los más económicos en el mercado, son los que ofrecen un caudal constante y son perfectos para operar en presiones medias y altas además de que pertenecen a la norma SAE y son las marcas que más fácil se encuentran en Colombia.

Tabla 6

Características de trabajo de bombas hidráulicas de distintos fabricantes

Marca	Referencia	Presión Máx Bar (psi)	Rev Máx (Rpm)	Desplazamiento cc por Rpm
Fluidea	1600	170 (2466)	3000	12 a 41
Fluidea	1900	250 (3626)	3000	22 a 62
Fluidea	2200	250 (3626)	3000	53 a 110
Fluidea	Wa 3240	280 (4061)	3000	45 a 200
Parker	330	241 (3500)	3000	65 máximo
Parker	350	241 (3500)	2400	105 máximo
Parker	640	275 (3989)	3000	80 máximo
Parker	PGP 130 Series	300 (4351)	3400	51 máximos
Bosh Rexroth	Tipo PGH	315 (4570)	3000	Se escoge el más conveniente de la línea

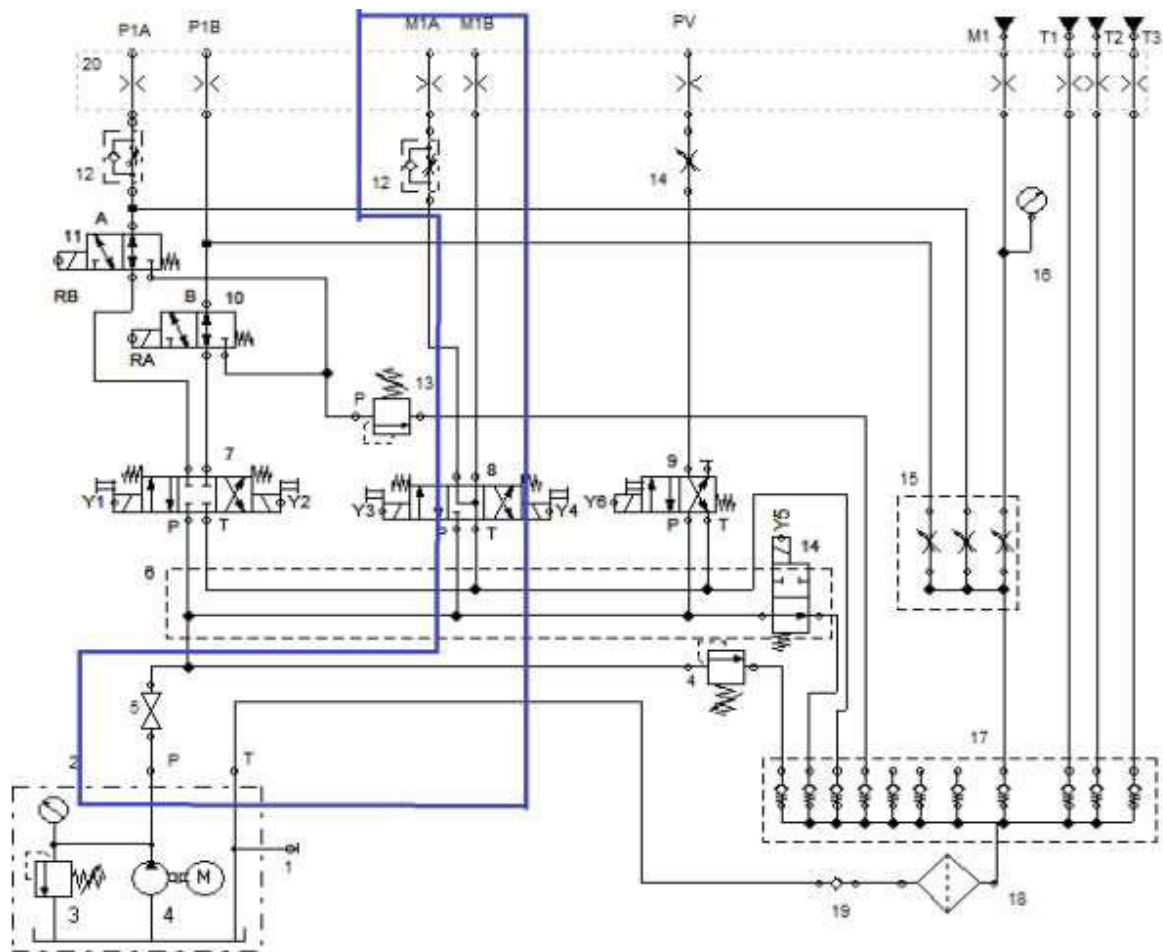
Nota. En la anterior tabla se presentan algunas opciones para seleccionar una bomba hidráulica

Como se observa, la mayoría de bombas tienen un punto de operación máximo de revoluciones de 3000 Rpm y algunas bombas son capaces de superar los 4000 Psi, algo que para este caso no es necesario ya que dentro del sistema no se desea superar los 2000 Psi. Para escoger la bomba correcta se debe conocer las pérdidas de energía dentro del sistema. Teniendo en cuenta la figura 19 que corresponde al circuito hidráulico, se analiza la línea más crítica que presenta pérdidas de energía cuando se hacen las pruebas de manera

individual donde en consecuencia, la línea que corresponde a la conexión del motor es la que presenta más elementos que generan caídas de presión y su punto de partida para realizar el análisis es a partir de la válvula de alivio o válvula de seguridad quien es la que indicará la presión máxima que puede haber dentro del circuito por lo que esa presión de entrada y configurada por el operario será P1. Para tener mayor claridad con la línea de presión crítica, se observa la siguiente figura.

Figura 28

Identificación de línea crítica en el circuito hidráulico



Nota. La línea crítica se selecciona desde la máxima presión con la que entra el fluido al circuito hidráulico hasta el actuador que más presión y caudal soporta en operación.

Con base en la anterior imagen, se identifican los siguientes elementos que generan una pérdida de presión.

Tabla 7

Elementos que generan caídas de presión en la línea crítica

Elemento	Nombre
1	Válvula controladora de flujo
2	Conectores/adaptadores de manguera
3	Válvula direccional
4	Válvula de compuerta totalmente abierta

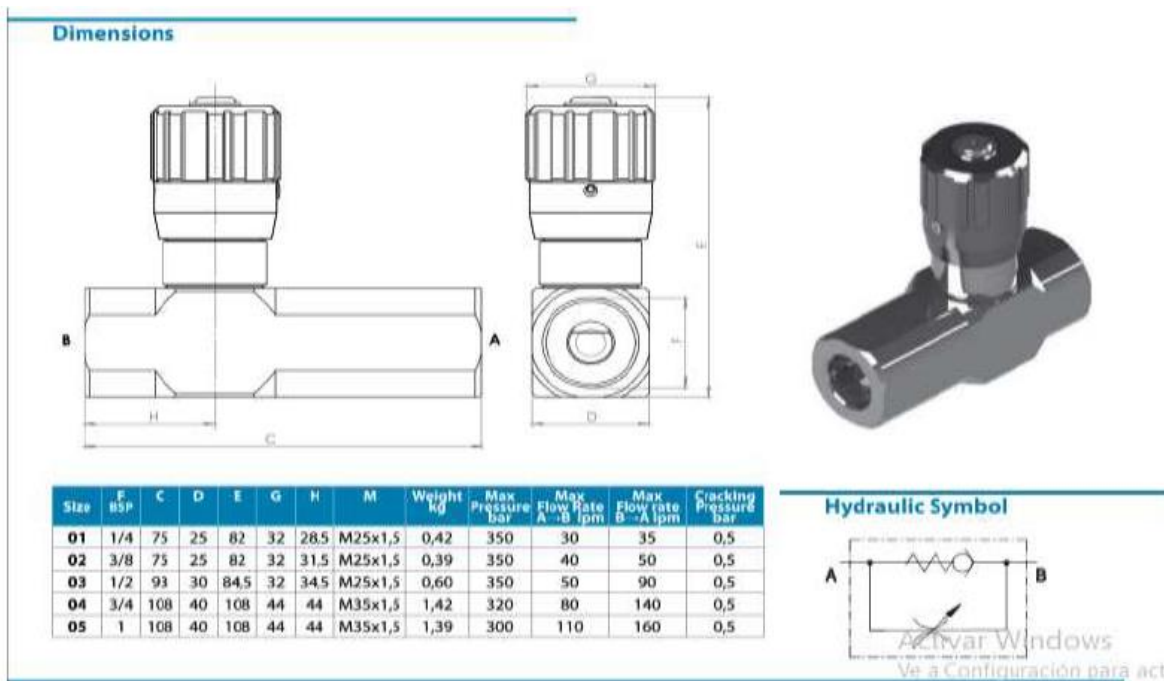
Nota. Se presentan los elementos que generan caídas de presión

Los análisis en pérdidas de presión por cada elemento se hacen con base al caudal máximo que se va a permitir dentro del circuito hidráulico que son 8 Gpm lo que significa que las pérdidas son analizadas en las condiciones máximas de operación.

Válvula controladora de flujo: Para la válvula controladora de flujo, se sabe que es una válvula unidireccional, quiere decir que solo funciona en un sentido donde pasa el fluido, por lo tanto, siguiendo el catálogo de Villa Hydraulics con respecto a este tipo de válvula, se obtiene la siguiente información:

Figura 29

Válvula controladora de flujo



Nota. Para seleccionar la reguladora de presión se debe tener en cuenta el caudal máximo permitido dentro del circuito hidráulico y la presión máxima. Tomado de Catálogo de válvulas reguladoras de flujo unidireccional de Villa Hydraulics.

La manguera seleccionada en el literal 4.3 corresponde a una $\frac{3}{8}$ de diámetro interno, por tal razón se selecciona la siguiente referencia.

Figura 30

Selección de la válvula reguladora de flujo

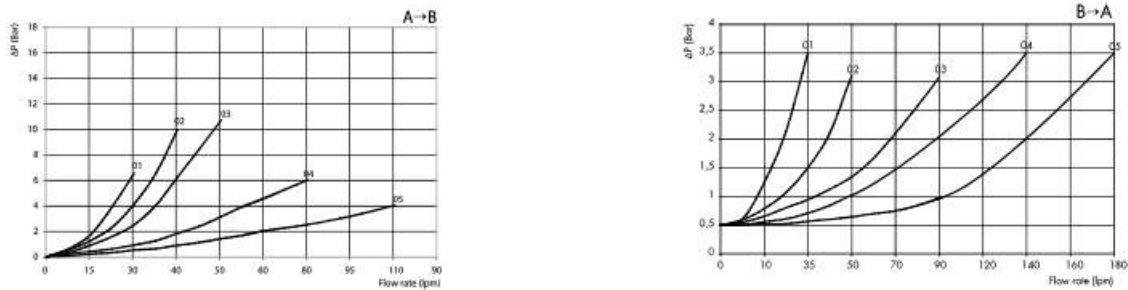
Size	F BSP	C	D	E	G	H	M	Weight kg	Max Pressure bar	Max Flow Rate A→B lpm	Max Flow rate B→A lpm	Cracking Pressure bar
01	1/4	75	25	82	32	28,5	M25x1,5	0,42	350	30	35	0,5
02	3/8	75	25	82	32	31,5	M25x1,5	0,39	350	40	50	0,5
03	1/2	93	30	84,5	32	34,5	M25x1,5	0,60	350	50	90	0,5
04	3/4	108	40	108	44	44	M35x1,5	1,42	320	80	140	0,5
05	1	108	40	108	44	44	M35x1,5	1,39	300	110	160	0,5

Nota. Se selección la size 02 ya que cumple con los parámetros predeterminados

Para conocer la caída de presión, el fabricante entrega la siguiente gráfica de presión.

Figura 31

Caída de presión en la válvula reguladora de flujo

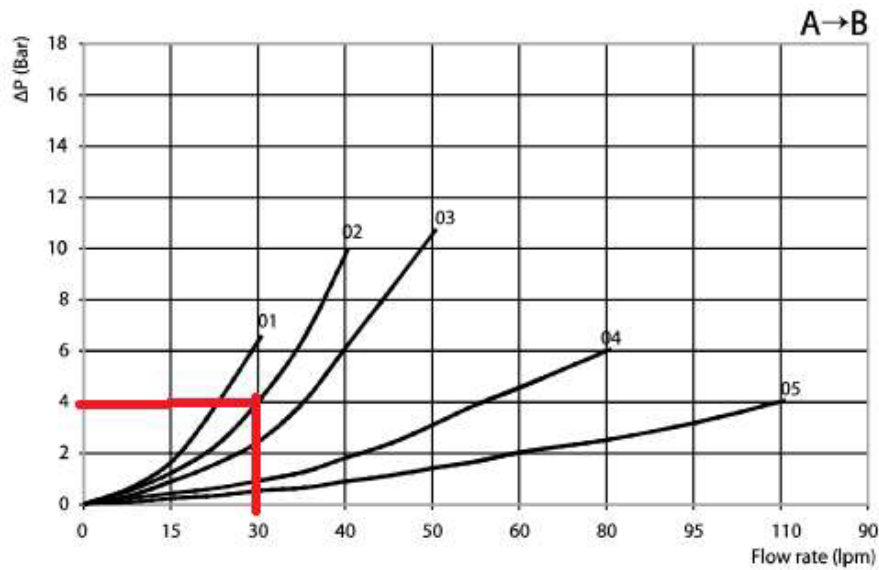


Nota. Las anteriores graficas muestran las curvas de caída de presión para cada referencia de válvula reguladora de flujo con relación al caudal que pasa por ella. Tomado de Catálogo de válvulas reguladoras de flujo unidireccional de Villa Hydraulics.

Como se está analizando la línea de presión crítica, se tendría en ese caso una conexión de A hasta B. Conociendo el caudal máximo que se tiene en el circuito que es 8Gpm que equivale a 30,2 L/min, las pérdidas que se obtienen son:

Figura 32

Pérdidas de energía en la válvula controladora de flujo



Nota. Modificado de la figura 32

Al observar la anterior imagen se tiene una pérdida de presión aproximada de 4,1 bar que equivale a 59,46 Psi.

Válvula direccional: Para analizar la caída de presión que hay en una válvula direccional, se sigue el documento presentado por Rexroth que lleva como título “Fundamentos y componentes de la oleo hidráulica” donde del capítulo 11 que lleva por nombre “Válvulas direccionales” se extrae la siguiente imagen.

Figura 33

Válvula direccional 4/3

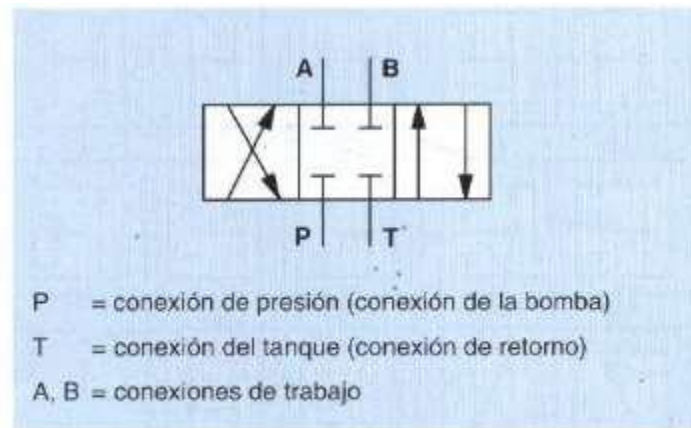


Figura 2: Válvula direccional 4/3 vías con denominación de las conexiones

Nota. Nomenclatura de una válvula 3/4. Tomado de Rexroth a Boss Company.(2021) [En línea] Disponible: <https://www.boschrexroth.com/en/dc/> (acceso 2021)

Conociendo la nomenclatura que se le da a cada punto por donde puede entrar o salir el fluido, se tiene en cuenta la siguiente gráfica para conocer la caída de presión que se puede presentar a un diferencial de caudal. Estas gráficas son obtenidas de valores empíricos teniendo en cuenta los experimentos que se realizaron [23].

Figura 34

Resistencia interna de una válvula direccional

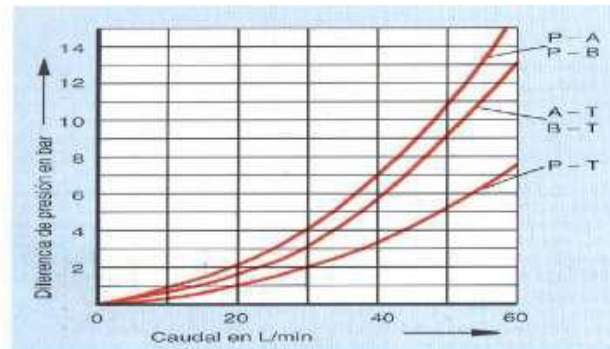


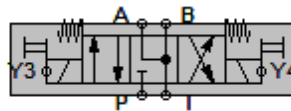
Diagrama 2: Característica Ap-Q de una válvula direccional 4/3 vías

Nota. La anterior grafica muestra la caída de presión en una valvula 3/4. Estas graficas son hechas de manera empírica y experimental. Tomado de Rexroth a Boss Company. (2021)
[En línea] Disponible: <https://www.boschrexroth.com/en/dc/>
(acceso 2021)

Observando la anterior gráfica, los casos en que la válvula direccional genera mayor pérdida de energía es cuando pasa el fluido del punto P hacia el A o al B dependiendo de la configuración que se tenga al accionar la válvula. Para conocer la posible pérdida de presión, se debe tener en cuenta la configuración planteada en el circuito hidráulico mostrado en la figura 23 que acciona el motor hidráulico a ensayar.

Figura 35

Configuración válvula direccional que acciona el motor hidráulico



Nota. Imagen tomada de Fluid Sim de una válvula 3/4 con la configuración que se desea

Siguiendo esta configuración, se tienen dos casos:

- 1) Cuando se acciona el solenoide Y3, se tiene un paso de fluido desde el punto P hasta A

2) Cuando se acciona el solenoide Y4, se tiene un paso de fluido desde el punto P hasta B. Si el caudal máximo permitido que va a pasar por la válvula es de 8 Gpm que equivale a 30,38 Lts/min aproximadamente, la caída de presión que se puede presentar en ambos casos sería:

Figura 36

Caída de presión en la válvula direccional

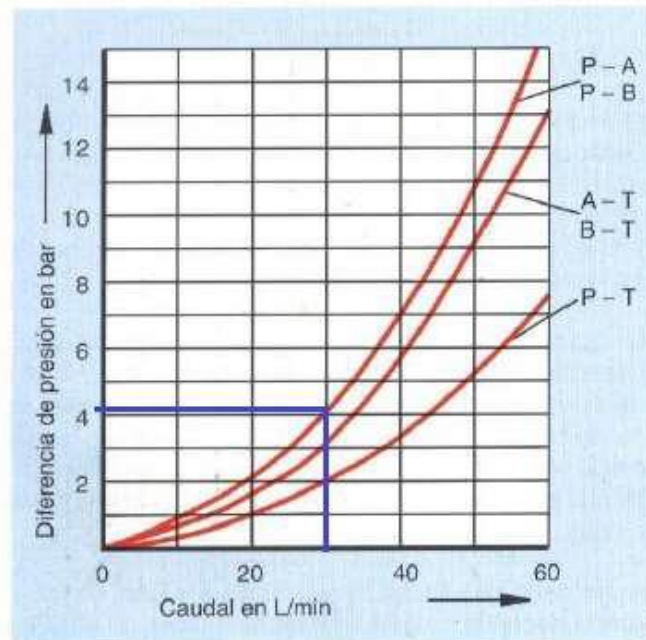


Diagrama 2: Característica $\Delta p-Q$ de una válvula direccional 4/3 vías

Nota. La curva que mayor pérdida energética presenta es cuando el aceite viaja del punto p al punto A o B. Modificado de la figura 34.

Para las condiciones máximas de caudal, se tiene una caída de presión aproximadamente de 4,1 Bar que equivale a 59,466 Psi.

Teniendo en cuenta las anteriores consideraciones (caudal, presión y pérdidas) se seleccionan las electroválvulas con la siguiente referencia según Rexroth.

4-WE-E-6x/E/220V (centro cerrado) (4 vías/3 posiciones)

4-WE-6-J-6x/E/220V (centro motor o C. cuatro) (4 vías/3 posiciones)

4-WE-6-Y-6x/E/220V (cruzado) (4 vías/2 posiciones)

Válvulas desviadoras: Las válvulas desviadoras de caudal sirven usualmente para cambiar la dirección del flujo y con esto hacer acciones diferentes a la actual. Para este caso tenemos

una válvula desviadora en línea 3/2 accionada eléctricamente. Teniendo en cuenta la figura 19 estas válvulas corresponden al número 11 del circuito electrohidráulico. La referencia de dicha desviadora eléctrica es **HSV08-30** with aluminum block 3 ways según catálogo HYDRAULIC CARTRIDGE VALVES – Ningbo hanshang hydraulic co.ltd

Válvulas de venteo: Las válvulas de venteo son de suma importancia en los circuitos hidráulicos porque protegen los sistemas hidráulicos de presiones no deseadas y nos ayudan a controlar lógicamente cada acción. En este sistema la válvula de venteo que se usó es tipo cartucho 2 vías/2 posiciones normalmente abierta accionada eléctricamente y se ubica en la sub-placa cetop 03 conectado la línea de presión con la línea de tanque en su estado original. Cuando se va a realizar alguna acción esta válvula se energiza cambiando de posición (cerrada), logrando así un incremento de presión dentro del sistema hidráulico. ref: **HSV08-30** según catálogo HYDRAULIC CARTRIDGE VALVES - Ningbo hanshang hydraulic co.ltd. Teniendo en cuenta la figura 19 estas válvulas corresponden al número 15 del circuito electrohidráulico

Válvula de compuerta:

Por último, se sabe que para una válvula de compuerta totalmente abierta quién es la que permitirá que pase el fluido al sistema, sus pérdidas de energía son muy bajas, prácticamente considerándose nulas, más sabiendo que el régimen del fluido es laminar por lo que la velocidad a la cual viaja el fluido es bastante baja. Para conocer la velocidad del fluido, se sigue la siguiente ecuación:

Ecuación 10

Formula de caudal

$$Q = A^2 * v$$

donde:

Q= Caudal

A= Área por donde pasa el fluido

V= Velocidad del fluido

despejando la velocidad, se obtiene la siguiente fórmula

Ecuación 11

Fórmula de velocidad de un fluido

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

Entonces, si se sabe que el caudal máximo es de 8 Gpm que equivalen a $5,04 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$ y sabiendo que el diámetro interno de la manguera que es de 3/8 pulg teniendo un área de $7,125 \times 10^{-5} m^2$, se puede calcular la velocidad del fluido siguiendo la anterior ecuación.

$$V = \frac{5,04 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{7,125 \times 10^{-5} m^2}$$
$$V = 7,07 m/s$$

Ahora, para garantizar que el régimen dentro del circuito es laminar, se halla el número de Reynolds (Ecuación 5) considerando la temperatura del aceite a 40°C que es su punto de temperatura de operación para este tipo de aplicaciones.

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = \frac{vD}{\nu}$$

$$R = \frac{7,07 m/s * 0,00925m}{6,8 \times 10^{-5} m^2 /s}$$

$$R = 961,72$$

Esta válvula de compuerta siempre permanece totalmente abierta a no ser que se requiera cortar el paso del fluido dentro del sistema para realizar algún tipo de mantenimiento o porque el banco de pruebas ya no será utilizado.

Teniendo todas las pérdidas de presiones en cada una de las válvulas y elementos que generan alguna pérdida, estas se multiplican por un factor de seguridad de 1,15 considerado este valor por nosotros los diseñadores donde este factor cubre todas las pérdidas de presión no tenidas en cuenta en los elementos como conectores, adaptadores, la placa de conexión, etc. Siendo así la pérdida de presión total en la línea crítica es calculada de la siguiente manera

Ecuación 12

Pérdida de presión total en la línea crítica

$$\Delta Pt = (\Delta Pcf + \Delta Pvd + \Delta Pc) * f$$

Donde:

ΔPt = Pérdida de presión total

ΔPcf = Pérdida de presión en la válvula controladora de flujo

ΔPvd = Pérdida de presión en la válvula direccional

ΔPc = Pérdida de presión en la válvula de compuerta

f = Factor de seguridad

Reemplazando los valores, se tiene:

$$\Delta Pt = (59,466 + 59,466 + 0)Psi * 1,15$$

$$\Delta P = 136,76 Psi$$

Por lo tanto, si se desea tener una presión máxima de 2000 Psi a la entrada del motor hidráulico, se tiene que regular la válvula de alivio a tal manera que permita entrar en el sistema 2136 Psi (147 Bar) y si la presión máxima a la entrada del circuito es de 2000 Psi, la presión máxima con la que se puede realizar la prueba al motor es de 1863 Psi.

La bomba a seleccionar debe ser superior en presión de operación nominal a 2136 Psi y debe también tener la capacidad máxima de enviar 8 Gpm. Siguiendo estas condiciones, también se debe tener en cuenta que no todas las pruebas se realizan a 8 Gpm ya que el caudal máximo que pueden soportar los cilindros y las válvulas es de 6 Gpm. Además, si se desean realizar pruebas donde el caudal es variable, se puede usar un variador de frecuencia en el motor eléctrico y así se regulan las revoluciones a las que gira la bomba, por lo tanto, su caudal va a depender de las revoluciones. Teniendo en cuenta lo anterior, se selecciona la bomba Rexroth Tipo PGH 16 donde a continuación se muestran sus características.

Figura 37

Características bombas Rexrotj PGF

Tamaño constructivo 2	TN	6	8	11	13	16	19	22	
Cilindrada	$V_{g,max}$	cm ³	6,5	8,2	11	13,3	16	18,9	22
Presión de servicio continua	p_{max}	bar	210	210	210	210	210	180	
Presión de servicio intermitente	p_{max}	bar	250	250	250	250	250	210	
Potencia ²¹	P	kW	4	5,1	6,6	8	9,3	10,9	12,4
Rango de velocidad de rotación	n_{max}	min ⁻¹	3600	3600	3600	3600	3600	3000	
Masa (aprox.)	m	kg	2,1	2,2	2,4	2,6	2,7	2,9	3,1

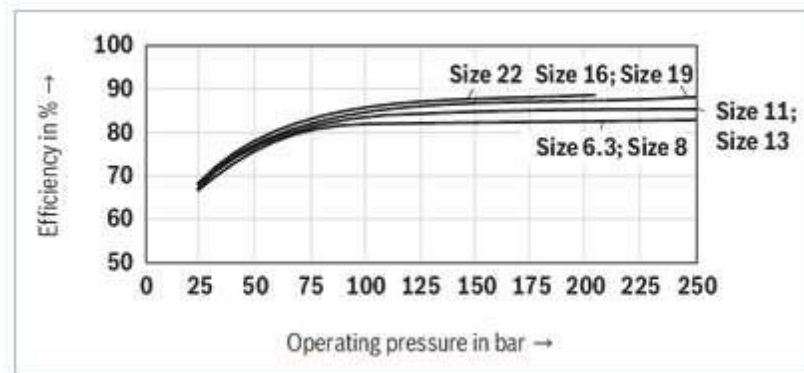
Nota. Selección de la bomba quien le suministrara presión al fluido. Tomado de Rexroth a bosch company. “Bombas a engranajes con dentado interior”. [En línea] Disponible: <https://www.boschrexroth.com/es/es/productos/grupo-deproductos/hidraulica-industrial/bombas/bombas-a-engranajes-condentado-interior/pgf> (acceso 2021)

Si se desea obtener 8 Gpm o un valor muy cercano, a 1900 rpm se tendría un caudal aproximado de 8,13 Gpm. Si se desea obtener 6 Gpm o un valor muy cercano, a 1450 se tendría un caudal aproximado de 6,20 Gpm. Lo ideal es enviar un caudal muy cercano al que se necesita en el momento para así no generar más pérdidas de energías en el regulador de caudal.

Un punto importante a considerar es la eficiencia hidráulica que ofrece esta bomba, con esto se puede hacer una comparación entre el caudal real que se va a tener a la salida de la bomba con respecto a su caudal teórico. Para determinar la eficiencia hidráulica que tiene la bomba, este dato es entregado por el fabricante por medio de la siguiente gráfica:

Figura 38

Eficiencia bomba Rexroth PGF de tamaño constructivo 2

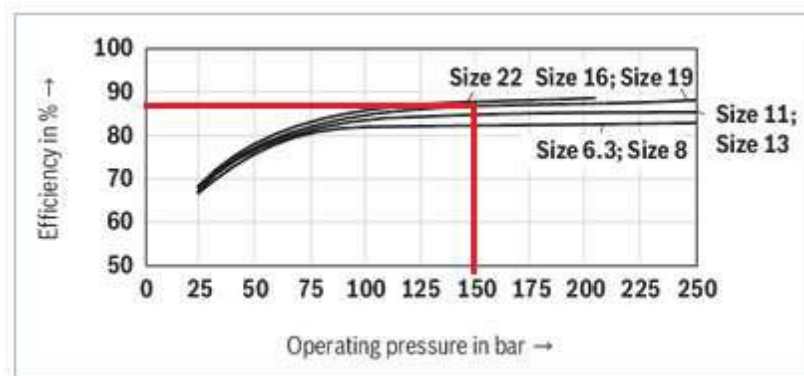


Nota. La grafica muestra la curva de caída de presión para cada bomba según su referencia con relación al caudal. Rexroth a bosch company. “Bombas a engranajes con dentado interior”. [En línea] Disponible: <https://www.boschrexroth.com/es/es/productos/grupo-de-productos/hidraulica-industrial/bombas/bombas-aengranajes-con-dentado-interior/pgf> (acceso 2021)

Si se conoce la presión máxima a la que va a funcionar la bomba que para este caso es de 147 bar, la eficiencia hidráulica para esas condiciones es la siguiente:

Figura 39

Eficiencia de la bomba PGF size 16



Nota. Eficiencia hidráulica de la bomba size 16 a condiciones máximas. Modificado de la figura 38

Se obtiene una eficiencia hidráulica de un 88%, es decir que si se requiere un caudal a la salida de la bomba de aproximadamente 8 Gpm (30,28 Lts/min), el caudal teórico se halla con la siguiente ecuación:

Ecuación 13.1

Eficiencia hidráulica

$$Nh = \frac{Qr}{Qt} * 100$$

Donde:

Nh= Eficiencia hidráulica

Qr= Caudal real

Qt= Caudal teórico

Reemplazando Qt en la anterior ecuación, se obtiene:

Ecuación 13.2

Eficiencia hidráulica

$$Nh = \frac{Qr}{Cc * n} * 100\%$$

Donde:

Cc = Cilindrada de la bomba

n = revoluciones por minuto

Despejando n de la anterior ecuación, se obtiene

$$n = \frac{Qr}{Nh * cc} * 100\%$$

Reemplazando los términos por su respectivo valor, se obtiene:

$$n = \frac{8Gpm}{88\% * 16cm^3 * \frac{1gal}{3785,41 cm^3}} * 100\%$$
$$n = 2150 rpm$$

Significa que, si se desean 8 Gpm reales dentro del circuito hidráulico, la bomba debe girar un poco más de 2150 rpm y a 6 Gpm la bomba debe girar un poco más a los 1613 rpm.

Motor eléctrico: Para seleccionar el motor eléctrico, se debe conocer primero la potencia que ofrece la bomba en condiciones máximas que para la referencia seleccionada PGF 16 su potencia es de 9,3 Kw que es aproximadamente 12,47 Hp.

Para conocer la potencia mínima que debe ejercer el motor, se calcula con la siguiente ecuación:

Ecuación 14

Cálculo de potencia del motor eléctrico

$$P_m = \frac{P_b}{N_m * N_h}$$

Donde:

P_m= Potencia del motor

P_b= Potencia de la bomba

N_m= Eficiencia mecánica

N_h= Eficiencia hidráulica

Para conocer la eficiencia mecánica del motor, este valor se obtiene directamente del fabricante. Algo a tener en cuenta es que hay 2 tipos de motores, los DC (corriente directa) y los AC (corriente alterna), donde se sabe que en Colombia la potencia eléctrica que se encuentra es de 110V y en algunos lugares industriales hasta 220V de corriente alterna con una frecuencia de 60 Hz, por lo tanto, la opción más viable para este caso es la selección de un motor AC trifásico ya que son los ideales para aplicaciones industriales que requieran potencias superiores a los 5 Kw. Por lo general, la eficiencia mecánica de un motor eléctrico AC trifásico se encuentra entre el 90% y el 94% estando éste funcionando a su máxima capacidad (la eficiencia depende de la calidad de los materiales con lo que está hecho el motor) [35], por lo tanto, para el primer cálculo, se obtiene un promedio entre estos 2 valores dando como resultado una eficiencia mecánica inicial de un 92%. para fines prácticos de encontrar una potencia adecuada en el motor eléctrico para este diseño.

Se debe tener en cuenta que la presión máxima de funcionamiento de la bomba es de 210 bar que, si se observa en la figura 33, se tiene una eficiencia hidráulica aproximadamente de un 90%. Ya con estos valores se puede calcular la potencia mínima que debe ejercer el motor eléctrico que es:

$$P_m = \frac{12,47 \text{ hP}}{0,92 * 0,90}$$

$$P_m = 15,06 \text{ Hp}$$

Para la selección del motor solo se contempló una marca (SIEMENS), ya que el proveedor de motores que tiene HIDRÁULICA INDUSTRIAL JC es distribuidor directo, lo cual ayuda en proceso de despacho y en relación de beneficio costo.

El banco de prueba requiere un motor de 15 hp a 3600 rpm según los cálculos realizados, por consecuente se consultó en inventario y la mejor opción fue un motor SIEMENS.GP.1LE0143-1CA86-4AA4 de 15 hp a 3540 rpm trifásico con conexión a 220v/440V bidireccional con la norma IE3 la cual está en vigencia actualmente en nuestro país.

A este motor hay que ensamblar le una brida que se adapte al sistema de transmisión de potencia. para las campanas autocentrantes. La brida es de tamaño 132 tipo B5.

Figura 40

Selección de motor

SIEMENS
Data sheet for SIMOTICS GP 1LE0143 Low-Voltage Motor

MLFB-Ordering data: 1LE0143-1CA86-4AA4

Motor type:
Client order no.:
Order no.:
Offer no.:
Remarks:

U	Δ/Y	f	P		I	n	M	NOM. EFF at ... load [%]			Power factor at ... load			I _h /I _n	M _h /M _n	M _h /M _e	IE-CL
			[kW]	[hp]				4/4	3/4	2/4	4/4	3/4	2/4				
220	DD	60	-/-	15.00	36.50	3540	29.7	91.0	91.4	-/-	0.90	-/-	-/-	9.0	9.0	4.0	IE3
380	YY	60	-/-	15.00	21.00	3540	29.7	91.0	91.4	-/-	0.90	-/-	-/-	9.0	9.0	4.0	IE3
440	D	60	-/-	15.00	18.30	3540	29.7	91.0	91.4	-/-	0.90	-/-	-/-	9.0	9.0	4.0	IE3

Nota. El motor se selecciona por la cantidad de potencia en Hp que necesita la bomba. Tomado de Siemens, 2019. “El portafolio de motores eléctricos más amplios del mundo”. [PDF]. Disponible:<https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:782b04d0-82f4-488a-936b-514cd8bb5d5f/version:1580149154/arteimpresioncatalogosimotics.pdf>

Variador de frecuencia: Para variar las Rpm es necesario instalar un variador de frecuencia. El variador de frecuencia es un regulador de uso industrial que se ubica entre la alimentación eléctrica y el motor. básicamente este regula la velocidad de giro del motor modificando la

frecuencia de la corriente que entra al motor. Esto se traduce básicamente en el ajuste de las revoluciones por minuto que nos brinda el motor siendo aprovechadas por un actuador que en este caso sería la bomba va que instalada en el banco de pruebas.

El variador se seleccionó en base al motor eléctrico escogido anteriormente. ORBELECT como proveedor principal. Ellos contienen gran cantidad de referencias en su inventario del cual se seleccionó el más adecuado para el motor. **Vale aclarar que este variador se ubica dentro de la caja eléctrica.**

Tabla 8

Variadores de frecuencia marca HOLIP

Model	Input voltage	Input current (A)	Output current (A)	Rated power (kW)	Power Dissipation (W)	Air flow rate (m ³ /h)	Net weight (kg)
HLP-A10007D523	3×200-240V	43.4	32	7.5	210	124	5.6
HLP-A100001123	3×200-240V	61	45	11	323	272	7.8
HLP-A100001523	3×200-240V	73	61	15	447	300	18.5
HLP-A10018D523	3×200-240V	88	75	18.5	795	376	19
HLP-A100002223	3×200-240V	106	91	22	975	408	26
HLP-A100003023	3×200-240V	130	112	30	1246	476	26
HLP-A100003723	3×200-240V	171	150	37	1635	595	37
HLP-A1000D7543	3×380-440V	3.7	2.3	0.75	38.5	51	1.3
	3×440-480V	3.2	2.1				

Nota. El variador de frecuencia se selecciona teniendo en cuenta la potencia que se desea suministrar al motor eléctrico. Tomado de Faster. Catálogo ANV. Acoples estándar. [PDF] Disponible: <http://www.fastercouplings.cn/pdf/Faster-Catalogue-Americas.pdf> (Acceso 2021)

Válvula de alivio o seguridad: Para escoger la válvula de seguridad, se debe conocer la presión máxima que se tendrá dentro del circuito que para este caso son aproximadamente 147 bar y también el caudal máximo que serían 8 GPM (30,28 L/min). La empresa dentro de su inventario, nos brinda el catálogo de las válvulas de seguridad que ellos tienen a disposición por lo que se escoge la siguiente referencia.

Figura 41

Características válvula de alivio

VMD 35 VALVOLA LIMITATRICE DI PRESSIONE
RELIEF VALVE

Codice Code	P RSP	T RSP	Q l/min	P MAX bar	P MAX bar	Tipo Type	L	L1 MAX	L2	L3	L4	E	E1	E2	E3	H	S	kg
VAG002.0330B1	3/8"	3/8"	35	350	350	VMD A35-020-B1	85	129	24	20	17	53	5	34	6	50	35	0.40
VAG002.0330B1	1/2"	1/2"	35	390	390	VMD A35-030-B1	85	129	24	20	17	93	5	34	6	50	35	0.39

MOLLA - (SPRING) A= 5.50 bar - B= 40.200 bar (Standard) - C= 100.350 bar
 1= Vite - Screws (Standard)

REGOLAZIONE - SETTING: 2= Volantino - Knob
 3= Vite + cappellotto - Screws + protection cap

A RICHIESTA - (ON REQUEST) ACCIAIO - STEEL (VMD-S-400 bar)

MATERIALE CORPO - ALLUMINIO MONTAGGIO IN LINEA
 BODY MATERIAL - ALUMINIUM LIVE MOUNTING

Nota. La válvula de alivio se escoge por la máxima presión y caudal que se va a tener dentro del circuito. Tomado de Catalogo Contarini. Válvulas de presión.

Esta referencia cumple con todas las condiciones anteriormente mencionadas además de que encaja perfectamente con la manguera seleccionada.

Figura 42

Válvula de seguridad en físico



Nota. Foto de una válvula reguladora de presión.

Cabe aclarar que en la figura 18 se muestra que en el interior de la máquina hay 3 válvulas de alivio o válvulas reguladoras de presión, esta misma referencia corresponde a la válvula de seguridad (3) y a las válvulas reguladoras de presión (10 y 13).

Acoples: Para escoger los acoples, se debe conocer la presión máxima del circuito que para este caso son 147 bar, el caudal máximo que es de 8 Gpm (30Lts/min) y adaptarla a las dimensiones de la manguera que para este caso todas las líneas corresponden a una manguera 3/8 pulg. Teniendo en cuenta estos factores, se sigue el catálogo de acoples que ofrece la empresa Faster.

Figura 43

Catálogo de acoples ANV



Technical Specifications

dash	Size mm	inch	Working Pressure (MPa)	Flow Rate (l/min)	Spillage (ml)	Force to Connect (N)	Burst pressure (MPa)		
							Male	Female	Male + Female
04	6.3	1/4"	50	9	0.5	45	200	200	200
06	10	3/8"	30	30	1.1	80	120	140	100
08	12.5	1/2"	30	75	1.8	80	120	120	130
1.2	20	3/4"	30	180	8	150	120	120	120
1.6	25	1"	25	270	10	150	100	100	100
2.0	31.5	1-1/4"	25	330	20	170	100	100	100
2.4	37.5	1-1/2"	20	450	32	255	80	80	80
3.2	50	2"	15	900	85	440	60	60	60

Nota. Estos acoples rápidos son conocidos como acoples de aguja, brindan una alta seguridad a la hora de realizar la conexión y soportan altas presiones. Tomado de Faster. Catálogo ANV. Acoples estándar. [PDF] Disponible: <http://www.fastercouplings.cn/pdf/Faster-Catalogue-Americas.pdf> (Acceso 2021)

Cabe aclarar que estos acoples son de aguja, lo que significa que no hay paso de flujo de aceite si no está conectado el macho con la hembra. En el panel de conexión todos son machos y las mangueras todas son hembras. La referencia seleccionada es **ANV 38 GAS F**.

5.3 Diseño línea de distribución

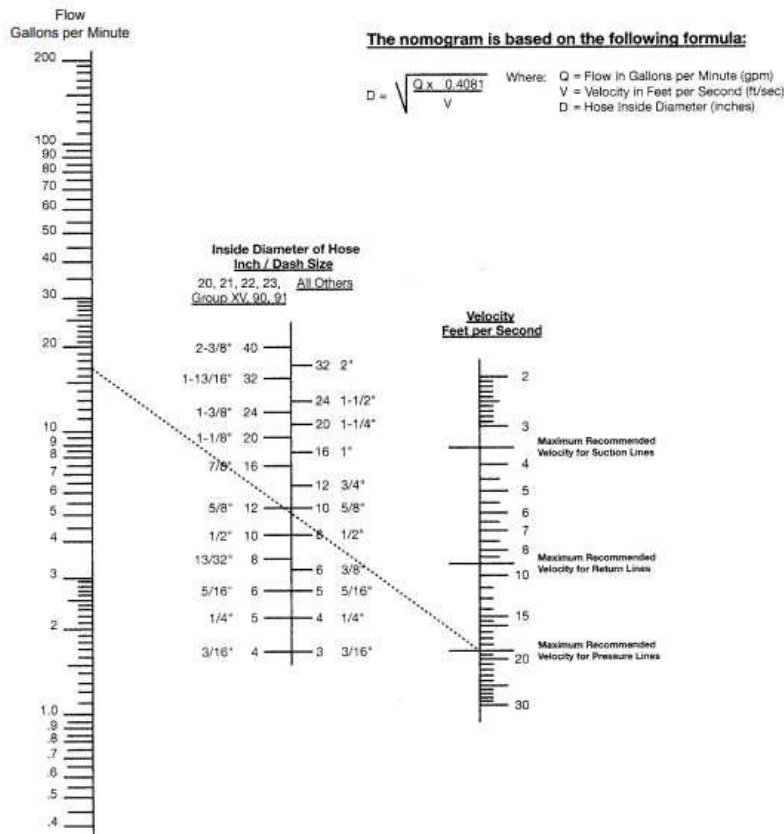
En este punto se hablará directamente del tipo de manguera que se va a usar específicamente dentro del banco de pruebas quien es la que permitirá que el fluido fluya en todo el circuito hasta llegar al actuador al que se le realizará la prueba.

Para seleccionar la manguera, se debe tener en cuenta la presión máxima con la que viajará el aceite hidráulico que para este caso sería 2136 Psi (147 bar) y el flujo máximo que son 8

Gpm (30,28 Lts/min). Teniendo en claro estas condiciones, se sigue la siguiente imagen para identificar el tamaño de manguera ideal.

Figura 44

Selección de tamaño de manguera

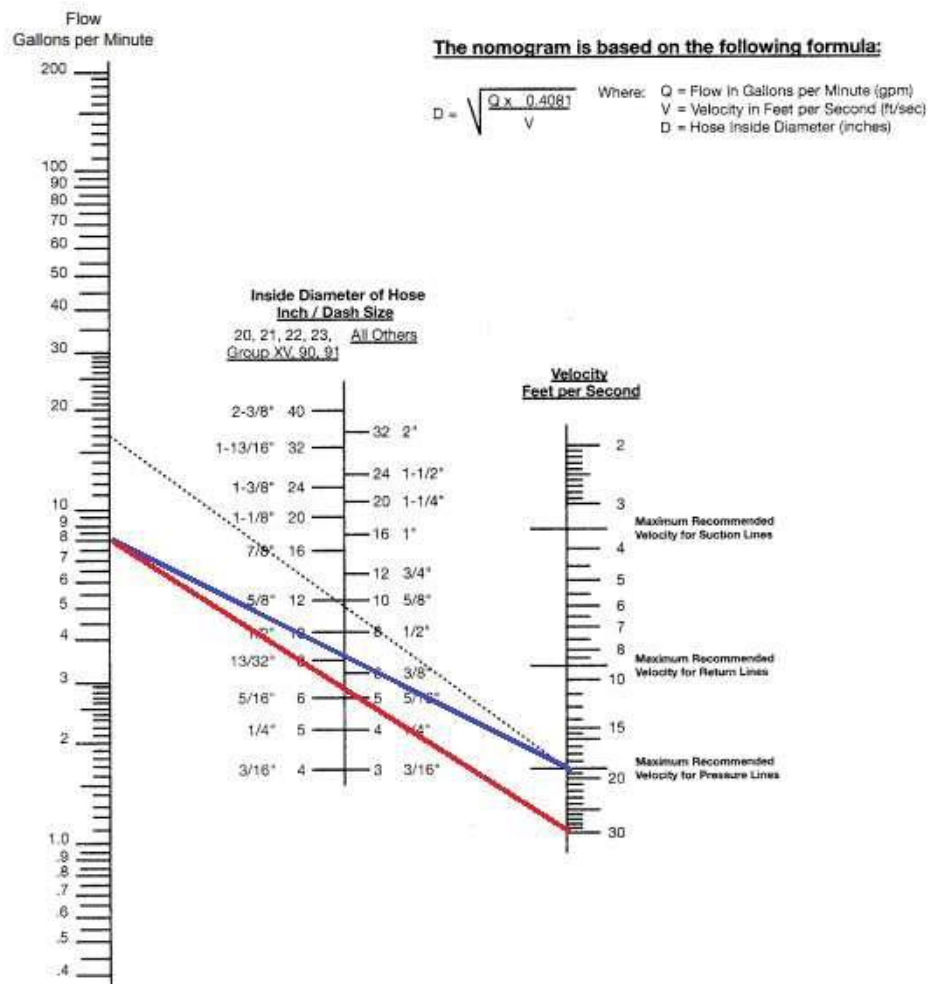


Nota. Selección de manguera según el caudal y la línea perteneciente. Tomado de Parker. Catálogo 4400 Us. [PDF]. Disponible: https://www.parker.com/literature/Hose%20Products%20Division/Catalog%204400%20PDF%20Files/Section_E_Technical.pdf

Como no se conoce la velocidad con la que viaja el fluido ya que depende este del área transversal por el que está pasando, se hacen dos consideraciones teniendo en cuenta la anterior gráfica donde la primera es a 20ft/s y 30ft/s ya que son las velocidades recomendables en una línea de presión, obteniendo los siguientes resultados:

Figura 45

Selección de diámetro de manguera



Nota. Se identifica el rango de mangueras posibles a usar con 8 Gpm con las velocidades mínimas y máximas recomendables en la línea de presión Modificado de la figura 44.

Observando la anterior imagen, es muy claro que solo hay 2 diámetros que pueden funcionar y estos son los diámetros de 13/32" y 3/8" donde el más comercial entre estas dos opciones es el de 3/8". Además, como se realizan pruebas a diferentes caudales, la manguera con diámetro de 3/8" permitirá tener una variación donde la velocidad del fluido en la línea de presión siga siendo la recomendada o se acerque en lo posible a ella.

La empresa tiene una gran confianza con las mangueras de la marca Jason Industrial, además de trabajar con ellas por durante muchos años y es por ello que se extraen las características de la manguera 3/8" que ellos fabrican.

Figura 46

Características de la manguera ref 5020-06, 3/8 in

Especificaciones	
Marcas	Jason
Diámetro interior (ID)	3/8 pulg. 9.5 milímetros
Diámetro exterior (OD)	0,75 pulg 19,0 milímetros
Presión laboral	4786 psi 330 bares
Presión de rotura	19145 psi 1320 bares
Radio mínimo de curvatura (MBR)	5.1 pulg 130 mm
Peso	0,34 libras / pie 0,51 kg / m
Longitud estándar	500 pies 152,4 metros
Rango de temperatura	-40 a +212 °F -40 a +100 °C
Acoplamientos	Serie 12 / JB12
Escribe	Hidráulico

Nota. Características de la manguera 3/8 .Tomado de Jason industrial. Manguera. “Catálogo de producto”.(2021). [En línea] Disponible: <https://rubberproducts.jasonindustrial.com/item/hydraulic-hose/5020-hydraulic-hose/5020-06>

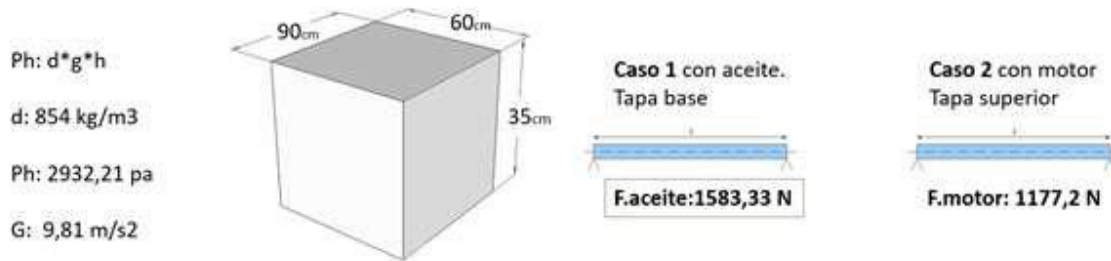
5.4 Cálculos estructurales

Selección de material para banco de prueba.

Para determinar la estructura general debemos empezar por las sub estructuras, para este caso veremos el tanque de almacenamiento que se encuentra lleno de aceite ISO 68 y con el soporte del motor eléctrico.

Figura 47

Análisis del tanque



Nota. Dimensiones ideales del tanque de almacenamiento del aceite

Para analizar el esfuerzo máximo que puede soportar la placa y su deflexión máxima, se hace uso del programa Ansys 2021 generando una malla de 10 mm que genera 38553 nodos y 5400 elementos aplicando una carga distribuida hacia abajo de 1583,33. Para este caso de tanque de almacenamiento se tomó la lámina según norma ASTM A36 tipo hot rolled la cual es especial para tanques estructurales donde tiene las siguientes características.

Datos del material:

Resistencia a tracción = 400MP

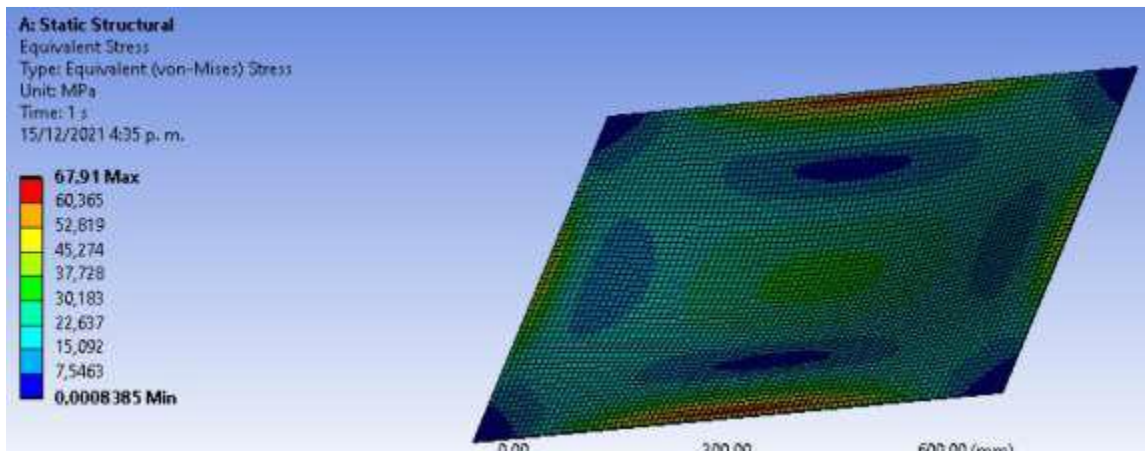
limite elástico = 250MP

M. de Elasticidad = 200Gp

El espesor de la lámina se tomó de 2,5 mm generando los siguientes resultados.

Figura 48

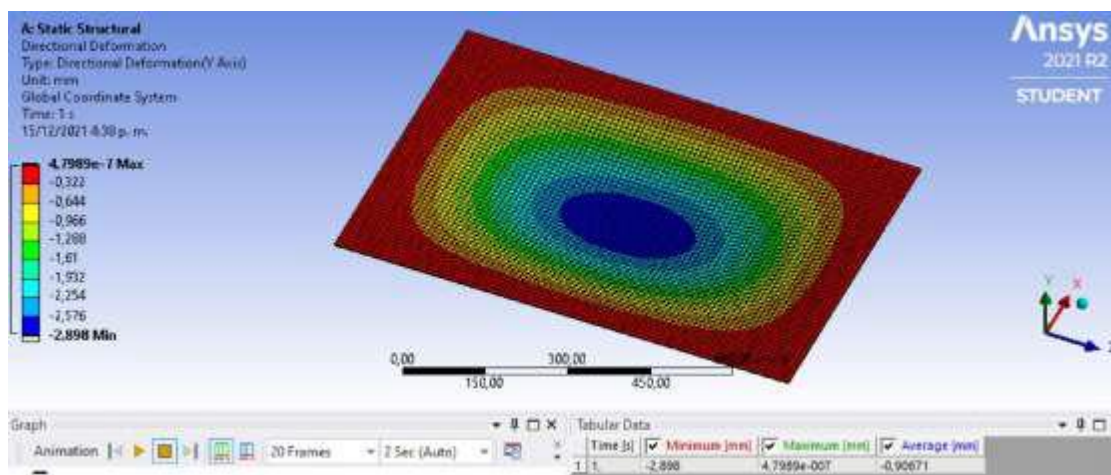
Esfuerzo Von Mises



Nota. Simulación hecha con el programa Ansys 2021 donde muestra el esfuerzo máximo que la lámina soporta a condiciones máximas de peso.

Figura 49

Deformación



Nota. Simulación hecha con el programa Ansys 2021 donde en esta imagen no se tiene en cuenta que la lámina esta soldada en un soporte quien le da mayor resistencia y evita la deflexión.

De las anteriores imágenes se concluye que el esfuerzo máximo ejercido cuando el tanque está totalmente lleno que sería en casos no comunes, se tiene un esfuerzo máximo de 67,91 Mpa y una deflexión de la lámina máxima de 2,89 mm donde para reforzar aún más esa deflexión la estructura contiene 2 vigas de perfil transversales.

Material seleccionado dentro de los límites estudiados es A36 de **2,5mm** tipo hot rolled Esto nos sirve para seleccionar el material de la estructura general tomando las fuerzas ya halladas, incluyendo también otras externas.

Después de determinar la lámina de tanque pasamos con el cálculo estructural incluyendo los pesos de tanque ya determinados. Para el siguiente análisis se dan las siguientes medidas y pesos.

Dimensiones de la estructura (seguir plano de la estructura).

Altura=138cm,

Ancho= 90cm

Profundidad =80cm

Pesos.

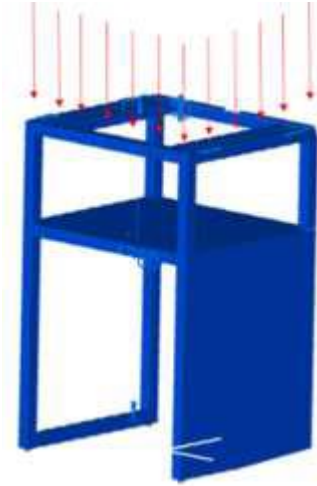
motor= 120kg, aceite hidráulico (tanque lleno) = 126kg, tanque= 41,7kg, accesorios=123,2kg

Se selecciona un factor de seguridad de 2 por ser un material certificado y una estructura de baja carga en condiciones NO severas según “Mechanical design handbook” by Harold. A Rothbart.

El peso total en condiciones máximas es de 821,8 kg, con base a esto veremos 4 columnas de apoyo donde se distribuirá uniformemente la carga siendo 205,45 kg lo soportado en cada columna, con base en esto haremos el correspondiente análisis.

Figura 50

Fuerza aplicada en la estructura



Nota. La mayor cantidad de fuerza aplicada en la estructura es generada por el peso del aceite con tanque lleno.

En Colombia el material más comercial en perfilaría es el A-500 el cual posee estas propiedades.

$E=200\text{Gpa}$ $F_y = 3241 \text{ kg /cm}^2$

En esta ecuación se pretende calcular la inercia máxima donde se incluye el peso máximo y de ahí poder determinar la sección del material.

Ecuación 15.

Esfuerzo de columna

$$P = \frac{\pi^2 * E * I}{L_o}$$

Donde:

Lo: longitud efectiva

E: módulo de elasticidad.

P: carga

I: inercia.

Donde se despeja la inercia de la ecuación para obtener el siguiente resultado

$$i = \frac{205,45 \text{ kg} * (138\text{cm})^2}{\pi^2 * 2e6 \text{ kg/cm}^2}$$
$$i = 0,21\text{cm}^4$$

La inercia en el material de 25x25x1,5 (dimensiones del tubo con perfil cuadrado) es de 1,22cm⁴ tomado del catálogo de Tuberías Colmena la cual es apta para nuestra estructura, además de esto se realizó esta verificación para comprobar que esté dentro de los límites máximos de pandeo.

Ecuación 16.

Ecuación de pandeo

$$Tn = \frac{p}{a}$$

Donde:

P= peso (Kg)

A = Área transversal del tubo (cm²)

Tn= Esfuerzo por pandeo (Kg/cm²)

Teniendo los siguientes resultados

$$Tn = \frac{p}{a} = \frac{205,45}{1,35} = 152,18 \text{ Kg/cm}^2$$

A pesar de esto se recomienda usar una medida comercial mayor (50x50x1,5) para aumentar la estabilidad, teniendo en cuenta que no aumenta el precio considerablemente, ni su peso. El Tn siempre debe ser menor al Tn admitido que no puede superar los 200 Kg/cm².

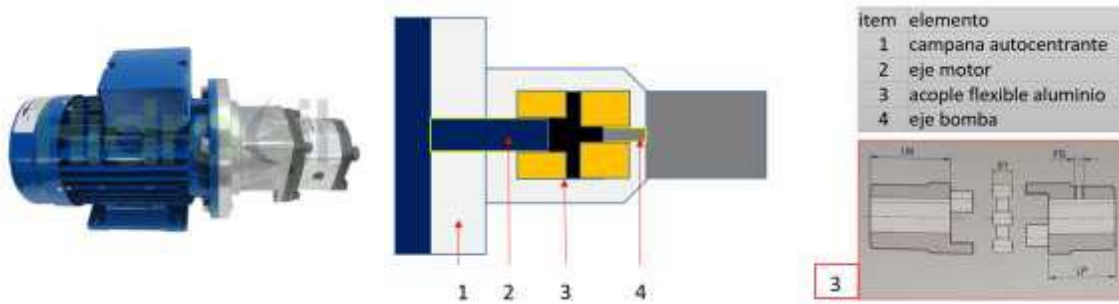
La parte mecánica del motor-bomba es sencilla de analizar porque existen en la actualidad elementos mecánicos ya disponibles en el mercado especiales para este tipo de trabajo. Sin embargo, expondremos su funcionamiento y tablas argumentativas.

Al motor eléctrico se le ensambla una campana tipo B5 para que sea de fácil adaptación con nuestra campana auto centrante, la cual cumple la función de centrar los ejes tanto del motor como de la bomba, para que la transmisión de potencia se no se vea afectada por falta de

alineación. El acople flexible es el elemento que acopla eje del motor con el eje de la bomba, su función es transmitir la potencia del motor a la bomba.

Figura 51

Conexión motor - bomba



Nota. Correcto montaje para conectar el motor eléctrico con la bomba hidráulica.

A continuación, veremos unas tablas de soporte para la selección del acople. Donde se explicará el torque en un motor eléctrico dependiendo sus caballos de fuerza y su ítem para la selección, primero se selecciona el tamaño del motor según su potencia Figura 52, luego de esto con el tamaño seleccionado vemos el ITEM que corresponde Figura 52 para posteriormente ver en tablas el torque que soporta y la cantidad de RPM Figura 52

Figura 52

Acople flexible

GRANDEZZA SIZE	kW	Hp	CODICE ITEM	DEM	LM	DM	CHM	TM
80	0.55	0.75	04-19	45	19	8	21	
90	1.5	2	04-24	45	24	8	27	
100 - 112	2.2 - 4	3 - 5.5	05-28	55	60	28	8	31
132	5.5 - 9	7.5 - 12.5	07-38	74	80	38	10	41
160	11	15	10-42	42	12	45		
180	22	30	10-48	110	48	14	51	

TIPO / TYPE	DEM DEP	COPPIA / TORQUE Nm	V max giri/min/rpm
04-19		150	12.739
07-28	74	400	7.747
07-38		656	7.747
10-42		850	5.512
10-48		1.070	5.512
10-55	104	1.600	5.512

Nota. Selección del acople para el motor y la bomba

5.5 Selección de instrumentos

Tabla 9*Selección de instrumentos para el banco de pruebas*

Instrumento	Marca	Referencia	Características	No circuito hidráulico
Manómetro	YUYAO GONCHUAN G INSTRUMENT CO	GCBS 36 de 2,5"	Conexión trasera de calibr con brida con un rango de 300 bar/3000 psi	21,24
Termo Nivel	Demalong filters	YWZ-254 T	Mide temperatura y visualiza la cantidad de aceite que hay en el tanque. Rango T de -20°C a 100°	1

Nota. Los instrumentos seleccionados se toman en cuenta por el costo bajo de obtención para la empresa

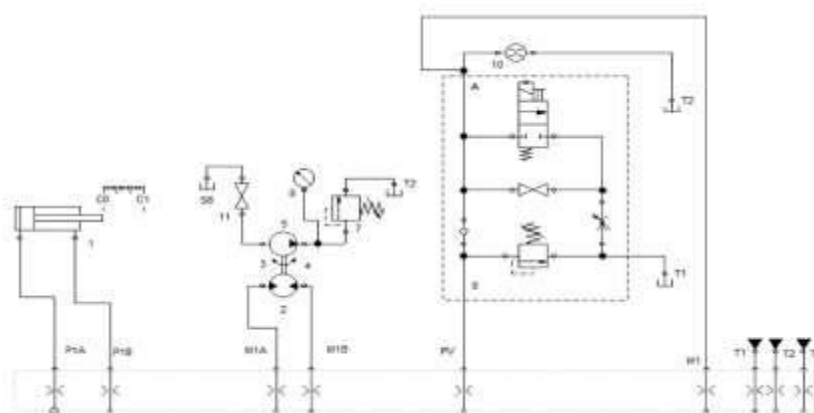
6. DETALLES DE LAS PRUEBAS

6.1 Circuito electro hidráulico para las pruebas

En este literal se presenta todo lo relacionado a los instrumentos y conexiones que se hacen por fuera del banco de pruebas y así transportar el fluido desde el banco de pruebas hasta el actuador al que se le desea realizar la prueba. A continuación, se presenta el circuito hidráulico relacionado a las conexiones de cada actuador.

Figura 53

Circuito hidráulico de conexiones externas



Nota. Circuito Hidráulico que presenta las conexiones externas (Hecho en FluidSim)

Tabla 10

Elementos del circuito hidráulico para la conexión de cada actuador

item	elemento	item	elemento
1	cilindro hidraulico	7	val. Reguladora de presion
2	motor hidraulico	8	manometro
3	reductor de engranes	9	bloque de val. Ascensor
4	soporte de anclaje	10	flujometro
5	bomba hidraulica	11	valvula de bola en baja
6	sistema de succion elevado	s6	union para suministro de aceite

Nota. El flujómetro está instalado en una manguera para las conexiones externas y unir la placa de conexión con el actuador.

Esta manguera previamente adaptada con el flujómetro se usará en cada prueba ya que este banco está diseñado para realizar las pruebas a un solo actuador.

6.2 Detalles de las pruebas a realizar

6.2.1 Para cilindros

Prueba de avance: La prueba consiste en llenar la cámara del cilindro donde ingresa un caudal constante de aceite. Para esta prueba se tiene en cuenta la Ecuación 1. En esta prueba se determina si el cilindro contiene fugas internas o externas además de observar las condiciones en las que se encuentra el vástago. Para el caso de los cilindros doble efecto, la prueba se realiza en ambas direcciones (saliendo y entrando el vástago).

Prueba de contrapresión: Se evalúa la fuerza que ejerce el cilindro con la presión a la que entra el fluido en la cámara del cilindro. Se cuadra la válvula de presión de tal forma que simule una fuerza contraria a la dirección por donde sale el cilindro generando un efecto de frenado hasta que este queda en una posición de reposo. Es ahí cuando la fuerza de contrapresión es igual a la fuerza que ejerce el fluido. En este punto se compara la presión marca el manómetro con respecto a la presión que hay dentro del cilindro con respecto a la presión teórica que el cilindro debe ofrecer para igualar la fuerza de contrapresión que para ello se sigue la siguiente ecuación:

Ecuación 17.

Ecuación para hallar la presión de entrada igualando la fuerza que ejerce el fluido con la fuerza de contrapresión.

$$P_{ent} = \frac{P_{sal} * (A_{emb} - A_{vast})}{A_{emb}}$$

Donde:

Pent: Presión en el cilindro

Psal: Presión a la salida del cilindro

Aemb: Área del émbolo

Avast= Área vástago

Teniendo ya la presión de entrada real con respecto a la teórica, se calcula el porcentaje de desviación o eficiencia del cilindro con la siguiente ecuación

Ecuación 18.

% De desviación

$$\%Desviación = \frac{Pt}{Pr}$$

Donde:

Pr: Presión real

Pt: Presión teórica

Por lo tanto, para calcular la fuerza que ejerce el cilindro bajo las condiciones en las que se encuentra en el momento, se sigue la siguiente ecuación:

Ecuación 19.

Fuerza real del cilindro

$$Fr = Pr * Aem * desviación$$

Donde:

Pr: Presión real

Aem: Área émbolo

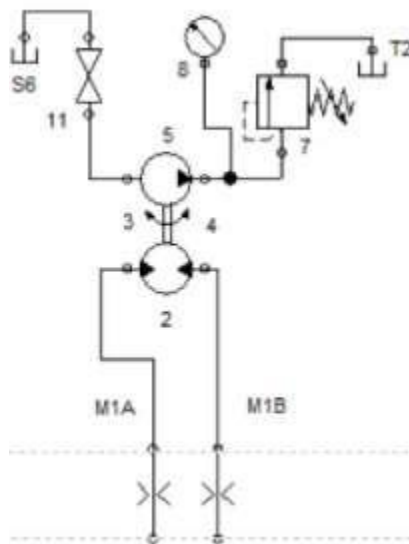
6.2.2 Para el motor hidráulico

Prueba de Rpm: Con ayuda de un medidor de Rpm, se identifican las Rpm a las que gira con un caudal previamente determinado. Luego se conoce la eficiencia del motor siguiendo la ecuación 13.2. Esta prueba por lo general se realiza a las condiciones máximas de funcionamiento del motor. Si la eficiencia es menor a la eficiencia indicada por el fabricante, el motor puede presentar algún tipo de falla generando fugas ya sean internas o externas. Las fallas pueden ser por causa de los desgastes en los empaques, sellos o porque el eje presenta algún tipo de desalineación.

Prueba de torque: Para esta prueba se busca generar una contrapresión o una resistencia a la bomba de pruebas para que el motor hidráulico genere un torque. Se tiene el siguiente montaje para estas pruebas.

Figura 54

Circuito para pruebas motor




Nota. Se muestra en la anterior imagen el circuito hidráulico para hacer la prueba al motor hidráulico.

El reductor que se va a usar para esta prueba contiene una relación 1:10 configuración multiplicador para la bomba y la referencia de la bomba a usar en estas pruebas corresponde a HGP-1A-F6 *-R-X-2B tomado del catálogo Hydrome industries con la siguiente imagen.

Figura 55

Selección de bomba para prueba

How to order

HGP - 1A - F -  - R - X - 2B

- Model: HGP: Gear pump only; PFD: Gear pump with relief (see page 136)
- Serial number
- Mounting type: F: Flange mounting; L: Foot mounting
- Displacement (cc/rev)
- Rotation: R: Clockwise; L: Counter-clockwise
- Shaft type: X: Straight shaft; Y: Splined shaft
- Mounting flange: 2B: SAE 2-Bolt; 4B: DIN 4-Bolt; 4BE: European 4-Bolt

Specifications

Model	Displacement (cc/rev)	Pressure bar (psi)		Running Speed (rpm)		Weight (kg)	
		Working	Max.	Rate	Max.		Min.
HGP-1A-F1	1				4100	1000	1.0
HGP-1A-F2	2				4500	800	1.28
HGP-1A-F3	3				4500	800	1.10
HGP-1A-F4	4	210 (3000)	250 (3500)	1100	4000	800	1.38
HGP-1A-F5	5				3200	800	1.2
HGP-1A-F6	6				3100	800	1.2
HGP-1A-F8	7.8				3200	800	1.4

Remark: HGP-1A-F05 is 5 cc/rev, F08 is 8 cc/rev and F2.0 is 2 cc/rev. See for special order.

Nota. Esta bomba es únicamente usada para la prueba del motor hidráulico. Tomado y Modificado de Hydrome industries. Catálogo Hydraulic Pumps Motor. [En línea].

Disponible: <http://www.hydrome.com.tw/download.aspx>. (Acceso 2021)

Para hallar el torque, se debe generar una presión al fluido a la salida de la bomba y esto únicamente se logra si se manipula la válvula reguladora de presión (7) haciendo que la bomba genere un esfuerzo que se ve reflejado tanto en el eje de la bomba como en el eje del motor.

Ecuación 20.1

Potencia hidráulica de la bomba

$$Phb = Y * P * Q$$

Phb: Potencia hidráulica de la bomba

Q: Caudal (m³/s)

Y: Peso específico del fluido (N/m³)

P: Presión (M.C.A)

Transformando la ecuación de manera práctica para la lectura de los instrumentos con los que se trabajarán en el banco de pruebas, se tiene la siguiente ecuación teniendo los siguientes valores:

Gravedad = 9,81 m/s²

1 Bar= 10,2 M.C.A

1 Gpm = 6,309E-5 m³/s

Ecuación 20.2.

Potencia hidráulica de la bomba

$$Phb = P * P * Q * 6,313 \times 10^{-3}$$

Phb: Potencia hidráulica de la bomba (W)

P: Densidad (Kg/m³)

P: Presión (Bar)

Q: Caudal (Gpm)

Ecuación 21.

Potencia mecánica de la bomba

$$Pmb = T_B * n_B$$

Pmb: Potencia mecánica de la bomba (W)

Tb: Torque de la bomba (Nm)

nb: velocidad de giro de la bomba (Rad/s)

Otra manera de calcular la potencia mecánica de la bomba para este caso se sigue la siguiente ecuación teniendo en cuenta la eficiencia hidráulica de la bomba que para fines prácticos se escoge 0,9.

Ecuación 22.

Potencia mecánica de la bomba

$$Pmb = P_{Hb}/0,9$$

Pmb: Potencia mecánica de la bomba (W)

Phb: Potencia hidráulica de la bomba (Nm)

Ecuación 23.

Relación de transmisión de Torque

$$R = T_m/T_B$$

R: Relación de velocidades

Tm: Torque motor

Tb: Torque bomba

Y/o

Ecuación 24.

Relación de transmisión de velocidad

$$R = Rpm_b / Rpm_m$$

R: Relación de velocidades

Rpm b: Revoluciones de la bomba

Rpm m: Revoluciones del motor hidráulico

Reductor: Para la adecuada selección del reductor se decidió buscar como primera opción el mismo distribuidor de motores, encontrando con ellos una marca de muy buena reputación y de bajo presupuesto. Teniendo en cuenta lo anterior se busca una referencia que cumpla con la necesidad, las cuales son una relación que nos permita trabajar el motor a bajas revoluciones y la bomba sobre el límite de su mínima revolución, y que cuando se use el motor en sus máximas revoluciones la bomba este diseñada para soportar dicha relación. Además de esto es de suma importancia una buena capacidad de torque, para realizar un esfuerzo opuesto.

Se usa un reductor SITI de procedencia italiana donde se selecciona relación, torque, diámetros de agujeros y flanches de anclajes. El eje del motor Hidráulico es de 24mm y el de la bomba de contra presión de 12,7mm y el torque nominal es de 270 Nm a 138 bar. Para esto seleccionamos el reductor de velocidad con ref: U90-90 B14-112 B14

Tabla 11

Selección de reductor

						5	7,5	10	15	2
	PAM	N	M	P	Q					
U 75	80 B14	80	100	120	103					
	90 B5	130	165	200	103					
	90 B14	95	115	140	103		24	24	24	2
	100 B5	180	215	250	106					28
	100 B14	110	130	160	109					
U 90	112 B5	180	215	250	106		28	28		
	112 B14	110	130	160	109					
	80 B5	130	165	200	120					
	80 B14	80	100	120	120					
	90 B5	130	165	200	120					
U 90	90 B14	95	115	140	120		24	24	24	2
	100 B5	180	215	250	123					
	100 B14	110	130	160	126					
	112 B5	180	215	250	123					
	112 B14	110	130	160	126		28	28	28	2
90 B5	130	165	200	147						

U 90		Prestazioni riduttori e motoriduttori Performance wormgearboxes and wormge Leistungen Schneckenuntersetzungsgetriebe unx					
i	n ₁	n ₂	M ₂ (Nm)	kW ₁	HP ₁	RD	
7,5	2800	373	267	11,39	15,49	0,918	
10		280	270	8,73	11,88	0,908	
15		187	276	6,24	8,49	0,864	
20		140	330	5,64	7,68	0,856	
25		112	288	3,96	5,39	0,853	
30		93	376	4,47	6,08	0,822	
40	70	349	3,27	4,45	0,783		

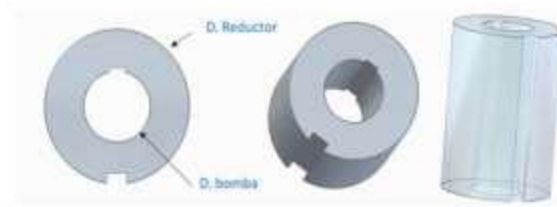
Nota. Este reductor seleccionado tiene una relación 1:10 que es la ideal para equilibrar las revoluciones de giro de la bomba hidráulica de pruebas y el motor hidráulico al que se le realiza la prueba Tomado y modificado de Siemens, 2019. “El portafolio de motores eléctricos más amplios del mundo”. [PDF]. Disponible: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:782b04d0-82f4-488a-936b-514cd8bb5d5f/version:1580149154/arteimpressioncatalogosimotics.pdf>

Acople bomba – reductor: Como se mencionó anteriormente en el reductor tenemos dos agujeros, del cual uno de esos huecos mide 24mm el cual es el óptimo e indicado para el motor, sin embargo, por el otro lado se tiene un agujero de 28mm el cual no es tan viable para la bomba que la empresa HIDRÁULICA INDUSTRIAL nos brinda. Aun así, se optó por un agujero mayor para poder hacer alguna adecuación, por lo cual se tomó la decisión de diseñar un buje en acero 4041 para adaptar con flexibilidad el eje de la bomba con el agujero de la caja reductora.

Para el diseño de este buje se tomó en cuenta el eje de la bomba tipo SAE AA (eje 12,7 mm), y un material que es bueno a los esfuerzos de fatiga y torsión en secciones mediana y pequeñas, además de ser un acero que la empresa posee en su inventario. A continuación, se explicará gráficamente el buje.

Figura 56

Bruje bomba - reductor



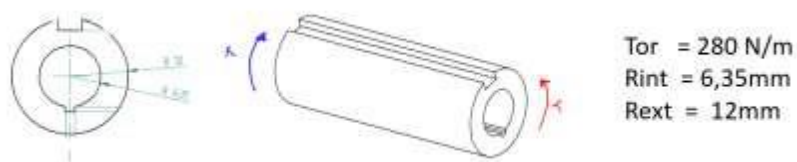
Nota. Representación en 3D del buje para conectar la bomba con el reductor de velocidad

Para las adecuadas instalaciones de nuestro soporte de cilindros y nuestras orejas en el reductor contaremos con huecos pasantes en la mesa de soporte los cuales casaran de manera simétrica con los de nuestro soporte y Reductor. Además de estos huecos bien centrado tendremos ayuda de arandelas, turecas de seguridad contando también con tornillos **ASTM A354** de 3/8" y 3/16", también bien conocidos como **grado 8** los cuales son especiales ya que tienen una gran aplicación para efectuar operaciones de unión que requieran alta resistencia a tensión, corte y a altas temperaturas de trabajo.

Para la comprobación de que el material soporte las cargas aplicadas se hace un estudio de torsión.

Figura 57

Plano acople



Nota. Dimensiones y torque máximo que puede soportar el buje

Seguido de esto se plantea la Ecuación de esfuerzos para torque, para determinar el esfuerzo máximo y compararlo posteriormente con el de nuestro material sugerido.

Ecuación 25.

Esfuerzo máximo de torsión

$$\tau . max = \frac{Tor * R . ext}{\frac{\pi}{2} * (R . ext^4 - R . int^4)}$$

Donde:

T.max = Esfuerzo cortante por torsión

Tor = Torque del motor hidráulico

R. ext= Radio externo

R. int= Radio interno

Reemplazando los valores, se tiene un esfuerzo por torsión de $1,12 * 10^8 N/m^2$

El material sugerido es un acero laminado en caliente SAE 1012 con la siguiente propiedad.

$$\tau . max = 40 kg/mm^2 = 3,92 * 10^9 N/m^2$$

De esta manera verificando que estamos dentro del rango de esfuerzos para este elemento

$$\tau . max buje < \tau . max material$$

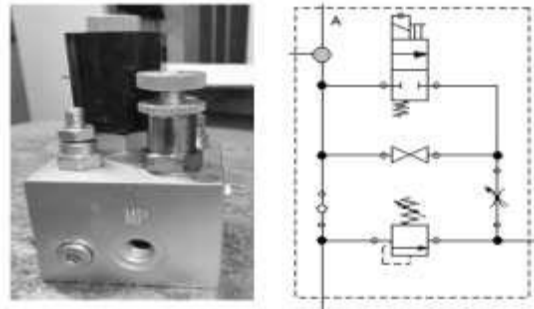
Para las adecuadas instalaciones de nuestro soporte de cilindros y nuestras orejas en el reductor contaremos con huecos pasantes en la mesa de soporte los cuales casaran de manera simétrica con los de nuestro soporte y Reductor. Además de estos huecos bien centrado tendremos ayuda de arandelas, turecas de seguridad contando también con tornillos **ASTM A354** de 3/8" y 3/16", también bien conocidos como **grado 8** los cuales son especiales ya que tienen una gran aplicación para efectuar operaciones de unión que requieran alta resistencia a tensión, corte y a altas temperaturas de trabajo

6.2.3 Para la válvula de ascensor

Prueba de presión y fugas:

Figura 58

Circuito válvula kvs04



Nota. Ilustración de la configuración interna de una válvula para ascensor

La válvula de ascensor o bloque de ascensor está compuesta por diferentes clases de válvulas tipo cartucho. Una de estas es la válvula de alivio que permite regular y mantener una presión constante a la salida de la misma válvula. Para esta prueba también es de suma importancia la válvula de retención o cheque tipo cartucho y la válvula de descenso manual tipo cartucho. Para la prueba de presión general todas estas sub pruebas deben cumplirse en su totalidad.

Verificar el buen funcionamiento de la válvula de alivio con el cual se regula la presión:

Esta presión debe ser máxima cuando dicha válvula esté totalmente ajustada y mínima cuando esté totalmente libre. La presión debe aumentar o disminuir directamente proporcional al ajuste de esta. Si la presión no se mueve mientras se está ajustando esta válvula se puede concluir que esta válvula tipo cartucho tiene que ser reemplazada.

Verificar el buen funcionamiento del cheque el cual mantiene la presión que ingresa desde la bomba o nuestra fuente de potencia:

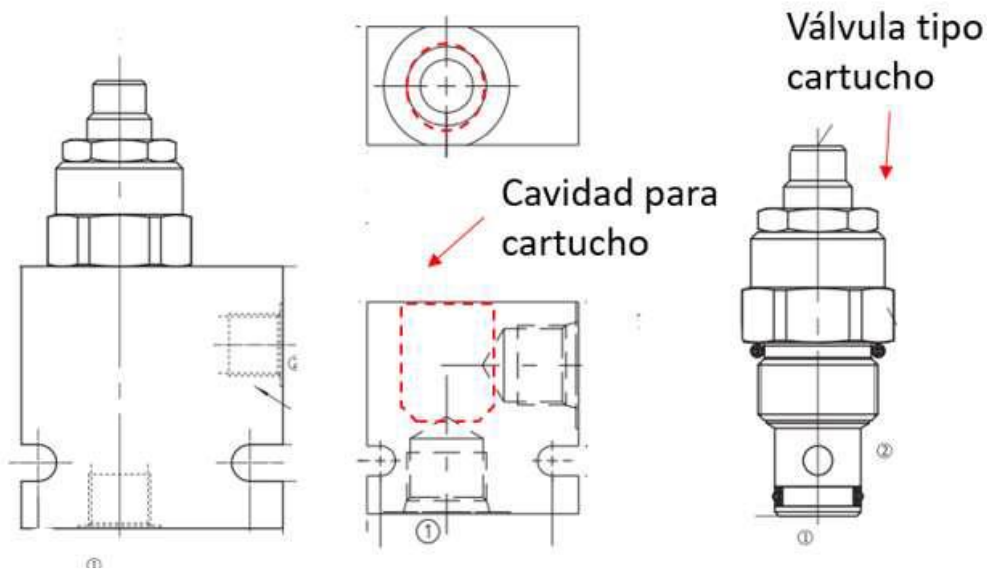
Si este cheque falla cuando la presión alcanza su punto máximo regulado mientras la fuente que suministra aceite y presión está activa, apenas se desactive dicha fuente la presión caerá llegando hasta una presión similar a cero. Si este es el caso y la presión no se mantiene, reemplace el cheque tipo cartucho.

Verificar que la válvula de descenso manual esté totalmente cerrada, ya que esta solo debe estar parcial o totalmente abierta en caso de emergencia. Para un funcionamiento normal, esta válvula debe permanecer cerrada en su totalidad. En caso de estar abierta ciérrela y ejecute nuevamente la acción.

Verificar fugas, las fugas pueden ser internas o externas. En caso de ser externas reemplace la pieza que genere la fuga y en caso de ser interna pase por pruebas más rigurosas a las 3 válvulas nombradas anteriormente. Las pruebas se hacen separadas e independiente en un bloque de una sola cavidad.

Figura 59

Bloque de válvula VC



Nota. Conexiones para las pruebas en las válvulas para ascensor

Prueba de flujo: La prueba de flujo es importante para saber que la válvula no está generando pérdidas de caudal por unidad de tiempo, para verificar esto se comprueba el flujo de entrada (P) con el flujómetro y luego se compara con el flujo de salida (A) con el mismo instrumento.

Si existe alguna variación, valide la prueba de presión y fugas después y verifique los ductos internos y diámetros de construcción. Por último, verifique que el caudal de entrada es menor o igual al caudal nominal permitido por el fabricante.

6.3 Selección de instrumentos para las pruebas

Los instrumentos que se van a mencionar a continuación corresponden a la figura 42

Tabla 12*Selección de instrumentos externos al banco de pruebas*

Instrumento	Marco	Referencia	Características	No circuito hidráulico
Manómetro	YUYAO GONCHUA NG INSTRUMENT CO	GCBS 36 DE 2,5”	Conexión trasera de caliber con brida con un rango de 300 bar/3000 psi	8
Flujómetro	HYDROME CH INDUSTRIES CO. LTD.	FMB-3A30L	Tamaño NTP 3/8 in, presión máxima 10 bar y con rango en Lpm	10

Nota. Los instrumentos seleccionados se toman en cuenta por el costo bajo de obtención para la empresa

7. PLANOS DEL BANCO DE PRUEBAS

Los planos que corresponden a la fabricación del banco de pruebas, están detallados y explicados en los anexos externos a este documento. Todas las dimensiones del banco de pruebas están adaptadas bajo las consideraciones y recomendaciones del espacio que ha indicado la empresa.

Los planos se anexan en la carpeta con el nombre “PLANOS DEL BANCO DE PRUEBAS” en formato PDF donde se detalla toda la construcción e instalación de los instrumentos que conforman a este banco.

A continuación, se presenta la lista de materiales que corresponde a la fabricación del banco de pruebas:

Tabla 13

Lista de materiales

LISTA DE MATERIALES					
PIEZA	CARACTERISTICAS	MATERIAL	DIMENSIONES	OBSERVACIONES	Fabricante
Lamina	cuadrada	Acero estructural ASTM A36	espesor 3mm 1100mm x 500mm	De esta lamina se extraen el tablero y la tapa de inspección	Panelco
Barra	cilindro		Diámetro 1/2 pulg x 1mts de largo	De esta pieza se obtienen las 3 barras para la manija de la tapa de inspección	Panelco
Lamina	cuadrada	Acero estructural ASTM A36	espesor 2.5 mm 2.44 mts* 6,09 mts	de esta lamina se hace el tanque y también se obtiene la lamina de soporte de la estructura y se hace la caja eléctrica	Panelco
Perfil	cuadrada	Acero estructural ASTM 500	50mm x 50 mm largo 13 mts con espesor de 1,5	Estas barras son de la estructura, se necesitan 2 barras de 6 mts y una de 1 mts	Panelco
Perfil	en L	Acero estructural ASTM 500	espesor de 10 mm 40mm x 40 mm	Soportes tipo aleta soldados en el tanque y en la estructura	Panelco
Perfil	cuadrada	Acero estructural ASTM 500	50mm x 50 mm largo 9 mts con espesor de 1,5	Estas barras son de la mesa de trabajo, se necesitan 1 barras de 6 mts y una de 3 mts	Panelco

Nota. En la anterior tabla se presenta el material necesario para la fabricación de toda la estructura que compone al banco de pruebas y la mesa de trabajo

8. MANUAL DE OPERACIÓN DEL BANCO DE PRUEBA

8.1 Introducción al manual de operación

Bienvenido querido usuario, en esta ocasión se le darán las bases, tips y precauciones para manipular el banco de prueba electrohidráulico. Antes de poner en uso el banco de prueba, invitamos amablemente a los usuarios a leer con detenimiento el manual, operar y realizar el mantenimiento de acuerdo con las especificaciones del mismo, así evitar fallas y prolongar su vida útil creando los máximos beneficios económicos para usted.

Para utilizar correctamente el banco, le recordamos que preste especial atención a los siguientes puntos:

1. Seleccione correctamente el Aceite hidráulico que cumpla con la normatividad internacional.
2. Antes de dar arranque el sistema hidráulico verifique el nivel de aceite en el tanque y la adecuada conexión eléctrica, dependiendo del voltaje.
3. Luego del encendido, revise la presión del sistema, presencia de fugas de aceite y temperatura de este en el equipo, seguidamente descarte ruidos anormales.
4. Mantenga el equipo de acuerdo a los requerimientos estipulados en el manual y las instrucciones de mantenimiento.
5. El fabricante no se hace responsable de daños causados por una operación inapropiada del equipo, por lo tanto, se les recomienda amablemente a los usuarios leer a conciencia este manual antes de operar el mismo. Dado que el desarrollo técnico del producto está en continuo mejoramiento, es posible que existan algunas diferencias entre las descripciones del manual y los productos modificados. Su empresa proporcionará materiales adicionales de cambio. Esperamos que el usuario pregunte directamente al departamento respectivo de nuestra compañía acerca de cualquier duda.

Seguridad

Primer ciclo.

Al comenzar la operación de primer ciclo, antes de encender la unidad hidráulica, realice la siguiente inspección.

- Revise los indicadores de presión (manómetros) y verifique que no existan presiones internas dentro del sistema < manómetro en cero >
- Verifique el nivel de aceite hidráulico, estado de las mangueras y su adecuada conexión.

-Si existe alguna válvula de paso de alimentación para la bomba verifique que esta esté abierta, para evitar cavitación en la succión de la bomba y posibles daños en la mismas, en caso de que no exista dicha válvula en su sistema omita este ítem.

-Asegúrese que su sistema de alimentación eléctrico vaya a una caja de arranque o esté conectado a un breakers (para evitar daños en el motor por cortos eléctricos)

-Verifique que la configuración del motor para el voltaje sea igual a la de alimentación. En caso contrario modifique la configuración en la bornera del motor o cambie la tensión en las líneas de alimentación.

-Desajuste las válvulas de alivio visibles, para ser reguladas después del inicio del motor.

-Cuando el motor sea energizado verifique el sentido de giro horario (este será indicado por una flecha ubicada en la carcasa del motor), si esta gira en el sentido contrario cambiar posición en las fases.

Operación diaria inicio.

Al comenzar la operación diaria, antes de encender la unidad hidráulica, realice la siguiente inspección. (primer inicio)

-Limpie la superficie de los manómetros indicadores de presión y saturación, que se encuentre en buen estado y totalmente visible la carátula.

-Verifique el nivel de aceite hidráulico, estado de las mangueras y que no haya presencia de fugas.

-Si existe alguna válvula de paso de alimentación para la bomba verifique que esta esté abierta, para evitar cavitación en la succión de la bomba y posibles daños en la mismas, en caso de que no exista dicha válvula en su sistema omita este ítem.

-Comprobar el ambiente o zona de trabajo, verifique que no hallan objetos que interfieran en el recorrido de los actuadores hidráulicos y la operación del equipo

-Verifique el estado de los cables que alimentan el sistema.

Operación diaria durante el uso.

-Luego del encendido, revise el nivel y temperatura del aceite hidráulico.

-Revise las medidas de los manómetros indicadores de presión y saturación.

-Revise la presencia de fugas de aceite y ruidos anormales.

-Se aconseja dejar en circulación el sistema hidráulico por 2 minutos antes de iniciar operaciones.

-Pruebe el sistema hidráulico, mediante la operación y calibración de presión según lo querido para la prueba. Sin conectar ninguna manguera aun al soporte de acoples accione algún pulsador, mantenga y verifique presión en manómetro principal.

-Después del accionamiento, ajuste gradualmente la válvula de alivio y consiga la presión adecuada.

Calibración de la presión de trabajo.

El sistema hidráulico debe tirarse a una presión de trabajo de 2150 PSI, para ello se debe hacer la apertura al máximo las *válvulas limitadoras o de seguridad* no visibles y de la *válvula reguladora de presión* secundarias la cual se encuentra en el tablero de control.

Se da inicio al motor y posterior a eso generamos taponamiento accionando un pulsador de cualquier actuador sin manguera conectada. Cierre en totalidad la *válvula reguladora de presión* conectada en el tablero, active nuevamente el pulsador, tare la presión máxima ajustando gradualmente la *válvula de seguridad* no visible, si la presión de trabajo se encuentra por debajo de 2150 PSI, se ajuste nuevamente la *válvula de seguridad* hasta conseguir la presión adecuada. Una vez realizados estos pasos, el sistema está calibrado y listo para ser operado con total seguridad.

Al tener una presión de trabajo calibrada (2150 psi) podremos modificar nuestra presión en el rango de 0 a 2150 modificando el ajuste de la *válvula reguladora de presión* secundaria ubicada en el tablero.

Nota: Por seguridad después de calibrada la válvula de seguridad no deberá ser reajustada, ya que afecta las operaciones o puede causar daños en bomba o en motor eléctrico.

8.2 Ítems

Figura 60

Modelo general



ÍTEM 1

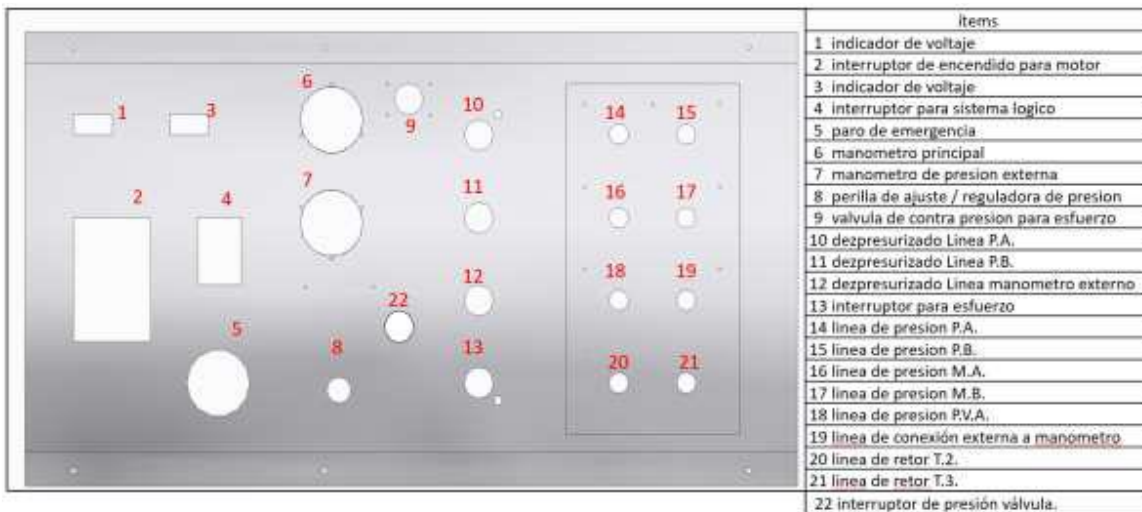
1. TANQUE DE RESERVA DE ACEITE
2. ESTRUCTURA
3. CAJA ELÉCTRICA Y DE LÓGICA CABLEADA
4. TABLERO DE OPERACIÓN
5. MESA DE SOPORTE
6. AGUJERO PARA CONTROL 1 (cilindro)
7. AGUJERO PARA CONTROL 2 (motor)
8. VÁLVULA LIMITADORA O DE SEGURIDAD



Nota. El modelo presentado es un posible modelo para comprender las conexiones del banco de pruebas.

Figura 61

Modelo tablero



Nota. El anterior tablero está diseñado para facilitar la manipulación de la máquina para el operario y si el modelo estructural cambia, el tablero se mantiene como se presenta.

8.3 Accionamiento cilindro hidráulico doble efecto

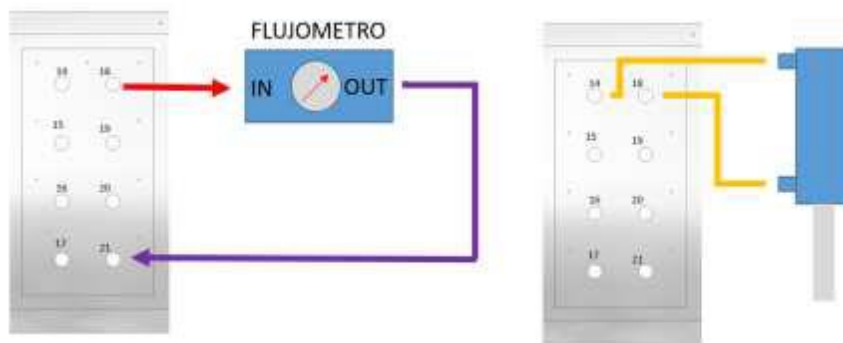
Para poner en función el banco de prueba y maniobrar un actuador (cilindro hidráulico), realice los siguientes pasos.

- Prenda el motor con el interruptor (ítem 2 / # 2) para iniciar el ciclo.
- revise el ítem “calibración de la presión de trabajo” (ítem 1 / # 8)
- ajuste la válvula reguladora de presión (ítem 2 / numeral 8) hasta la presión que usted desea tener dentro de la prueba.
- accione algún pulsador del *control 1* sin conectar manguera y verifique su presión en el manómetro.
- disponga del actuador que va a probar sea doble o simple efecto y ponga lo en la mesa de trabajo para realizar las correctas conexiones.
- verifique flujo usando el flujómetro, conecte una manguera por el lado del acople rápido en una línea de PA o PB, ubicadas en el tablero. la otra punta libre conecte la a la entrada del flujómetro. Después de esto, con otra manguera conecte la punta del acople rápido en una línea T1,T2,T3, ubicada en el tablero, la otra punta libre conecte la a la salida del flujómetro. accione el botón correspondiente (PA o PB) dependiendo la conexión para el paso de aceite (figura 48)

- después de verificar el flujo en el sistema, calibre en la memoria del variador la frecuencia con la tarjeta de memoria (memoria 1, memoria 2, memoria 3 o memoria 4)
- Compruebe que la memoria seleccionada en el variador corresponde al flujo que se visualiza en el flujómetro, para esto haga conexión de verificación de flujo.
- desconecte el instrumento de medida de caudal y libere mangueras.
- conecte en ambas entradas de aceite del cilindro con manguera dejando la punta con acople rápido libre, para después conectar las puntas de acoples rápidos en PA y PB según corresponda.

Figura 62

Conexiones prueba



Nota. Conexión del tablero hasta el actuador

- No accione ningún pulsador sin haber puesto los soportes para cilindros en la mesa de trabajo. Ancle los soportes con tornillería de seguridad grado 8 según plano.

8.4 Accionamiento motor hidráulico

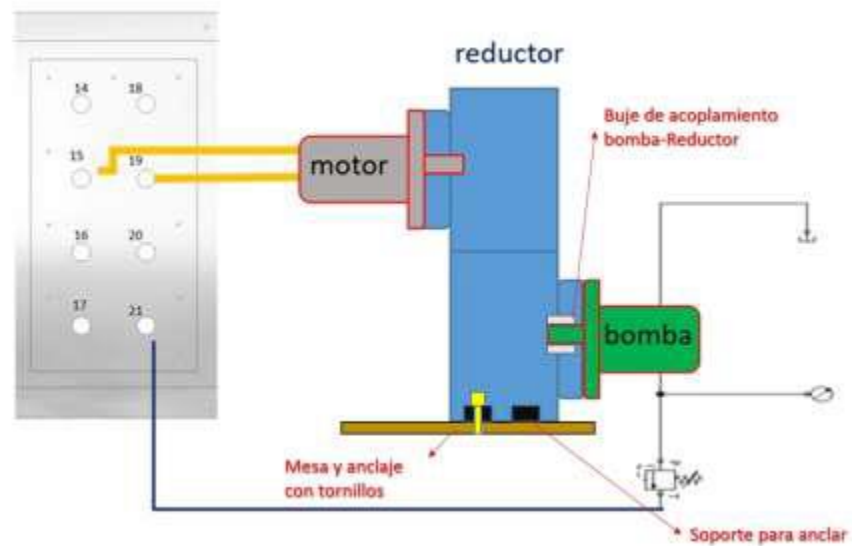
Para poner en función el banco de prueba y maniobrar un actuador (motor hidráulico), realice los siguientes pasos.

- Prenda el motor con el interruptor (ítem 2 / # 2) para iniciar el ciclo.
- revise el ítem “calibración de la presión de trabajo” (ítem 1 / # 8)
- ajuste la válvula reguladora de presión (ítem 2 / numeral 8) hasta la presión que usted desea tener dentro de la prueba.
- accione algún pulsador del *control 2* sin conectar manguera y verifique su presión en el manómetro.

- disponga del actuador(motor), del sistema reductor bomba y ponga lo en la mesa de trabajo para realizar las correctas conexiones.
- verifique flujo usando el flujómetro, conecte una manguera por el lado del acople rápido en una línea de M1A o M1B, ubicadas en el tablero. la otra punta libre conecte la a la entrada del flujómetro. Después de esto, con otra manguera conecte la punta del acople rápido en una línea T1,T2,T3, ubicada en el tablero, la otra punta libre conecte la a la salida del flujómetro. accione el botón correspondiente (MA o MB) dependiendo la conexión para el paso de aceite (figura 49)
- después de verificar el flujo en el sistema, calibre en la memoria del variador la frecuencia con la tarjeta de memoria (memoria 1, memoria 2, memoria 3 o memoria 4)
- Compruebe que la memoria seleccionada en el variador corresponde al flujo que se visualiza en el flujómetro, para esto haga conexión de verificación de flujo.
- desconecte el instrumento de medida de caudal y libere mangueras.
- Conecte la manguera plástica de succión en la entrada de la bomba para prueba y la salida de presión conecte la a la válvula de alivio y esta una manguera con conexión a una línea de retorno (T1,T2 o T3)
- Libere la válvula de contrapresión antes de iniciar el ciclo.
- después de esto ancle el motor hidráulico con el reductor.

Figura 63

Instalación motor-reductor-bomba



Nota. Montaje para la prueba del motor hidráulico

- Por otro lado, conecte las mangueras en ambas entradas de aceite del motor, dejando la punta con acople rápido libre, para después conectar las puntas de acoples rápidos en PA y PB según corresponda. conexiones prueba.
- No accione ningún pulsador sin haber anclado el reductor en la mesa de trabajo. Ancle los soportes con tornillería de seguridad grado 8 según plano.
- Accione el pulsador M1A o M1B dependiendo del sentido de giro que quiera poner a prueba.
- Después de haber verificado en ambos sentidos el giro del eje, empiece a regular la válvula de contrapresión para generar torque en los ejes de bomba y motor.
- En este punto ya puede empezar a cambiar variables de caudal y presión de entrada en el motor.

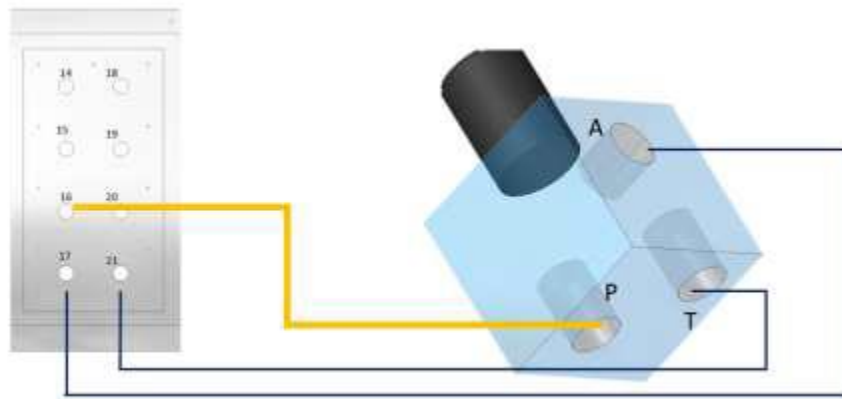
8.5 Accionamiento de válvula para ascensor

Para poner en función el banco de prueba y maniobrar la válvula de ascensor, realice los siguientes pasos.

- Prenda el motor con el interruptor (ítem 2 / # 2) para iniciar el ciclo.
- revise el ítem “calibración de la presión de trabajo” (ítem 1 / # 8)

- ajuste la válvula reguladora de presión (item 2 / numeral 8) hasta la presión que usted desea tener dentro de la prueba.
- accione algún pulsador del *control 2* sin conectar manguera y verifique su presión en el manómetro.
- disponga del actuador(motor), del sistema reductor bomba y ponga lo en la mesa de trabajo para realizar las correctas conexiones.
- verifique flujo usando el flujómetro, conecte una manguera por el lado del acople rápido en una línea V.A., ubicadas en el tablero. la otra punta libre conecte la a la entrada del flujómetro. Después de esto, con otra manguera conecte la punta del acople rápido en una línea T1,T2,T3, ubicada en el tablero, la otra punta libre conecte la a la salida del flujómetro. accione el botón correspondiente (V.A) dependiendo la conexión para el paso de aceite (figura 49)
- después de verificar el flujo en el sistema, calibre en la memoria del variador la frecuencia con la tarjeta de memoria (memoria 1, memoria 2, memoria 3 o memoria 4)
- Compruebe que la memoria seleccionada en el variador corresponde al flujo que se visualiza en el flujómetro, para esto haga conexión de verificación de flujo.
- desconecte el instrumento de medida de caudal y libere mangueras.
- conecte una manguera desde el punto de acople V.A. ubicado en el tablero y la otra punta de la manguera al puerto “P” en la válvula de ascensor.
- conecte una manguera desde el punto de “T” en la válvula, el otro extremo de la manguera acople la a un puerto de retorno en el tablero (T1,T2 o T3)
- Conecte una manguera desde el punto de “A” en la válvula, el otro extremo de la manguera acople la a un puerto de retorno en el tablero (T1,T2 o T3), seguido de este una reguladora de flujo para generar un esfuerzo
- Después de haber hecho todas las conexiones ya mencionadas, continúe a realizar las pruebas de “presión y fugas” y “flujo”

Figura 64
Válvula-Tablero



Nota. Conexión del tablero hasta el actuador

9. MANUAL DE MANTENIMIENTO

Para garantizar un funcionamiento seguro y evitar gastos mayores, se deben realizar mantenimientos periódicos como los que se describen a continuación en este capítulo.

9.1 Mantenimiento diario

Se deben establecer rutinas regulares de mantenimiento, y dentro de las rutinas, actividades como inspección (I) que puede incluir también limpieza; ajuste (A); reemplazo o cambio (R); torque o apriete (T) y lubricación o engrase (L).

- Rutinas de mantenimiento: A continuación, se muestran tablas que contienen información sobre las frecuencias de mantenimiento y los elementos que deben aplicar, con el fin de mejorar el desempeño e incrementar la vida útil de sus componentes. Hay algunos elementos o sistemas que se resaltan con un asterisco (*), con el fin de clarificar que, si el equipo no está sometido a condiciones normales, se debe tener cuidado especial y aumentar la frecuencia de mantenimiento.

Nota: Siempre que se realice una rutina de mantenimiento, se debe registrar el odómetro del equipo con el fin de llevar un control adecuado de su funcionamiento y operación. (I): Inspección que puede incluir también limpieza; (A): Ajuste; (R): reemplazo o cambio; (T): torque o apriete; (L): lubricación o engrase.

Tabla 14

Plan de mantenimiento

horas	50	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000
Presión del sistema hidráulico	I	I	I	I	I, A	I	I	I	I, A
Válvula limitadora de presión	--	--	--	--	I, A	--	--	--	I, A
manómetros	I	--	I	--	I	--	I	--	I
Indicador de saturación	I	I	I	I	I, A	I	I	I	I, A
Electroválvulas	--	--	I, A	--	I, A	--	I, A	--	I, A
Aceite hidráulico	I	I	I	I	R	I	I	I	R
Filtro de retorno	I	I	I	I	R	I	I	I	R
Filtro de succión	I	I	I	I	R	I	I	I	R
Tanque y mangueras hidráulicas	--	--	I	--	I	--	I	--	I
Estado de fugas en conexiones	I	I	I, T	I	I, T	I	I, T	I	I, T
Motor eléctrico	I	--	I	--	I	--	I	--	I
Muestreo de aceite en laboratorio	--	--	--	--	--	--	--	--	I, R

Nota. El plan de mantenimiento se hace de manera preventiva y no correctiva así se alarga la vida útil del banco de pruebas

9.2 Proceso de mantenimiento

9.2.1 Liberación de la presión interna en el circuito hidráulico para inspección interna (“LPI”)

- Apague el motor de la unidad hidráulica
- Dentro de los 15 segundos después de apagar el motor, mueva todos los accionamientos manuales de las electroválvulas presión interna dentro del circuito, a su vez libere el bloque de válvulas de descompresión.
- Retire la tapa de llenado(T) en la parte superior del tanque de aceite hidráulico para liberar los gases dentro del reservorio, deje abierto esta tapa por 10 min aproximadamente
- Verifique que el sistema esté en una temperatura ambiente.
- Ya que el sistema se encuentra libre de presión y de gases, podremos abrir la compuerta de inspección para hacer los correspondientes análisis

9.2.2 Limpieza y cambio de filtro de succión del tanque de almacenamiento hidráulico

- • Siga los pasos anteriores “LPI”
- • Suelte los pernos y retire la tapa, el soporte de mando y sus respectivas conexiones, verificar que el empaque no se encuentra en mal estado, de ser necesario realice el cambio por uno nuevo.
- • Suelte el filtro de succión apoyándose de la herramienta adecuada, asegúrese de solo aflojar el filtro de succión
- • Limpie la suciedad en la pantalla de filtro. Limpiar con diésel o detergente. Si la pantalla del filtro está dañada o muy desgastada, debe ser reemplazada la pantalla de filtro por uno nuevo o en su defecto el filtro.
- • Si tiene que hacer el cambio de filtro verifique referencias, en caso de no ser necesario el cambio omita este ítem.
- • Inserte el filtro de succión en el tanque y lleve a cabo la instalación.
- • Instale y fije la tapa con tornillos.

9.2.3 Cambio de aceite del tanque hidráulico y filtrado

Debido al trabajo y la contaminación el aceite hidráulico se deteriora y pierde sus características. Se debe llevar a cabo el mantenimiento al referirse a los intervalos de mantenimiento expuestos en este manual. Preparación y cambio de aceite

- Siga los pasos anteriores “LPI”
- Tome muestreo del aceite y llévelo a un laboratorio que analice el estado en el que se encuentra el aceite
- Cierre la válvula de paso del tanque del almacenamiento de aceite hidráulico
- Coloque bandejas de recolección debajo del tapón de drenaje, en la parte inferior del tanque de la unidad hidráulica y retire el tapón de drenaje (TT) para drenar el aceite.
- Revisar el sello del tapón (TT), si está dañado, cámbiela. Después de drenar el aceite, apriete el tapón de drenaje (TT)
- Si la muestra de laboratorio del aceite está en buen estado según el informe emitido, siga al “paso 7”. Pero si al contrario el informe no es favorable continúe al “paso 8”
- Pase su aceite por una filtradora de un micraje inferior o igual a las 5 micras.
- Consiga con su distribuidor de confianza el aceite más óptimo y sugerido para su banco de prueba
- Agregue el aceite hidráulico nuevo o limpio por la tapa (T) superior del tanque. Revise el nivel de aceite en el visor de nivel y temperatura (V), llene hasta la mitad del medidor de nivel.

9.2.4 Cambio de filtros de retorno

- Verifique que el indicador de saturación esté en el nivel máximo o nivel rojo.
- Verifique que el sistema no tenga presión interna y que el sistema esté apagado.
- Cierre la válvula de paso del anterior a los filtros de aceite hidráulico si existe en este sistema, organice la herramienta que se requiera para soltar dichos filtros.
Generalmente se usa una correa fija para filtros cilíndricos.
- Suelte los dos filtros de retorno, asegúrese de solo aflojar dichos filtros.
- Reemplace la pantalla de filtro por uno nuevo o preferiblemente en su defecto el filtro.
- Si se tiene que hacer el cambio de filtro, verificar la referencia del filtro de retorno.
- Remueva el indicador y verifique que esté totalmente limpio, después de esto instálelo nuevamente
- Instale el filtro de retorno nuevo.
- Inicie el ciclo, prendiendo el motor y verifique que este filtro está en el nivel inferior permitido (color verde)

9.3 Plantilla de control para revisiones obligatorias

Figura 65

Plantilla de seguimiento o actividades rutinarias

REVISION OBLIGAROTIRA	
N° DE HORAS	
FECHA	
Elemento o valvula inspeccionada	
OBSERVACION	
FIRMA DEL TECNICO	

Nota. Siempre llenar este formato para así mantener un seguimiento correcto del mantenimiento al banco de pruebas.

El técnico que realice esta inspección deberá firmar e incluir el sello de autorización, para cada cuadro según corresponda.

9.4 Calibración de instrumentos

Según Alfa metrología especializada en certificación y calibración el promedio de uso diario del banco de pruebas, que corresponde a 3 horas diarias respecto a 6 días de 7, se debe mandar los instrumentos a calibración con una empresa certificadora cada 18 meses teniendo en cuenta que ese instrumento no tenga variaciones no alteraciones, con esto se enfatiza a que no se puede mandar a calibrar un elemento con una desviación muy alta. En caso de ser de esta manera se debe cambiar el instrumento.

10. GUÍAS DE LABORATORIO

La elaboración de la guía de laboratorio, está orientada para que el operario de la máquina realice las pruebas de manera correcta y precisa para conocer el estado en el que se encuentra el actuador que se está analizando. La metodología empleada en las guías de laboratorio es de carácter analítico, de esta manera se identifican las condiciones del actuador.

10.1 Información de las guías de laboratorio

Las guías de laboratorio corresponden a los anexos A, B y C donde cada una de ellas se especifica el actuador a realizar las pruebas. Para estas guías de laboratorio no se requiere de algún tipo de programación en PLC ya que todas las pruebas se pensaron para ser analizadas de manera análoga extrayendo la mayor información útil en cada prueba a realizar explicadas en el literal 5.2. Detalles de las pruebas. En cada una de las pruebas se emplean todos los componentes que corresponden al diseño de la máquina por lo que se debe tener en cuenta que la persona que realice estas pruebas debe contar con experiencia en el área de instrumentación y control de proceso.

11. ANÁLISIS FINANCIERO

11.1 Costos correspondientes a la fabricación del banco de pruebas

En este literal sólo se mencionan todas las piezas, instrumentos y/o componentes relacionados a la fabricación del banco de pruebas.

Tabla 15

Línea estructural

Pieza/conjunto	Precio
Tanque de almacenamiento	\$ 479.900
Tablero de operación	\$ 120.000
Estructura para el soporte	\$ 980.000
Caja eléctrica	\$ 210.000
Mesa de trabajo	\$ 574.900
Total	\$ 2.364.800

Nota. Componente a todo lo relacionado con la estructura

Tabla 16

Línea de mangueras y conectores

Pieza/conjunto	Precio
Manguera 3/8 in x 4 mts	\$ 43.200
Accesorios manguera	\$ 93.600
Raconería y adaptadores	\$ 165.000
Acoples rapidos de aguja	\$ 68.000
Manifold de despresurización	\$ 340.000
Manifold de retorno	\$ 220.000
Latiguillo de manómetros	\$ 325.000
Total	\$ 1.254.800

Nota. Compone a todas las adecuaciones de las mangueras

Tabla 17*Línea hidráulica*

Pieza/conjunto	Precio
Filtro de succión y tubería	\$ 51.000
Conector motor bomba	\$ 334.000
Bomba hidraulica	\$ 1.300.000
Válvula de alivio x 3	\$ 615.000
Válvula de compuerta	\$ 35.000
Sub placa 3 puestos	\$ 470.000
Electro válvulas biestales x 2	\$ 490.000
Electro válvula monoestable x1	\$ 198.000
Cartucho normalmente abierto cavidad #8	\$ 185.000
Electro válvula desviadora x 2	\$ 480.000
Válvula reguladora de flujo unidireccional con cheque x2	\$ 150.000
Válvula reguladora de flujo bidireccional x1	\$ 75.000
Válvula antiretorno x12	\$ 384.000
Manómetro de presión x 3	\$ 114.000
Termonivel	\$ 42.000
Tapa de llenado	\$ 38.000
Filtro de retorno	\$ 168.000
Indicador de saturación	\$ 25.000
Aceite VG 68 x 50 Gal	\$ 1.200.000
Total	\$ 6.354.000

Nota. Compone a todos los elementos hidráulicos dentro del banco de pruebas

Tabla 18

Línea eléctrica

Pieza/conjunto	Precio
Motor electrico	\$ 3.200.000
Variador de frecuencia	\$ 2.352.000
Cableado logico	\$ 2.800.000
Control con 2 pulsadores x 2	\$ 240.000
Interruptor para el motor	\$ 35.000
Interruptor para la válvula	\$ 7.000
Indicador de voltaje	\$ 15.000
Indicador de amperaje	\$ 15.000
Transformador AC/DC	\$ 230.000
Total	\$ 8.894.000

Nota. Compone a toda lógica programable

En total, para fabricar el banco de pruebas se requieren **\$18.867.600** pesos colombianos. Los valores anteriormente mostrados corresponden a valores aproximados brindados por los proveedores, por lo que se tienen un margen de gastos adicionales de imprevistos de un 1% de la totalidad que corresponde a **\$188.676** (Este porcentaje corresponde a los elementos que más probabilidad tienen de dañarse en el momento de realizar el montaje) por lo tanto, se tiene una suma total de **\$19.562.276**.

11.2 Costos correspondientes a los accesorios y equipos de las pruebas

En este literal sólo se mencionan todas las piezas, instrumentos y/o componentes relacionados a las conexiones externas al banco para realizar las pruebas a los actuadores.

Tabla 19

Elementos correspondientes a las pruebas

Pieza/conjunto	Precio
Mangueras de conexión 3/8 x 5 mts	\$ 43.200
Accesorios manguera	\$ 32.000
Manguera transparente de 1 pulg x 1,5 mts	\$ 3.000
Válvula de bola de 1 pulg	\$ 24.000
Reductor de Rpm	\$ 1.230.000
Bomba para la prueba sae aa 2 huecos	\$ 314.900
Buge	\$ 65.000
Manómetro de presión	\$ 38.000
Válvula reguladora de presión	\$ 205.000
Medidor de caudal	\$ 980.000
Total	\$ 2.935.100

Nota. Esta tabla corresponde a todo lo necesarios para realizar las conexiones externas al banco para realizar las respectivas pruebas

En total, todos los elementos necesarios que se requieren a las pruebas y que son externos al banco de pruebas tiene un costo de **\$2.935.100** pesos colombianos. Los valores anteriormente mostrados corresponden a valores aproximados brindados por los proveedores, por lo que se tienen un margen de gastos adicionales de imprevistos de un 10% de la totalidad que corresponde a **\$293.510**(este porcentaje cubre el valor de los elementos que se pueden dañar a la hora de realizar el montaje en llegado caso de que se ejecute de manera incorrecta), por lo tanto, se tiene una suma total de **\$3.228.610**.

11.3 Costos del personal

La siguiente tabla muestra el valor a pagar al personal encargado de realizar la instalación y a los diseñadores.

Tabla 20

Costo mano de obra

Pago a personal	Precio
Diseñadores	\$ 5.451.156
Puesta a punto	\$ 1.785.000
Instalación	\$ 761.288
total	\$ 7.997.444

Nota. Costo de la mano de obra interna como externa

Para llevar a cabo todo el proyecto teniendo en cuenta el literal 11.1, 11.2 y 11.3, se tiene una totalidad de **\$30.788.330** pesos.

11.4 Tasa de retorno (TIR)

Para calcular la TIR, solo se tuvo en cuenta los primeros 6 semestre de funcionamiento de la maquina teniendo en cuenta los siguientes datos: Se tomó el promedio entre el periodo 2 del 2020 y el periodo 1 del 2021 dando como resultado un reporte de garantías de 160 unidades (Tabla 1). Para realizar reparaciones en casos de garantías se tiene un valor promedio minino de inversión de \$85.000 pesos colombianos y un valor promedio máximo de inversión de 400.000 pesos, esto solo en casos de que el equipo en garantía pueda ser reparado, de lo contrario se entrega un equipo nuevo, por lo tanto, se toma el promedio entre estos 2 valores como gasto por cada equipo en garantía dando un total de \$242.500 pesos colombianos. El proyecto tiene como finalidad reducir el 70% de las garantías ya que este es el porcentaje promedio que se tiene por garantías reportadas por un mal montaje o procedimiento de armado mal hecho en la empresa, el otro 30% corresponde a garantías donde la mano de obra brindada dentro de la empresa no es el factor principal. Multiplicando el promedio de unidades por semestre con el valor promedio de gastos por temas de garantías, se tienen unas pérdidas totales actuales de \$38.678.750 pesos colombianos por semestre, lo que implica que, si se reduce el 70% a este valor, la empresa estaría recuperando semestralmente \$27.075.125 pesos colombianos y sus gastos en garantías corresponden al restante entre estos dos valores que sería \$11.603.625 pesos colombianos.

A continuación, se presenta una tabla de consumo mensual por la máquina.

Tabla 21*Consumo energético del banco de pruebas*

Hora/día que funciona la maquina	3
Cantidad días / mes	26
Voltaje (V)	220
Amperaje del variador de frecuencia (A)	45
Pot (kw)variador de frecuencia	11
Pot Kwh	33
Pot Kwh mes	858
valos mes * Kwh	\$ 1.162,59
total	\$ 997.502

Nota. La anterior tabla es hecha bajo la suposición de que se usa 3 horas por día, 6 días por semana

Teniendo ya en claro el consumo energético por mes que corresponde al banco de pruebas, se realiza el análisis de la TIR con los próximos 6 semestres (3 años) obteniendo la siguiente tabla:

Tabla 22*TIR*

PERIODO (SEMESTRE)	INGRESOS	INVERSIÓN	EGRESOS	VALOR COSTO OPERACIÓN	FLUJO DE CAJA NETO
DIA 0		\$ 30.788.330,00			-\$ 30.788.330,00
1	\$ 27.075.125,00		\$ 11.603.625,00	\$ 5.985.013,32	\$ 9.486.486,68
2	\$ 27.075.125,00		\$ 11.603.625,00	\$ 6.104.713,59	\$ 9.366.786,41
3	\$ 27.075.125,00	\$ 1.419.000,00	\$ 11.603.625,00	\$ 6.348.902,13	\$ 7.703.597,87
4	\$ 27.075.125,00	\$ 1.700.000,00	\$ 11.603.625,00	\$ 6.602.858,22	\$ 7.168.641,78
5	\$ 27.075.125,00	\$ 1.419.000,00	\$ 11.603.625,00	\$ 6.866.972,54	\$ 7.185.527,46
6	\$ 27.075.125,00		\$ 11.603.625,00	\$ 7.141.651,45	\$ 8.329.848,55
TIR	16%				

Nota. La evaluación presentada es para dentro de 3 años cuando la inversión se haga efectiva

La inversión que corresponde al periodo 3 y 5, es equivalente al gasto para reemplazar el filtro de aspiración, el filtro de retorno y el aceite ya que esto se tiene que realizar cada año según el manual de mantenimiento presentado.

El valor de inversión que corresponde al periodo 4, es equivalente a la calibración y puesta a punto de todos los instrumentos de medición de la máquina, teniendo un promedio del valor de mano de obra y cubriendo los gastos de reemplazo si es necesario.

El valor que corresponde al costo de operación, equivale al costo por el consumo energético en el semestre donde se hace la consideración de que por semestre hay un aumento del costo en el servicio de un 2% teniendo en cuenta los reportes en aumento del valor por Kwh en Bogotá. (Esto es una suposición practica ya que este aumento depende de muchos factores y es muy complejo determinarlo de manera exacta).

La TIR es negativa cuando solo obtiene una reducción de garantías del 66% por lo tanto, para que el banco de pruebas sea rentable a largo plazo, este debe mínimo reducir el 70% de las garantías que es para lo que se diseñó este banco de pruebas y con la obtención de resultados a través de esta máquina, se puede crear nuevas estrategias en los planes de mantenimiento y ensamble de los actuadores para reducir aún más las novedades de garantías. En el cálculo del TIR, no se tuvo en cuenta la proyección de incremento de ventas en la empresa y se prefirió mantener un valor constante por los próximos 3 años. La TIR se obtuvo con la función de TIR que ofrece el programa de EXCEL.

12. CONCLUSIONES

Hidráulica industrial JC SAS, es una empresa que cuenta con un gran recorrido en el mercado en el mundo de equipos hidráulicos por lo que en este momento requiere optimizar los procesos de mantenimiento y reducir la manifestación de garantías por lo que necesitan realizar pruebas a sus equipos antes de ser entregados a los clientes y garantizar su correcto funcionamiento. La opción más viable para dar solución a este problema es que la empresa tenga un banco de prueba dentro de sus instalaciones que cumpla con todos los requerimientos y necesidades que se tienen en el momento.

Realizando una investigación minuciosa con relación a las posibles pruebas que se pueden realizar para los cilindros hidráulicos, motores hidráulicos y bloque de válvulas para ascensor, se puede evidenciar que hay infinitas formas para realizar las pruebas con el fin de analizar el estado actual en el que se encuentra el actuador o válvula al que se le realiza la prueba. Se podría crear un banco de prueba con una tecnología de punta más sin embargo eso se reflejaba en altos costos no solo para su fabricación u obtención, sino también en el personal encargado de manipularlo ya que se requieren de estudios especializados.

El diseño presentado es una opción relativamente sencilla de operar, con poco riesgo al operador y con un presupuesto de fabricación de bajo costo a comparación de si se compran distintos bancos de pruebas que puedan cumplir con las necesidades de la empresa por lo que a futuro, la fabricación de este diseño refleja un costo-beneficio a largo plazo que para la empresa podría representar no solo una mayor rentabilidad con el tema de garantías sino que además se implementa una forma de encontrar los inconvenientes en cada actuador de manera rápida y eficiente optimizando el proceso de mantenimiento y garantizando a los clientes que el actuador que se les está entregando tiene un punto de operación adecuado e ideal.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] C. Pertuz, J. Salguero. “Diseño de un banco didáctico para el control de procesos analógicos mediante el uso de infraestructura IOT en un laboratorio de automatización”. Trabajo de grado. Bogotá D.C. Fundación Universidad de América. 2021.
- [2] J. Coloma, E. Rivadeneira. “Diseño y construcción de un banco de pruebas para sellos de cilindros hidráulicos de pistón de doble efecto de hasta una longitud de 1,5 metros de carrera”. Trabajo de grado. Sangolquí. Escuela politécnica del ejército. 2006. [PDF]
- [3] A. de León, F. de León. “Implementación de un banco de pruebas para transmisiones, bombas, motores, cilindros y válvulas hidráulicas de maquinaria pesada para la construcción”. Trabajo de grado. Guatemala. Universidad de San Carlos. 2007.[PDF]
- [4] E. Delgado. (2015) ¿Qué es un PLC y para qué sirve? [En línea]. Disponible: <https://intrave.wordpress.com/2015/02/20/para-que-sirve-un-plc/> (acceso 2021)
- [5] A. Cabrera, M. Cruz. “Banco de prueba para cilindro hidráulico”. Trabajo de grado. Senati. 2014.
- [6] Lampressure Engineering. “Banco de prueba automático para Shut Off”. [En línea] Disponible:<https://lampressure.com/portfolio/banco-de-prueba-automatico-paravalvulas-shut-off/> (acceso 2021)
- [7] SHI servicio hidráulico industrial. (2020). “Conoce qué son y cómo funcionan las válvulas hidráulicas”. [En línea] Disponible:<https://valvulas-hidraulicas.mx/conoceque-son-y-como-funcionan-las-valvulas-hidraulicas/> (acceso 2021)
- [8] Enciclopedia de Ejemplos (2019) . “Normas de Calidad”. [En línea] Disponible:<https://www.ejemplos.co/30-ejemplos-de-normas-decalidad/#ixzz6zocC2d78> (acceso 2021)
- [9] A. Creus. Instrumentación industrial. Octava edición. Barcelona. Editorial Alfabeta. 2011.
- [10] Hidráulica Neumática. “Cilindros hidráulicos”. [En línea] Disponible: <http://www.hnsa.com.co/cilindros-hidraulicos/> (acceso 2022)
- [11] Hydraulic & Pneumatics. (2016). “Principios ingenieriles básicos: Motores hidráulicos”. [En línea] Disponible:<https://www.hydraulicspneumatics.com/hp-enespanol/article/21886595/principios-ingenieriles-bsicos-motores-hidrulicos> (acceso 2021)

- [12] B Montejo. “Accionamientos hidráulicos en ascensores”. Proyecto de investigación. Universidad de Zaragoza. 2011. [PDF]
- [13] Servicio hidráulico Industrial S.A., (2020). “Archivos válvulas hidráulicas“Electroválvulas”, [En línea] Disponible: <https://valvulas-hidraulicas.mx/laselectrovalvulas> (acceso 2021)
- [14] E. Gancedo, V. Merayo, Esquemas de instalaciones hidráulicas, universidad de Oviedo. 2000
- [15] OMEGA. Manómetro de presión. [En línea] Disponible: <https://es.omega.com/prodinfo/galgas-de-presion.html> (acceso 2021)
- [16] Editors of hydraulics & pneumatics the magazine of fluid power and motion control systems. Fluid power handbook. Cleveland USA. Editorial penton publishing. 2007.
- [17] S. Santana. Oleo hidráulica Industrial. “Diseño e impresión: taller de artes gráficas del instituto san pablo apóstol”. Santa fe de Bogotá.
- [18] Alibaba.” Banco de pruebas para cilindros hidráulicos”. [en línea] Disponible:<https://spanish.alibaba.com/product-detail/hydraulic-cylinder-testbench-test-bench-meter-hydraulic-pressure-tester-843506499.html> (acceso 2022)
- [19] MAXIPRESSTEC. Equipo de marketing. “Aplicaciones de bancos de prueba hidráulicos”. [En línea] Disponible: <https://www.maxipresstec.com/aplicacionesbancos-prueba-hidraulicos/> (acceso 2021)
- [20] Mundo Hvac&r, A. Nieto. (2018). “Pérdida de carga y eficiencia energética”. [En línea] Disponible: <https://www.mundohvacr.com.mx/2012/07/perdida-de-carga-yeficiencia-energetica/> (acceso 2021)
- [21] H. Exner, R. Freitag, H. Geis, R. Lang, J. Oppolzer, P. Schwab, E. Sumpf, U. Ostendorf. “Fundamentos y componentes de la Oleo hidráulica”. Manual de enseñanza e información.
- [22] Rexroth a Boss Company. (2021) [En línea] Disponible: <https://www.boschrexroth.com/en/dc/> (acceso 2021)
- [23] Jason industrial. Manguera. “Catálogo de producto”.(2021). [En línea] Disponible: <https://rubberproducts.jasonindustrial.com/item/hydraulic-hose/5020-hydraulic-hose/5020-06>

- [24] Roshfrans. “Aceite hidráulico antidesgaste (AW) ISO VG 68”. (2016). [En línea] Disponible:
https://www.roshfrans.com/documentos/fichasTecnicasySeguridad/22_HDT_ACEITE_HIDRAULICO_ANTIDESGASTE.pdf
- [25] Hynesur. “Catálogo Bombas de engranajes”. 2021. [PDF] Disponible:
<https://hynesur.com/data/uploads/bc/CATALOGO%20DE%20ENGRANAJES.pdf>
 (acceso 2021)
- [26] Camsa. “Cilindros hidráulicos”. [En línea]. Disponible:
<https://www.camsametalurgica.com/cilindros-hidraulicos> (acceso 2021)
- [27] Ingeniería mecatrónica. (12, jun, 2017). “Motores hidráulicos”. [En línea]. Disponible:
<https://www.youtube.com/watch?v=JEqa76B0B4Y>
- [28] Kolven. “Bancos de prueba”. [En línea] Disponible: <http://www.kolben.es/servicios-hidraulica/bancos-de-prueba/>
- [29] Hidráulica y neumática. (10, jun, 2021) ¿Cómo funciona un cilindro hidráulico?.[En línea]. Disponible: <https://www.youtube.com/watch?v=6rXpmRgsimo>
- [30] J. Sarmiento. (27, sep, 2016). “Motores hidráulicos-parte7”. [En línea] Disponible:
<https://www.youtube.com/watch?v=BuiSjRFy0N8>
- [31] Roydisa. “Adaptadores hidráulicos”. [En línea] Disponible:
<https://www.roydisa.es/archivos/productos/adaptadores-hidraulicos> (acceso 2021)
- [32] Rexroth a bosch company. “Bombas a engranajes con dentado interior” [En línea] Disponible:
<https://www.boschrexroth.com/es/es/productos/grupo-deproductos/hidraulica-industrial/bombas/bombas-a-engranajes-con-dentadointerior/pgf> (acceso 2021)
- [33] MYG Inc. “Eficiencia en motores hidráulicos”. [En línea] .
 Disponible:<https://motoresygeneradores.com/eficiencia-en-motores-electricos-que-es/>
 (acceso 2021)
- [34] R. Mott. Mecánica de fluidos aplicada. Séptima edición. Pearson.
- [35] Catálogo Danfoss. “Omp, Omr, Omh and Omew hydraulic motor”. [PDF] Disponible:
<http://danfoss.cohimar.com/pdf/omp.pdf>
- [36] Demalong Filtration. “Elemento de filtro de aceite”. [En línea] Disponible:
<http://www.dmlfilter.com/product/hydraulic-oil-filter-element/> (Acceso 2022).

- [37] Catálogo de válvulas reguladoras de flujo unidireccional de Villa Hydraulics
- [38] Ficha técnica proveedor ORBELECT SAS
- [39] Catálogo digital HOLIO. “HLP-A1000 series operating manual”. [PDF]. Disponible: <http://www.holip.com/upload/file/2018/07/133R0225%20HLPA100%20Series%20operating%20Manual%20V2018-02%EF%BC%8820180718%EF%BC%89.pdf> (Acceso 2021)
- [40] Catalogo Contarini. Válvulas de presión
- [41] Faster. Catálogo ANV. Acoples estándar. [PDF] Disponible: <http://www.fastercouplings.cn/pdf/Faster-Catalogue-Americas.pdf> (Acceso 2021)
- [42] Parker. Catálogo 4400 Us. [PDF]. Disponible: https://www.parker.com/literature/Hose%20Products%20Division/Catalog%204400%20PDF%20Files/Section_E_Technical.pdf
- [43] Hydrome industries. Catálogo Hydraulic Pumps Motor. [En línea]. Disponible: <http://www.hydrome.com.tw/download.aspx>. (Acceso 2021)
- [44] Siemens, 2019. “El portafolio de motores eléctricos mas amplios del mundo”. [PDF]. Disponible: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:782b04d0-82f4-488a-936b-514cd8bb5d5f/version:1580149154/arteimpressioncatalogosimotics.pdf>
- [45] N. Chariguamán, L. Vargas. Repotenciación de un elevador electrohidráulico tipo dos columnas, para la implementación en el taller de la escuela de ingeniería automotriz. Tesis de grado. Riobamba. Escuela superior politécnica de Chimborazo. 2014.
- [46] Dakolub.(19, nov, 2019) Diferencia entre grado Iso, Sagma y Sae.[En línea]. Disponible: <https://dakolub.com/diferencias-grados-iso-sae-agma/>