



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BRAZO OLEO
HIDRÁULICO PARA MONTAJE Y DESMONTAJE DE
MOTORES HASTA UNA TONELADA”**

**FLORES CAYANCELA JORGE ENRIQUE
VALLEJO SIGUENCIA COSME ISMAEL**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

RIOBAMBA – ECUADOR

2014

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2012-07-30

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

VALLEJO SIGUENCIA COSME ISMAEL

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BRAZO OLEO HIDRÁULICO PARA
MONTAJE Y DESMONTAJE DE MOTORES HASTA UNA TONELADA”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Marco Santillán G.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Elvis Arguello
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Miguel Aquino
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: VALLEJO SIGUENCIA COSME ISMAEL

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BRAZO OLEO HIDRÁULICO PARA MONTAJE Y DESMONTAJE DE MOTORES HASTA UNA TONELADA”

Fecha de Examinación: 2014-08-08

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Jorge Paucar Guambo PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Elvis Arguello DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Miguel Aquino ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Jorge Paucar Guambo
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2012-07-30

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

FLORES CAYANCELA JORGE ENRIQUE

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BRAZO OLEO HIDRÁULICO PARA
MONTAJE Y DESMONTAJE DE MOTORES HASTA UNA TONELADA”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Marco Santillán G.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Elvis Arguello
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Miguel Aquino
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: FLORES CAYANCELA JORGE ENRIQUE

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BRAZO OLEO HIDRÁULICO PARA MONTAJE Y DESMONTAJE DE MOTORES HASTA UNA TONELADA”

Fecha de Examinación: 2014-08-08

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Jorge Paucar Guambo PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Elvis Arguello DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Miguel Aquino ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Jorge Paucar Guambo
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Jorge Enrique Flores Cayancela

Cosme Ismael Vallejo Sigüencia

DEDICATORIA

Este acontecimiento muy importante se lo dedico a Anita Cayancela, quien supo hacer de padre y madre durante el tiempo de estudios en esta Institución, con su amor incondicional, consejos y sacrificio se convirtió en un pilar fundamental para concluir mis estudios haciendo de mi un mi un excelente hombre

A mi hermano y familiares más allegados que siempre me apoyaron incondicionalmente.

Jorge Enrique Flores Cayancela

A mi madre: Dalinda Siguencia que con su amor, cariño, comprensión supo apoyarme para lograr mi meta propuesta.

Una dedicatoria muy especial a mi padre Oswaldo Vallejo que no está conmigo pero fue el pilar principal para poder seguir con mis estudios, gracias a su sacrificio, consejos y amor.

A mi hermano, hermanas que me apoyaron siempre.

Cosme Ismael Vallejo Siguencia

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y en especial para mi madre, hermano, familiares, amigos que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

Jorge Enrique Flores Cayancela

En primer lugar agradezco a mi Dios por darme salud y vida para poder culminar mi carrera con éxito.

En especial a mis padres, tíos, tías, hermanas y hermano, demás familiares que siempre me apoyaron tanto en las buenas y malas mi más sincero agradecimiento.

A mis amigos, amigas que siempre me apoyaron y a todas las personas que confiaron en mí.

Cosme Ismael Vallejo Siguenca

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Justificación	1
1.3 Objetivos	2
1.3.1 <i>Objetivo general.</i>	2
1.3.2 <i>Objetivos específicos.</i>	2
2. MARCO TEÓRICO	3
2.1 Elevador eléctrico	3
2.1.1 <i>Elevador oleohidráulico.</i>	4
2.1.2 <i>Ventajas y desventajas de elevadores.</i>	5
2.1.3 <i>Comparación entre elevador eléctrico y oleohidráulico.</i>	6
2.2 Sistemas oleohidráulicos.....	7
2.2.1 <i>Fluidos</i>	9
2.2.2 <i>Principio de Pascal</i>	9
2.2.3 <i>Hidrostática.</i>	10
2.2.4 <i>Presión hidrostática.</i>	11
2.2.5 <i>Densidad de los fluidos.</i>	11
2.2.6 <i>Transmisión de potencia</i>	13
2.3 Bombas oleohidráulicas	14
2.3.1 <i>Tipos de bombas oleohidráulicas.</i>	14
2.3.2 <i>Clasificación de las bombas.</i>	17
2.3.3 <i>Selección de las bombas.</i>	21
2.4 Elementos de control	21

2.5	Actuadores oleohidráulicos.....	22
2.5.1	<i>Selección de pistones oleohidráulicos.</i>	28
3.	DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS DEL BRAZO OLEOHIDÁRULICO	31
3.1	Parámetros de diseño	31
3.2	Determinación de cargas.....	34
3.2.1	<i>Reacciones en el apoyo del elevador.</i>	35
3.2.2	<i>Diseño y cálculo de elementos mecánicos</i>	37
3.3	Selección de los elementos oleohidráulicos.....	68
3.4	Diseño del circuito oleohidráulico	78
3.5	Diseño del circuito eléctrico	78
3.6	Simulación del circuito	79
4.	CONSTRUCCIÓN DEL BRAZO OLEOHIDRÁULICO	83
4.1	Procesos de construcción y montaje	83
4.1.1	<i>Herramientas y equipos a utilizar</i>	85
4.1.2	<i>Descripción del proceso de construcción.</i>	86
4.2	Construcción de pines.....	87
4.3	Construcción de la estructura soporte del elevador	88
4.4	Montaje de la estructura mecánica.....	89
4.5	Montaje de elementos hidráulicos y eléctricos	91
4.6	Pruebas de fiabilidad del brazo oleohidráulico.....	94
5.	ANÁLISIS DE COSTOS Y PRESUPUESTO	96
5.1	Costos directos.....	96
5.1.1	<i>Costo de materiales.</i>	96

5.1.2	<i>Costo de mano de obra</i>	97
5.1.3	<i>Costo de equipos y herramientas</i>	97
5.1.4	<i>Costo de transporte</i>	98
5.2	Costos indirectos	98
5.3	Costo total y presupuesto	98
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	99
6.1	Conclusiones	99
6.2	Recomendaciones	100

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1	Densidad de los fluidos..... 12
2	Clasificación de Bombas 18
3	Carga, distancia y momento máximo del brazo desplegado..... 32
4	Carga, distancia y momento medio del brazo desplegado..... 33
5	Carga, distancia y momento medio del brazo desplegado..... 33
6	Distancias de reacciones en el brazo horizontal. 36
7	Àngulos formados en la RB..... 36
8	Especificaciones del perfil 46
9	Especificaciones del perfil redondo 49
10	Procesos de construcción y montaje 84
11	Equipos a utilizar en la construcción del brazo oleohidráulico 85
12	Partes constitutivas de la máquina 86
13	Pruebas de fiabilidad del brazo oleohidráulico..... 94
14	Costo de materiales..... 97
15	Costo de mano de obra..... 97
16	Costo de equipos y herramientas 97
17	Costo de transporte 98
18	Costos indirectos..... 98

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1 Elevador eléctrico de 2 columnas	3
2 Elevador eléctrico de 4 columnas	4
3 Elevador eléctrico	6
4 Elevador hidráulico.....	7
5 Funcionamiento de un circuito oleohidráulico	8
6 Simbología hidráulica	8
7 Principio de Pascal.....	9
8 Transmisión de potencia	13
9 Transmisión de potencia a través de una tubería	13
10 Bomba de engranajes externos de baja presión	14
11 Bomba de engranajes internos y externos.....	15
12 Bomba de lóbulos	15
13 Bomba de paletas	16
14 Bomba de pistones	17
15 Bomba de engranajes o piñones.....	19
16 Bomba reciprocante	19
17 Bomba centrífuga.....	20
18 Componentes del cilindro de simple efecto.....	22
19. Accionamiento del cilindro hidráulico	23
20 Simbología de la válvulas distribuidoras 2/2.....	24
21 Simbología de la válvula 3/2	25
22 Simbología de válvulas de bloqueo	26
23 Simbología de válvulas reguladora de presión.....	27
24 Simbología de la válvula reguladora de caudal	27
25 Esquema de un cilindro hidráulico	28
26 Altura máxima del brazo desplegado.....	31
27 Altura media del brazo desplegado.....	32
28 Altura mínima del brazo plegado.....	33
29 Brazo principal (posición horizontal)	34
30 Diagrama de reacciones en el apoyo del elevador	35
31 Distancias del brazo horizontal.....	35

32	Esfuerzo cortante	37
33	Momento flector	38
34	Sección transversal punto A tracción compresión	38
35	Cambio de sección Z, punto A.....	40
36	Sección transversal punto A tracción compresión	41
37	Cambio de sección Z, punto A.....	43
38	Sección transversal, perfil estructural redondo.....	46
39	Eje	48
40	Sección transversal, perfil redondo macizo	49
41	Diagrama de disposición de cargas, pernos de anclaje.....	51
42	Fuerzas equivalentes en la placa base	52
43	Distribución de los tornillos en la placa base	54
44	Esquema de los pernos de anclaje.....	56
45	Diagrama de cargas en la placa base	57
46	Diagrama de cartela en la base	61
47	Cartelas	62
48	Unión entre apoyos del brazo y pistón. Reacción pin B.....	64
49	Mecanismo de giro.....	65
50	Cilindro hidráulico del brazo	68
51	Designación del cilindro hidráulico.....	70
52	Selección del cilindro hidráulico	71
53	Preselección de la bomba hidráulica.....	73
54	Curvas características TC 2	74
55	Selección de motor eléctrico marca siemens	75
56	Selección del motor hidráulico	77
57	Circuito oleohidráulico	78
58	Circuito eléctrico de mando	78
59	Funcionamiento del circuito cuando no está en operación.	79
60	Funcionamiento del sistema cuando se presiona el pulsador de ascenso.	80
61	Funcionamiento del sistema cuando se presiona el pulsador de descenso.	81
62	Funcionamiento del sistema giratorio (derecho) accionado el mando.....	82
63	Funcionamiento del sistema giratorio (izquierdo) accionado el mando.....	82
64	Fabricación de pasadores	87
65	Fabricación de pines	87

66	Pines.....	88
67	Plancha de acero	88
68	Tubo redondo.....	89
69	Soporte del brazo oleohidráulico	89
70	Montaje de las cartelas.....	90
71	Montaje de la base giratoria.....	90
72	Montaje de la rueda giratoria	90
73	Montaje del brazo	91
74	Montaje motor hidráulico	91
75	Montaje del cilindro hidráulico.....	92
76	Acoplamiento de las mangueras	92
77	Montaje bomba- motor	93
78	Armado de los elementos eléctricos	93
79	Montaje del sistema eléctrico	93
80	Brazo oleohidráulico armado.....	94

LISTA DE ABREVIACIONES

ASTM	Asociación Americana de Ensayo de Materiales
ISO	Organización Internacional para la Estandarización)
SMAW	Soldadura de arco manual
CAD	Dibujo asistido en computador
AISC	Instituto Americano de Construcción en Acero
ASD	Diseño por resistencia permisible
LRFD	Diseño por factores de carga y resistencia

LISTA DE ANEXOS

- A Catálogo de tubos sin costura
- B Catálogo de ejes macizos

RESUMEN

Se ha diseñado y construido un brazo oleohidráulico para montaje y desmontaje de motores hasta una tonelada, con la finalidad de facilitar los procesos de reparación de motores diésel-gasolina, permitiendo la fácil manipulación de forma segura. Se calculó cada uno de los elementos estructurales según el tipo de acero, basándonos en la norma ASD (DISEÑO POR ESFUERZOS ADMISIBLES).

El diseño estructural se realizó con la ayuda de catálogos provistos por el fabricante y cálculos aplicados al diseño de estructuras, esto permitió dimensionar correctamente cada elemento mecánico que soportará la carga máxima para este diseño. Para determinar en qué posición de trabajo la estructura estará sometida a mayor esfuerzo se consideró: dirección de la fuerza aplicada, resistencia del material y factor de seguridad. Con estos parámetros y tomando en cuenta tres posiciones de trabajo y cuatro cargas diferentes, se determinó la posición de máximo esfuerzo al recoger la carga. La selección de elementos eléctricos y oleohidráulicos se logró gracias a los valores ya obtenidos en el diseño estructural, además de apoyarse en la correcta utilización de los catálogos provistos para estos sistemas.

En los elementos estructurales se obtuvo un factor de seguridad de 2, en el sistema oleohidráulico para un máximo de presión de 200bar y el sistema eléctrico con un voltaje de trabajo de 220Vca.

Con la implementación de este brazo oleohidráulico se logró manipular fácilmente una carga de 1000kg, entregando así seguridad y ergonomía al operario. Se recomienda no exceder el límite de carga para la cual fue diseñado.

Palabras clave: Brazo Oleohidráulico, Construcción, Diseño, Ergonomía, Seguridad.

ABSTRACT

An oil-based hydraulic arm was designed and built to assembly and disassembly engines up to one ton, in order to facilitate the repair process of gas and diesel engines, allowing easy and safely handling. Each of the structural elements was calculated according to the kind of steel, based on the DAS standard (design allowable stress).

The structural design was carried out with the help of magazines provided by the manufacturer and calculations applied to the design of structures, this enabled to size each mechanical element which support the maximum load for this design. To determine in what position work the structure will subject was considered: direction of the applied force, material strength and safety factor. With these parameters and taking into account three working positions and four different loads, the maximum position was determined to pick up the load. The choosing of electrical items and hydraulic oil was achieved by the values obtained in the structural design, and rely on correctly use of magazines provided for these systems.

In the structural elements was obtained in a safety factor of 2, in the hydraulic oil system a maximum pressure of 200bar and the electric system with 220Vac voltage.

With the implementation of this oil-based hydraulic arm was easily to handle a load of 1000kg, thus delivering safety and ergonomics to the operator. It is recommended not exceed the limit load for which it was designed.

Keywords: Construction, Design, Ergonomics, Oil-based hydraulic arm, safety.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

La Escuela Superior Politécnica de Chimborazo desde su creación se plantea como misión de formar profesionales competitivos con amplios conocimientos científicos y tecnológicos en sus diferentes carreras, de esta manera contribuir al desarrollo sustentable de nuestro país.

La Escuela de Ingeniería Automotriz fue creada en el año 2003, con lo cual la ESPOCH, oferta a la sociedad Ecuatoriana, profesionales con las debidas competencias y comprometidos a resolver los problemas técnicos y científicos del parque automotor, así como el diseño, construcción, reparación y mantenimiento de sistemas automotrices en las áreas de mecánica, electrónica y electricidad aplicada al automóvil.

Con estos antecedentes y al contar con los conocimientos de formación académica, nos permitimos presentar y plantear el siguiente proyecto de tesis, como es el diseño y construcción de un brazo oleohidráulico. Se usara una metodología que permitirá contar con los esquemas de evaluación de resistencia y validación de los materiales requeridos para este tipo de construcciones, considerando sobre todo los elementos de protección y seguridad de los operarios para este tipo de maquinaria, y de forma complementaria ser un elemento de mayor ergonomía en el área Automotriz.

1.2 Justificación

Con la construcción de esta máquina se pretende ofrecer a los talleres automotrices de la

ciudad de Riobamba para que automaticen los procesos de montaje y desmontaje de los motores cuando requieran reparación.

El brazo oleohidráulico ayudará en la manipulación y desmontaje para reparar un motor diesel-gasolina de hasta una tonelada, cualquiera que sea su característica, primordialmente debido al peso y tamaño, lo cual dificulta el trabajo que se efectúa sobre el mismo.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Diseño y construcción de un brazo oleohidráulico para montaje y desmontaje de motores hasta una tonelada.

1.3.2 *Objetivos específicos:*

Determinar las cargas para el diseño estructural del brazo oleohidráulico.

Seleccionar los elementos mecánicos.

Seleccionar los elementos del sistema oleohidráulico.

Elaborar el manual de operación y mantenimiento.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Elevador eléctrico

En las Figuras (1) y (2) observamos elevadores eléctricos que se han comercializado y distribuido por todos los talleres de autos durante siglos. Son muy utilizados por lo cual los fabricantes pensaron que era una idea más acertada para fabricar sus propios elevadores hidráulicos. (MATAIX, 1982 págs. 40-45)

Tenemos que los elevadores eléctricos o de tornillos sin fin están formados de una estructura fija, se dividen en dos funciones la primera sirve de guía para que en todo momento los movimientos sean los adecuados, y la segunda es encargada de ejercer el movimiento para subir o bajar por medio de un motor eléctrico de gran potencia que acciona el giro por un tornillo sin fin que funciona por medio de una distribución que consta de dos piñones y una cadena, realizan el movimiento consecutivo.

Figura 1. Elevador eléctrico de 2 columnas



Fuente: [http://www.equipotaller.es/img_productos/g_QJY230C-E_EQT\(1\)](http://www.equipotaller.es/img_productos/g_QJY230C-E_EQT(1))

Figura 2. Elevador eléctrico de 4 columnas



Fuente:https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQu4LZE_RT-JGIIISNCZwRcPQIzkuirz668P2S3YEcJcSJYo54K

2.1.1 *Elevador oleohidráulico.* La tecnología hidráulica han utilizado desde hace muchos décadas en todo el mundo, el cual se ha empleado para diferentes formas como el movimiento de cargas de grande peso, es más factible trabajar en toneladas con fines industriales.

En todos los países se utiliza el sistema hidráulico está compuesto de, una bomba hidráulica accionado por un pequeño motor eléctrico, un depósito donde se coloca el aceite hidráulico. (MATAIX, 1982 págs. 50-52)

Por la presión hidráulica que ejerce la bomba hidráulica, el líquido se desplazaba en todo el circuito llegando a su punto final que es una botella hidráulica.

Los fabricantes de elevadores hidráulicos los realizan con motores de 110V y 120V por el consumo que es mínimo de energía.

El cual hace que los elevadores hidráulicos se comercialicen por todo el mundo.

Los más utilizados son:

- Elevador hidráulico de columnas
- Elevador hidráulico de tijeras

2.1.2 *Ventajas y desventajas de elevadores.*

Ventajas del elevador eléctrico

- En la seguridad, es muy difícil que donde quiera del recorrido, las partes móviles puedan fallar provocando una descenso del vehículo en la que esta guiado por ambas columnas y situado sobre su tornillo sin fin en cualquier punto de todo el recorrido.
- La probabilidad es mínima de que un día falle y se rompa un tornillo sin fin son mínimas, pueden ser otras como una rotura en las partes que resisten el peso del vehículo. (LINCOLN, 2002 págs. 25 - 26)

Desventajas del elevador eléctrico

- El alto consumo de energía, todo el movimiento de subida y bajada, se produce por medio de movimientos fraccionados por piñones, cadenas y tornillos. Por lo tanto necesita de grandes picos de corriente.
- Estos elevadores sufren un desgaste prematuro el cual necesita reemplazar todas las partes dañadas a veces poniendo el vehículo en peligro porque puede estar en ascenso o descenso.

Ventajas del elevador hidráulico

- El Consumo de energía es muy bajo, son picos de corriente escasamente nulos.
- Fabrican para trabajar con grandes pesos, el cual está compuesto por bombas que nos permiten subir un vehículo de 800Kg a un camión de 4.500Kg, nos

permite que el elevador se comporte exactamente igual sin que sea carga alguna para el sistema hidráulico. La estructura hace la diferencia en el diseño para cuantos kg estaba construido.

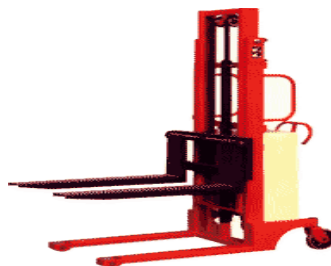
- En la seguridad, todos los elevadores hidráulicos tienen diferentes bloqueos, los cuales se accionan de forma física, los cuales pueden ser manuales o automáticos.
- No utiliza de consumo energía para bajar, por medio de descarga de presión hidráulica, se produce el descenso en todos los elevadores hidráulicos, lo cual facilita una descarga controlada en todo momento.

Desventajas del elevador hidráulico

- Revisión es obligatoria de tornillería de sujeción, esto se convierte en un factor indispensable ya que normalmente estos elevadores están fabricados para trabajar con pesos con mayor capacidad a los elevadores eléctricos o de tornillo.

2.1.3 *Comparación entre elevador eléctrico y oleohidráulico.* Los elevadores eléctricos están compuesto por una estructura fija, se divide en dos funciones la primera cumple de guía para que en todo instante los movimientos sean adecuados y la segunda se utiliza para ejercer el movimiento de subida o bajada por medio de un motor eléctrico de gran potencia y consumo de energía que acciona en forma de giro un tornillo sin fin normalmente está instalado en una sola columna, por medio de una distribución compuesta por dos piñones y una cadena, en la parte inferior consigue que se repita el movimiento sincronizado en la segunda columna.

Figura 3. Elevador eléctrico

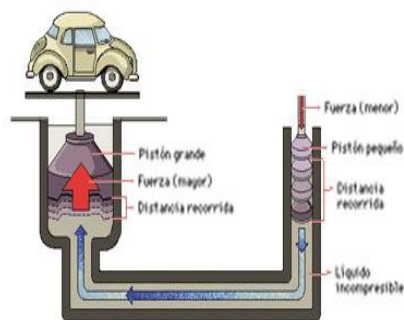


Fuente: http://www.gauchito.com.ar/fotos/22/elevador_electrico

Un elevador hidráulico está formado por dos émbolos uno de pequeña superficie le denominamos s , y otro de gran superficie, le denominamos S , conectados a través de un tubo sin pérdidas y relleno de un fluido no compresible como el agua o algún aceite. Puesto que el fluido es no compresible lógicamente al apretar con una fuerza mínima f en el émbolo pequeño, el otro obligatoriamente sube con una fuerza grande F .

El principio de funcionamiento es muy fácil: la presión en cualquier punto del interior del fluido es exactamente la misma. (MATAIX, 1982 págs. 70 - 80)

Figura 4. Elevador hidráulico



Fuente: <http://www.galeon.com/home3/ciencia/hidra>

2.2 Sistemas oleohidráulicos

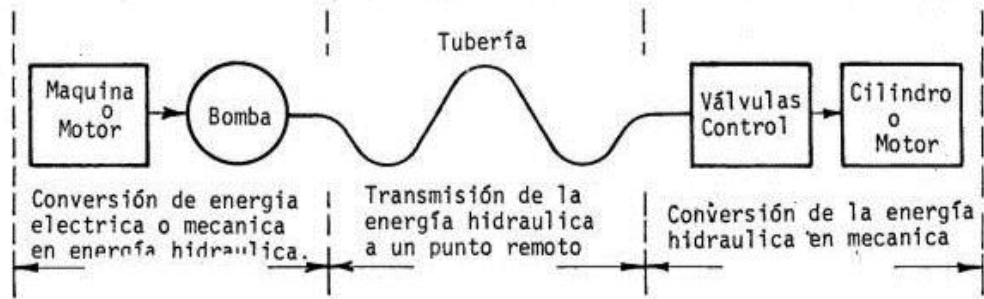
La oleohidráulica es una rama de la hidráulica, el prefijo "oleo" se describe a los fluidos el cual está compuesto por los derivados del petróleo, ejemplos el aceite mineral, gas licuado, combustible, etc. En esencia, la oleohidráulica es la técnica aplicada a la transmisión de potencia mediante fluidos. (ALVAREZ, 2003 págs. 23 - 30)

Funcionamiento básico de un circuito oleohidráulico

El funcionamiento de un circuito hidráulico se realiza por medio de válvulas para poder controlar un actuador hidráulico puede ser (axial o rotativo), a su vez controlar diversos elementos, como por ejemplo:

- Dirección asistida en los vehículos.
- Maquinaria industrial.

Figura 5. Funcionamiento de un circuito oleohidráulico



Fuente: <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/77/Neumat134>

Simbología hidráulica

Figura 6. Simbología hidráulica

Bomba de caudal constante	Bomba de caudal regulable	Motor de caudal constante	Motor de caudal variable	eje rotativo con sentido de giro indicado	Eje rotativo con dos sentidos de giro
Línea de presión	Línea de pilotaje	Purga de aire	Enclavamiento	Acoplamiento directo	Acoplamiento con válvula antirretorno
Depósito a presión	Depósito con carga	Válvula de aislamiento 2 vías	Purga de aire sin conexión	Purga de aire con conexión roscada	Conducto cerrado por válvula antirretorno
Acumulador hidráulico	Válvula de aislamiento 3 vías	Manómetro	Caudalímetro	Contador	Termómetro
Motor oscilante	Calentador	Refrigerador	refrigerador con fluido refrigerante	Filtro	Filtro con purga
Limitador de presión	Válvula de escape rápido	Reductor de presión	Reductor de presión regulable	Válvula de seguridad	Válvula limitadora de presión
Cilindro de simple efecto	Cilindro de doble efecto	Cilindro D.E. amortiguado	Cilindro D.E. amortiguación variable	Cilindro S.E. Telescópico	Motor térmico
Accionamiento mecánico	Accionamiento por roldana	Accionamiento por resorte	Accionamiento por electroimán	Accionamiento por presión	Accionamiento por depresión
Accionamiento manual	Accionamiento por pulsador	Accionamiento por palanca	Accionamiento por pedal	Accionamiento por electroimán y presión	Accionamiento por motor monofásico

Fuente: <http://e->

educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/4750/4918/html/simbologia.

2.2.1 *Fluidos.* Es la parte física que estudia los fluidos en reposo o en movimiento, también sus aplicaciones y mecanismos. Está formada por una parte mecánica que nos permite estudiar el comportamiento de fluidos en movimiento (hidrodinámica) y en equilibrio (hidrostática). (FAY, 2003 pág. 176)

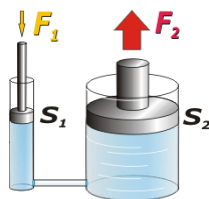
Se caracterizan los fluidos por cambiar de forma sin que existan fuerzas a recuperar la forma "original". Los fluidos están compuestos por líquidos y gases, siendo los gases menos viscosos es decir aproximadamente fluidos ideales.

2.2.2 *Principio de Pascal.* Es una ley donde la presión ejercida por un fluido incompresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables, se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido.

El principio de Pascal se fundamenta en el funcionamiento de las genéricamente llamadas maquinas hidráulicas como son: la prensa, el gato, el freno, el ascensor y para nosotros el elevador. (FAY, 2003 pág. 178)

Una aplicación directa de este principio la tenemos en el sistema formado por dos émbolos de diferente diámetro en la figura (7), conectados entre sí y en cuyo interior hay un líquido (prensa hidráulica).

Figura 7. Principio de Pascal



Fuente:http://4.bp.blogspot.com/_ePSD7vm0Zbw/Sik3nWiPQVI/AAAAAAAAAA8/-VkrzXgSUAw/s320/FT_prensa_2.

Cuando aplicamos una fuerza F_1 sobre el émbolo pequeño de sección S_1 , crea una presión P en el líquido bajo el émbolo pequeño de valor F_1 / S_1 . Esta misma presión P se localiza en toda la masa fluida, y ejerce en el émbolo grande, de sección S_2 una fuerza S_2 es decir:

La fuerza que actúa el líquido sobre el émbolo grande es F_2 tenemos:

$$\frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \quad (1)$$

Dónde:

F = Fuerza

S = Sección

Por lo tanto, la relación entre la fuerza resultante en el émbolo grande cuando se aplica una fuerza menor en el émbolo pequeño será tanto mayor cuanto la relación sea mayor entre las secciones:

2.2.3 Hidrostática. Obtenemos que la hidrostática es la rama de la mecánica de fluidos o de la hidráulica, que estudia los fluidos en estado de equilibrio, es decir, sin que existan fuerzas que alteren su movimiento o posición. Los principales teoremas que respaldan el estudio de la hidrostática son el principio de Pascal y el principio de Arquímedes. (FAY, 2003 pág. 180)

La presión (P) se relaciona con la fuerza (F) y el área (A) de la siguiente forma:

$$P = \frac{F}{A} \quad (2)$$

Dónde:

P = Presión

F = Fuerza

$A = \text{Área}$

2.2.4 *Presión hidrostática.* Un fluido pesa y ejerce presión sobre las paredes sobre el fondo del recipiente que lo contiene y sobre la superficie de cualquier objeto sumergido en él. Esta es presión hidrostática, provoca, en fluidos en reposo, una fuerza perpendicular a las paredes del recipiente o a la superficie del objeto sumergido sin importar la orientación que tenga las caras. Si el líquido fluyera, las fuerzas resultantes de las presiones ya no serían necesariamente perpendiculares a las superficies. Esta presión depende de la densidad del líquido en cuestión y de la altura a la que esté sumergido el cuerpo y se calcula mediante la siguiente fórmula: (FAY, 2003 pág. 179)

$$P = \rho gh + P_0 \quad (3)$$

Donde, usando unidades del Sistema Internacional son:

P = Presión hidrostática (en pascales)

ρ = Densidad del líquido (en kilogramos sobre metro cúbico)

g = Aceleración de la gravedad (en metros sobre segundo al cuadrado)

h = Altura del fluido (en metros)

P_0 = Presión atmosférica

2.2.5 *Densidad de los fluidos.* La densidad de una sustancia se define como el cociente de su masa entre el volumen que ocupa. La unidad de medida en el Sistema Internacional de Unidades es **kg/m^3** , también se utiliza la unidad en **kg/m^3** .

Tabla 1. Densidad de los fluidos

Sólidos	(g/cm³)	(Kg/m³)
Aluminio	2,7	2.700
Corcho	0,25	250
Cobre	8,96	8.960
Hielo	0,92	920
Hierro	7,9	7.900
Madera	0,2 – 0,8	200 – 800
Plomo	11,3	11.300
Vidrio	3,0 – 3,6	3.000 – 3.600
Líquidos	(g/cm³)	(Kg/m³)
Acetona	0,79	790
Aceite	0,92	920
Agua de mar	1.025	1.025
Agua destilada	1	1.000
Alcohol etílico	0,79	790
Gasolina	0,68	680
Leche	1,03	1.030
Mercurio	13,6	13.600
Gases (0 °C, 1amt)	(g/cm³)	(Kg/m³)
Aire	0,0013	1,3
Butano	0,0026	2,6
Dióxido de carbono	0,0018	1,8
Hidrogeno	0,0006	0,8
Oxígeno	0,0014	1,4

Fuente:<http://www.monografias.com/trabajos91/informe-experimento-densidad/image013>

En física y química, la densidad (ρ) es una magnitud escalar referida a la cantidad de masa contenida en un determinado volumen de una sustancia. Expresamos de la siguiente forma:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (4)$$

Dónde:

ρ = Densidad

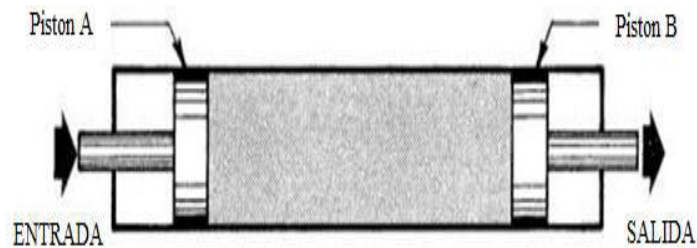
m = masa

v = volumen

Ejemplo: una solido de cobre es más denso que un sólido de madera, con independencia del tamaño y masa de uno con respecto al otro.

2.2.6 Transmisión de potencia. La Figura (8) indica el principio en el cual está basado la transmisión de potencia tanto en los sistemas neumáticos y sistemas hidráulicos. Una fuerza mecánica, la potencia aplicada en el pistón A. La presión que se produce en el interior desarrollado en el fluido la que nos permite ejercer una fuerza de empuje en el pistón B. (ALVAREZ, 2003 pág. 78)

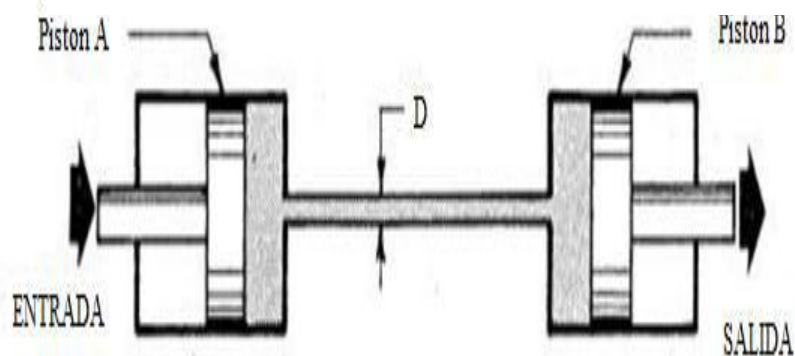
Figura 8. Transmisión de potencia



Fuente: <http://www.cohimar.com/util/neumatica/images/neumat317>

Tenemos según la ley de Pascal la presión desarrollada en el fluido es la misma en todos los puntos por la que la fuerza desarrollada en el pistón B es la misma a la fuerza ejercida en el fluido por el pistón A, donde asumimos que los diámetros de A y B es la misma Figura (9).

Figura 9. Transmisión de potencia a través de una tubería



Fuente: <http://www.cohimar.com/util/neumatica/images/neumat318>

2.3 Bombas oleohidráulicas

La oleohidráulica es una rama de la hidráulica , donde el prefijo "oleo" nos indica que los fluidos son derivados del petróleo, como el aceite mineral. A continuación tenemos un ejemplo. La oleohidráulica es la técnica aplicada a la transmisión de potencia mediante fluidos. (ALVAREZ, 2003 págs. 241 - 250)

Con fines de impulsar el fluido generando presión, y permite vencer la resistencia de la carga.

- Cambia la energía mecánica en energía hidráulica.
- Igualdad con los actuadores hidráulicos.

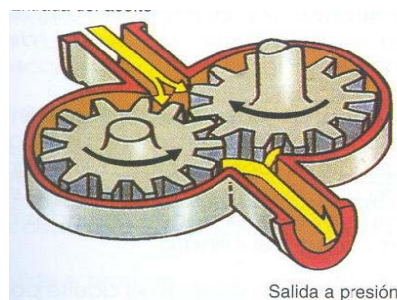
Las bombas oleo hidráulicas se basan en cambiar la energía mecánica en energía hidráulica, impulsando el fluido hidráulico por el sistema.

2.3.1 *Tipos de Bombas Oleohidráulicas.* Tenemos los siguientes tipos:

a). De engranajes

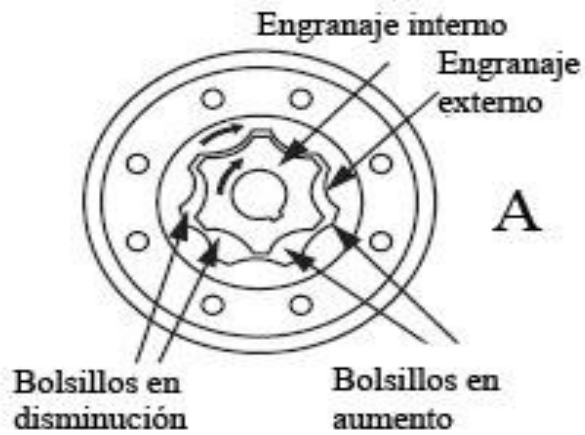
Engranajes externos e internos pueden trabajar a bajas y altas presiones:

Figura 10. Bomba de engranajes externos de baja presión



Fuente:http://2.bp.blogspot.com/_T3Sv04TXnl8/TUrrqeN1BXI/AAAAAAAAACU/MojL1jxQ83I/s1600/bomba+de+aceite%252C+engranajes.

Figura 11. Bomba de engranajes internos y externos



Fuente: <http://www.sapiensman.com/neumatica/images/bomba-de-engranajes4>

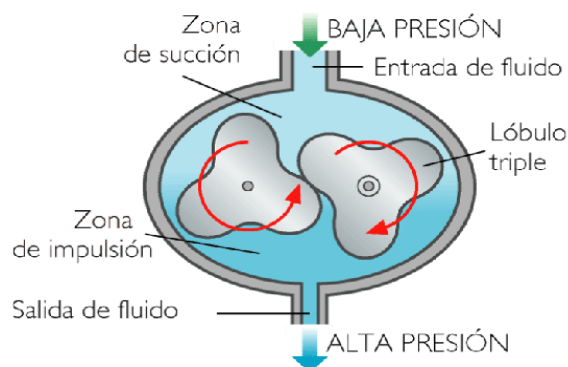
b). De lóbulos

La bomba de lóbulos son accionados por un sistema de engranajes idénticos a la de bomba de engranajes, pero con un desplazamiento superior.

En los sistemas oleohidráulicos se utilizan mucho debido:

- El precio es alto
- Presión y velocidad, inferior a la bomba de engranajes.
-

Figura 12. Bomba de lóbulos



Fuente: <http://3.bp.blogspot.com/->

[eNuHPyOpgds/UA9rtZBAMKI/AAAAAAAAABI/GMycVyEca68/s1600/20070821klp-inginf_71.Ees.SCO](http://3.bp.blogspot.com/-eNuHPyOpgds/UA9rtZBAMKI/AAAAAAAAABI/GMycVyEca68/s1600/20070821klp-inginf_71.Ees.SCO)

c). De paletas

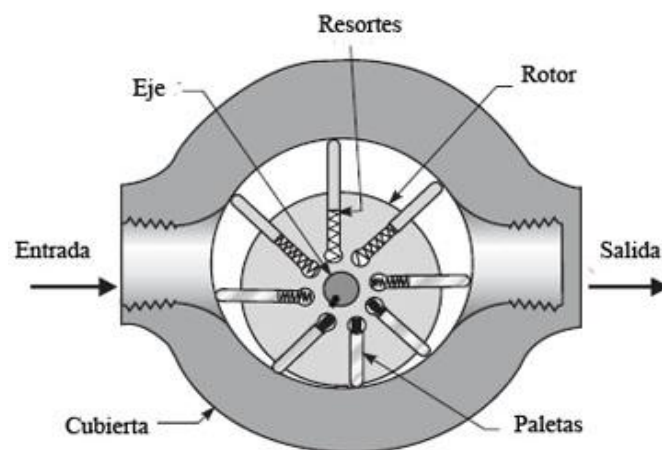
Indeterminadamente pequeñas en función de la potencia que transmite:

Tiene mayor tolerancia al contaminante.

Tipos:

- Equilibradas - aro circular
- No equilibradas – Aro elíptico

Figura 13. Bomba de paletas



Fuente: <http://www.sapiensman.com/neumatica/images/bomba-de-paletas1>

d). De pistones

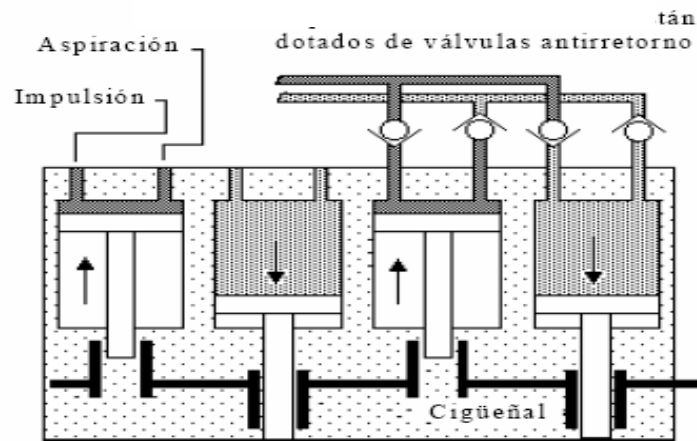
Disposición múltiple, nunca solas.

Es muy eficaz, gran diversidad de caudales y de presiones de trabajo.

Según disposición de los pistones, tipos:

- Axiales
- Radiales

Figura 14. Bomba de pistones



Bomba de pistones oscilantes

Fuente: http://4.bp.blogspot.com/-JpwOFURcxkE/T7y7gr_om2I/AAAAAAAAABkw/TYJrJIdQ9yA/s1600/Bomba+hidr%C3%A1ulica+de+pistones+oscilantes

2.3.2 Clasificación de las bombas. Una bomba hidráulica es una máquina que nos permite convertir energía mecánica con la que es accionada en energía fluida o (hidráulica) del fluido incompresible. (ALVAREZ, 2003 págs. 270 - 277)

Para realizar una clasificación de los diferentes tipos de bombas hidráulicas se debe tener en cuenta algunos términos que son:

- Amplitud de presión
- Volumen
- Amplitud de la velocidad
- Eficiencia mecánica
- Eficiencia volumétrica
- Eficiencia total

Podemos observar en la Tabla 2, la clasificación de los diferentes tipos de bombas.

Tabla 2. Clasificación de Bombas

	Clase	Tipo
Roto dinámicas	Centrifugas y periféricas	Difusor Turbina regenerativa Turbina vertical flujo mixto Flujo mixto Flujo axial Uni paso Multi paso Electromagnético Autocebantes
Desplazamiento positivo	Rotatorias	Miembro fijo Aspas Engranaje Álabe Leva y pistón Tornillo Lóbulo Bloque de vaivén Pistón Balancines
	Reciprocantes	Operada por fluido Acción directa Potencia Diafragma Rotatoria pistón Operada manualmente

Fuente: <http://www.todomonografias.com/industria-y-materiales/bombas/>

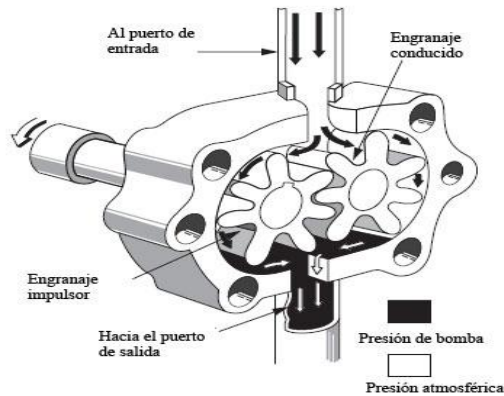
Bombas desplazamiento positivo

Tenemos las siguientes:

a).- Bombas rotatorias. Produce caudal al enviar el fluido entre los dientes de dos engranajes acoplados. Uno de ellos es accionado por el eje motriz de la bomba, y este hace girar al eje libre.

La bomba de engranajes son muy utilizadas, la capacidad puede ser grande o pequeña, el cual nos permite variar la presión y volumen.

Figura 15. Bomba de engranajes o piñones



Fuente: <http://e->

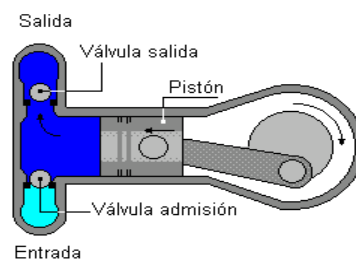
educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/4750/4918/html/bomba-de-engranajes.

b).- Bombas reciprocantes o alternativas. Las bombas alternativas son también unidades de desplazamiento positivo descargan una cantidad definida de líquido durante el desplazamiento del pistón o émbolo a través de la distancia de carrera.

En este tipo de bombas el fluido se desplaza mediante movimiento alternativo; al moverse en un sentido succiona y en el sentido inverso expulsa.

El flujo de descarga de las bombas centrífugas y en los diferentes tipos de bombas rotatorias es continuo. Pero en las bombas alternativas el flujo pulsa, esto puede reducirse con una pulmón regulador.

Figura 16. Bomba reciprocante



Fuente: <http://www.todomonografias.com/images/2007/02/100504>.

Bombas dinámicas

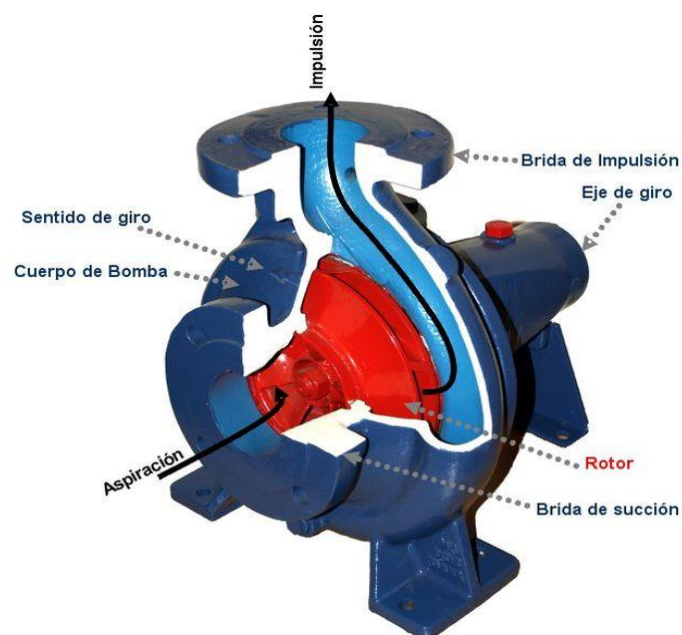
Tenemos los siguientes tipos de bombas:

Bombas centrífugas

Las bombas centrífugas también se les conocen como roto dinámicas, son siempre rotativas y son un tipo de bomba hidráulica que cambia la energía mecánica de un impulsor.

El fluido entra por el centro del rodete, que dispone de unos álabes para conducir el fluido, y por efecto de la fuerza centrífuga es impulsado hacia el exterior, donde es recogido por la carcasa o cuerpo de la bomba, que por el contorno su forma lo conduce hacia las tuberías de salida o hacia el siguiente rodete se basa en la ecuación de Euler y su elemento transmisor de energía se denomina impulsor rotatorio llamado rodete de energía cinética y potencial requeridas ,este elemento es el que comunica energía al fluido en forma de energía cinética. (VALLECILLA, 2004 pág. 9)

Figura 17. Bomba centrífuga



Fuente: http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/3/3c/Bomba_centrifuga.

2.3.3 Selección de las bombas. Seleccione el cilindro hidráulico más adecuado para la aplicación.

- a. Seleccione la serie de la bomba hidráulica con una salida de aceite y una capacidad de depósito adecuadas para alimentar el cilindro.
- b. Seleccione la bomba de la serie elegida que incluya la opción de válvula más apropiada para el cilindro y la aplicación.

Tenemos las siguientes consideraciones:

- Cuál es la máxima presión (psi) de funcionamiento necesaria.
- Qué volumen de suministro de aceite se requiere.

Seleccionar el tipo de fuente para la alimentación:

- a) Manual (accionadas con la mano o el pie).
- b) Neumática/hidráulica.
- c) Eléctrica/hidráulica.
- d) Motor de gasolina/hidráulica.

2.4 Elementos de control

Elementos actuadores

Son los elementos que permiten cambiar la energía del fluido en movimiento, en trabajo útil. Son los elementos de trabajo del sistema y se pueden dividir en dos grandes grupos: cilindros, en los que se producen movimientos lineales y motores, en los que tienen lugar movimientos rotativos. (LINCOLN, 2002 págs. 125 -140)

- a). Motores eléctricos

b). Motores de corriente continua.

- Motor con excitación en serie
- Motor eléctrico sin escobillas
- Motor paso a paso

Elementos de mando y control

En los diferentes sistemas neumáticos como en hidráulicos, se encargan de transportar de forma adecuada la energía comunicada al fluido en el compresor o en la bomba hacia los elementos actuadores.

2.5 Actuadores oleohidráulicos

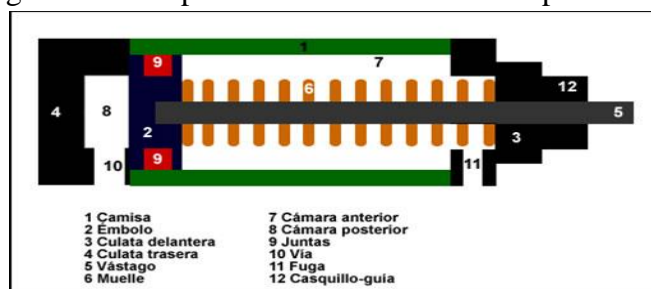
Cilindro de simple efecto

Estos cilindros tienen una sola conexión de fluido.

El trabajo se genera en una sola dirección del movimiento. Un resorte o muelle permite retroceder el émbolo a su posición inicial. (PARKER, 2004 págs. 5 - 10)

Para evitar fugas de fluido entre el pistón y la camisa, se colocan juntas de estanqueidad sobre el pistón y su vástago, estas juntas son de un material flexible (cauchos) que se adapta a las paredes de la camisa, evitando las fugas también las llamamos retenedores.

Figura 18. Componentes del cilindro de simple efecto.



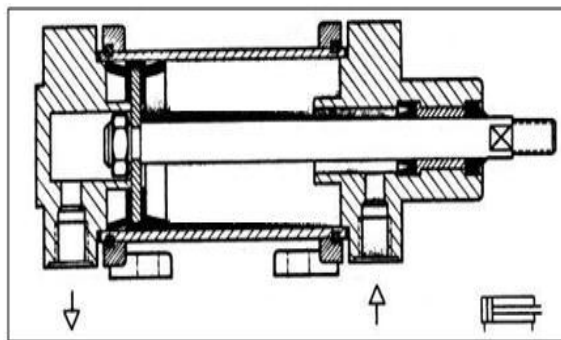
Fuente: <http://sitioniche.nichese.com/neumaticagif/cilindro-simple-bis>

Cilindro de doble efecto

Los cilindros de doble efecto el trabajo se realiza en dos direcciones, permiten realizar mayores carreras además de posicionar el vástago en cualquier posición intermedia. Se emplean especialmente en los casos en que el émbolo tiene que realizar una misión también al retornar a su posición inicial figura (19).

La carrera de los cilindros no está limitada, pero debemos tener en cuenta el pandeo y doblado que puede sufrir el vástago salido.

Figura 19. Accionamiento del cilindro hidráulico



Fuente: <http://www.sapiensman.com/neumatica/images/neumat73>

En los sistemas hidráulicos y neumáticos la energía es trasladada a través de tuberías, ésta energía es función del caudal y presión del aire o aceite que circula en el sistema.

La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo.

La unión de fuerza y recorrido produce trabajo, y cuando este trabajo es realizado en un determinado tiempo produce potencia.

Válvulas

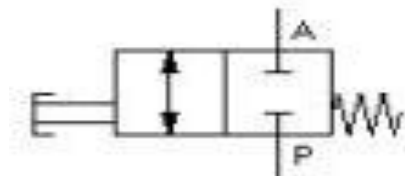
Una válvula se puede considerar como un aparato mecánico con el cual se puede iniciar, detener, regular o conectar la circulación (paso) de líquidos o gases mediante una pieza movable que abre, cierra u obstruye en forma parcial uno o más orificios o conductos.

Son unos de los instrumentos de control más esenciales en la industria. Debido a su diseño y materiales. En algunas instalaciones se requiere un sellado absoluto lo podemos realizar mediante válvulas. . (VALLECILLA, 2004 págs. 189 - 199)

Válvulas distribuidoras 2/2

Gobiernan el paso de un fluido abriendo o cortando. Se emplean para abrir y cerrar circuitos

Figura 20. Simbología de las válvulas distribuidoras 2/2.

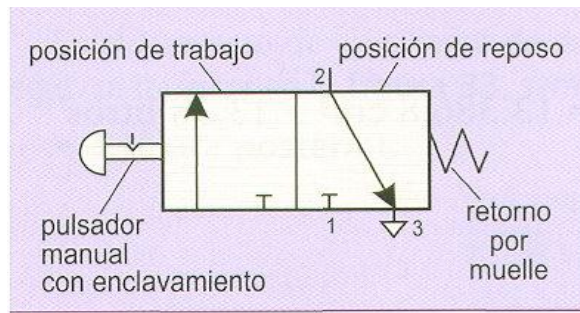


Fuente: http://www.festo-didactic.com/_media/detail_service_h_wv_001_280

Válvulas distribuidoras 3/2

Se utilizan para accionar cilindros de simple efecto. La figura (21) muestra una válvula de corredera de tres vías (orificios 1,2 y 3) y dos posiciones: vía de presión (1) cerrada y vía de utilización (2), comunicada con el escape (3) o vía 1 comunicada con 2 y 3 cerrada.

Figura 21. Simbología de la válvula 3/2



Fuente: <http://sistemasneumaticos.files.wordpress.com/2012/06/valvula-3-2-cerrada>.

En esta válvula ya no podemos hablar de posición de reposo, ya que puede adoptar de forma estable cualquiera de las posiciones cuando la válvula se encuentra sin conectar al circuito.

Las válvulas 3/2 se utilizan en aquellas aplicaciones en las que se requiera gobernar el flujo hidráulico en una sola tubería, como el gobierno de cilindros de simple efecto o el gobierno del pilotaje neumático de válvulas.

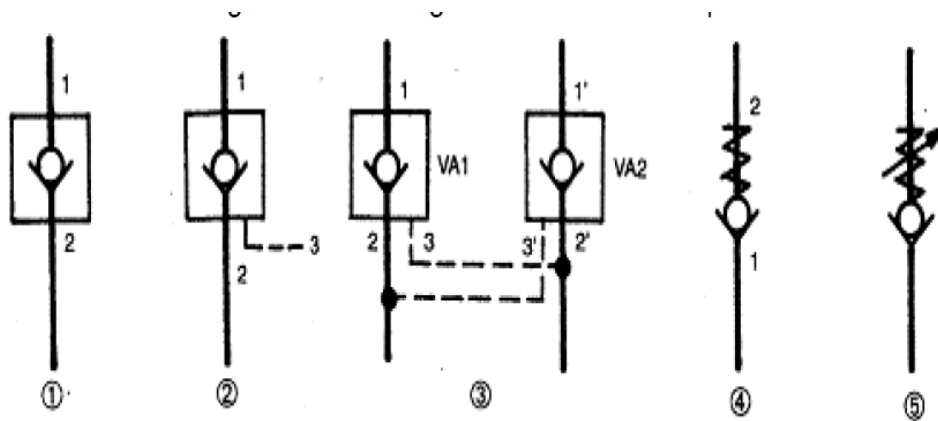
Válvulas de anti retorno o bloqueo

Las válvulas de bloqueo o anti retorno impiden el paso de fluido a presión en un sentido y le dejan pasar en el otro. Se emplea para evitar el retorno del líquido del sistema hidráulico (o del aire en un sistema neumático) a la bomba hidráulica (o al depósito de aire comprimido).

Estas válvulas están intercaladas en el circuito y constan de un muelle que está tarado a una cierta tensión que empuja a una bola o un disco contra un asiento cónico.

Cuando la presión del fluido supera la fuerza del muelle, la bola se separa del asiento cónico y el fluido circula.

Figura 22. Simbología de válvulas de bloqueo



Fuente: <http://sitioniche.nichese.com/limitadora-hidra2.html>

Como circula el fluido:

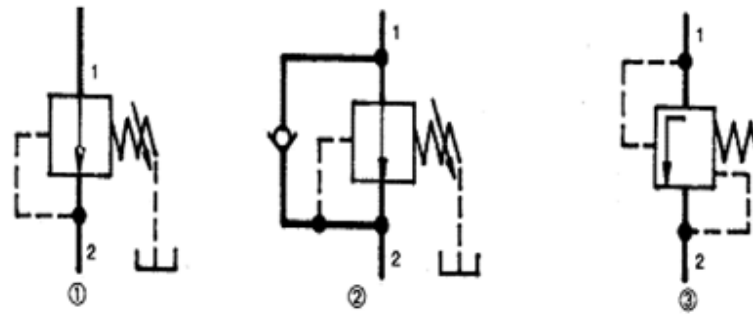
1. Fluido en el sentido 2-1. Se corta su paso al venir o regresar por uno.
2. Fluido del sentido 2-1. Se puede abrir por paso 3.
3. Dos válvulas anti retornos conectada entre si utilizadas en pequeños circuitos hidráulicos que permiten su paso por medio de 3 y 3' de 1-2'.
4. Válvula de bloque con presión limite dada que permite el paso del fluido 1-2 mas no de 2-1. El flujo 1-2 se logra venciendo la fuerza de bloqueo.
5. Válvula de bloqueo con presión limite regulada manualmente.

Válvulas reguladoras de presión

Estas válvulas limitan la presión máxima de un circuito. Su funcionamiento se basa en la estabilidad entre la presión y la fuerza de un muelle.

Se emplean en todos los circuitos hidráulicos y neumáticos como sistema de seguridad, nos darán un valor indeterminado y desvían el caudal hacia el retorno cuando se alcanza el valor de presión estipulado.

Figura 23. Simbología de válvulas reguladoras de presión.



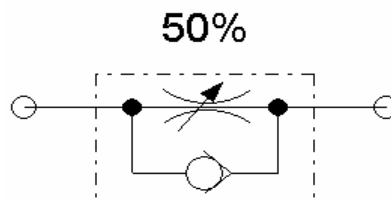
Fuente: <http://sitioniche.nichese.com/valvula%20regulacion.html>

1. Símbolo general de una válvula reductora de presión. El cual permite regular la presión a utilizarse. Es posible que en todos los puntos del circuito, no necesitemos que de la misma presión sea aceptada y se utilice la necesaria.
2. Válvula reductora de presión de una sola vía.
3. Válvula reductora de presión que funciona de forma diferencial entre las presiones de 1 a 2.

Válvulas reguladoras de caudal

Este tipo de válvula se emplea como reguladoras de caudal. La aplicación más común es para regular la velocidad de salida del vástago de un cilindro.

Figura 24. Simbología de la válvula reguladora de caudal



Fuente: <http://html.rincondelvago.com/000561421>

2.5.1 Selección de pistones oleohidráulicos. Para la selección de un cilindro hidráulico debemos hacer lo siguiente:

Conocido el valor de la fuerza de empuje (F_e) o elevación necesaria y el tiempo (t) disponible en realizar una carrera completa por parte del émbolo, se utilizarán las siguientes expresiones para calcular los parámetros geométricos que definen al cilindro actuador. (PARKER, 2004 págs. 10 - 20)

El valor del empuje o fuerza de elevación (F_e) es capaz de crear un cilindro hidráulico expresado por la siguiente fórmula:

$$F_e = \frac{0,785 \cdot d_e^2 \cdot p}{10^4} \quad (5)$$

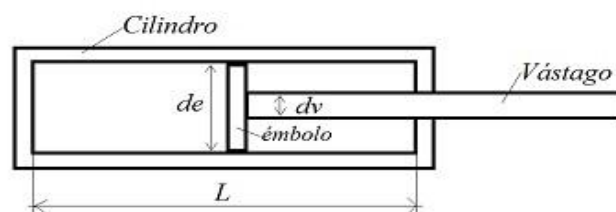
Dónde:

F_e = El valor de la fuerza desarrollada por el cilindro, en (KN).

d_e = Es el diámetro del émbolo que discurre por el interior del cilindro, en (mm).

p = Es la presión de servicio a la que se encuentra el aceite hidráulico en el interior del cilindro, en bar.

Figura 25. Esquema de un cilindro hidráulico



Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut212/fig18tut212>.

Para cilindros de doble efecto, durante la carrera de retroceso o de recogida del émbolo, la fuerza que puede crear viene calculada por la siguiente fórmula:

$$F_e = \frac{0,785 \cdot (d_e^2 - d_v^2) \cdot p}{10^4} \quad (6)$$

Dónde:

F_r = El valor de la fuerza de retroceso o recogida del émbolo, en (kN).

d_e = Diámetro del émbolo que discurre por el interior del cilindro, en (mm).

d_v = Diámetro exterior del vástago que discurre por el interior del cilindro, en (mm).

p = Es la presión de servicio a la que se encuentra el aceite hidráulico en el interior del cilindro, en bar.

Al trayecto completo del émbolo dentro del cilindro se denomina carrera (L), entonces el volumen de una carrera (V), también denominado como cilindrada, viene expresada por el producto de la superficie del émbolo por su carrera, es decir:

$$V = \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} \cdot L \quad (7)$$

Dónde:

V = Cilindrada o volumen de una carrera, en (mm³).

d_e = Diámetro del émbolo que discurre por el interior del cilindro, en (mm).

L = Longitud de la carrera del vástago, en (mm).

Tenemos otra expresión cuando conocida la carrera (L) del vástago y medido el tiempo (t) empleado en su recorrido, se puede calcular la velocidad (v) con que se mueve el vástago, según la siguiente formula:

$$v = \frac{L}{10^3 \cdot t} \quad (8)$$

Dónde:

v = Velocidad de salida del vástago (m/s).

L = Longitud de la carrera del vástago (mm).

t = Tiempo empleado en salir completamente el vástago del cilindro, en segundos (s).

Obtenido el volumen de la carrera (V) y el tiempo (t) empleado en la salida del vástago, se puede obtener el caudal (Q) necesario para realizar una carrera, como:

$$Q = \frac{60.V}{10^6.t} \quad (9)$$

Dónde:

Q = Caudal de fluido necesario para hacer una carrera, en litros/minuto (l/min).

V = Cilindrada o volumen de una carrera, en mm^3 .

t = Tiempo empleado en salir completamente el vástago del cilindro, en segundos (s).

A pesar, el anterior valor se trata de un valor teórico. El caudal real (Q_r) se debe tener en cuenta el rendimiento volumétrico del cilindro donde se evidencia aspectos como la fuga de fluido por las juntas, está dado por la siguiente formula:

$$Q_r = \frac{Q}{\eta} \quad (10)$$

Dónde:

Q_r = Caudal real de fluido necesario para hacer una carrera, en litros/minuto (l/min).

Q = Caudal teórico calculado según la expresión anterior, en litros/minuto (l/min).

H = Es el rendimiento volumétrico del cilindro que tiene en cuenta las fugas, como general se toma 0,95.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS DEL BRAZO OLEOHIDÁRULICO

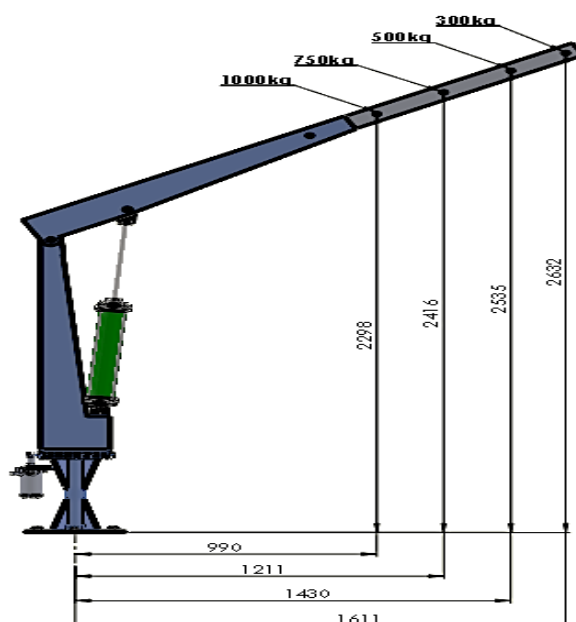
3.1 Parámetros de diseño

Los parámetros para diseñar un brazo oleohidráulico para montaje y desmontaje de motores hasta una tonelada se establecieron de acuerdo a los necesidades de un taller mecánico debidamente establecido en el que se da mantenimiento. Las principales características para tomar en cuenta son: el tamaño y peso máximo de los motores de los vehículos, así como los requerimientos de seguridad para los operarios que manipulen éste equipo.

Tomamos las siguientes referencias:

Altura máxima del brazo desplegado

Figura 26. Altura máxima del brazo desplegado



Fuente: Autores

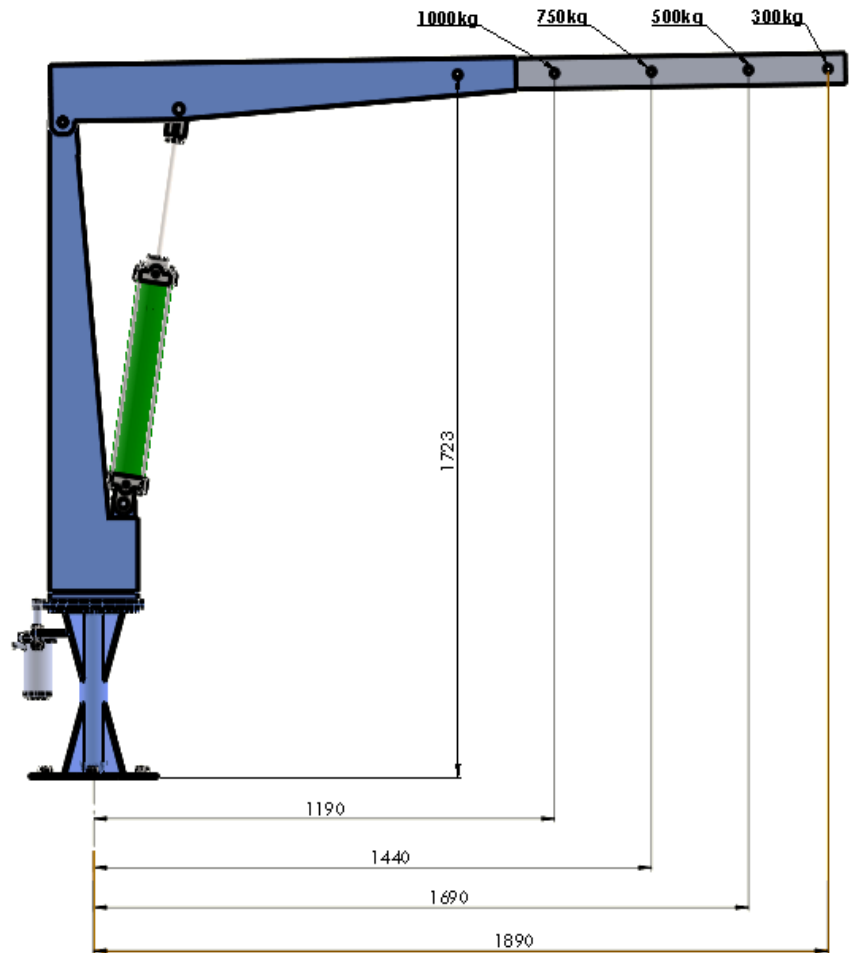
Tabla 3. Carga, distancia y momento máximo del brazo desplegado

Carga	Distancia	Momento
1000kgf	0.99m	980kf-m
750kgf	1.21m	907.5kf-m
500kgf	1.43m	715kf-m
300kgf	1.61m	483kf-m

Fuente: Autores

Altura media del brazo desplegado

Figura 27. Altura media del brazo desplegado.



Fuente: Autores

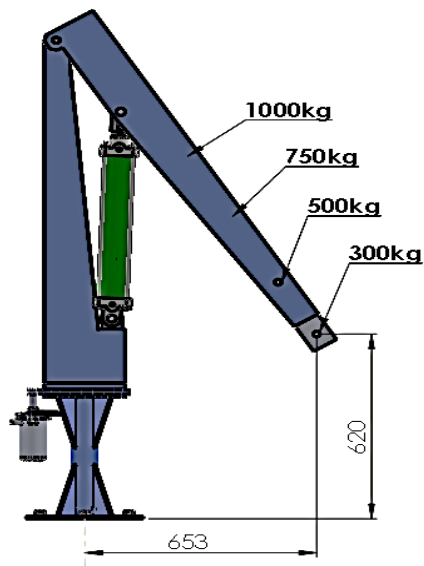
Tabla 4. Carga, distancia y momento medio del brazo desplegado

Carga	Distancia	Momento
1000kgf	1.19m	1119kf-m
750kgf	1.44m	1080kf-m
500kgf	1.69m	845kf-m
300kgf	1.89m	567kf-m

Fuente: Autores

Altura mínima del brazo plegado

Figura 28. Altura mínima del brazo plegado



Fuente: Autores

Tabla 5. Carga, distancia y momento medio del brazo desplegado

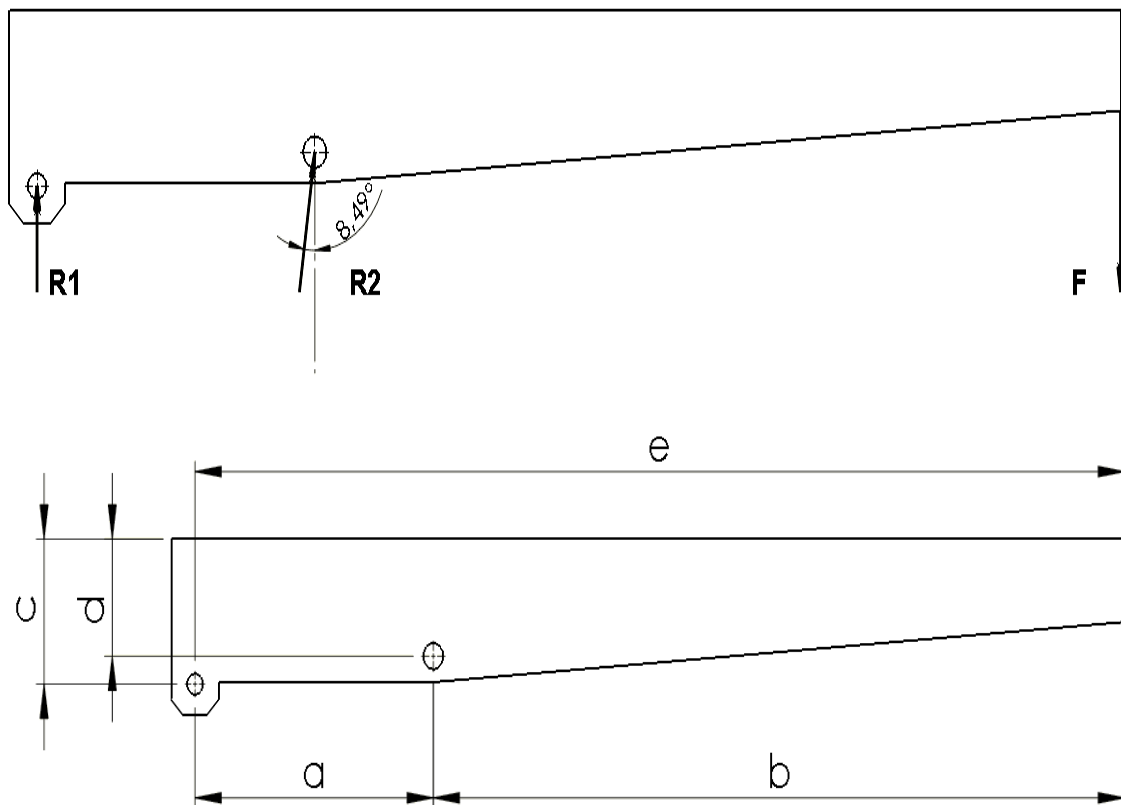
Carga	Distancia	Momento
1000kgf	0.65m	650kf-m

Fuente: Autores

3.2 Determinación de cargas

Se probaron varias posiciones de trabajo del brazo oleohidráulico al momento de levantar la carga y se obtuvo la posición de máximo esfuerzo en el momento de recoger la carga. La tabla (4) muestra los valores obtenidos de los esfuerzos en las diferentes posiciones, para lo cual con este valor se trabajará para dimensionar todos los elementos mecánicos, eléctricos e hidráulicos.

Figura 29. Brazo principal (Posición Horizontal)

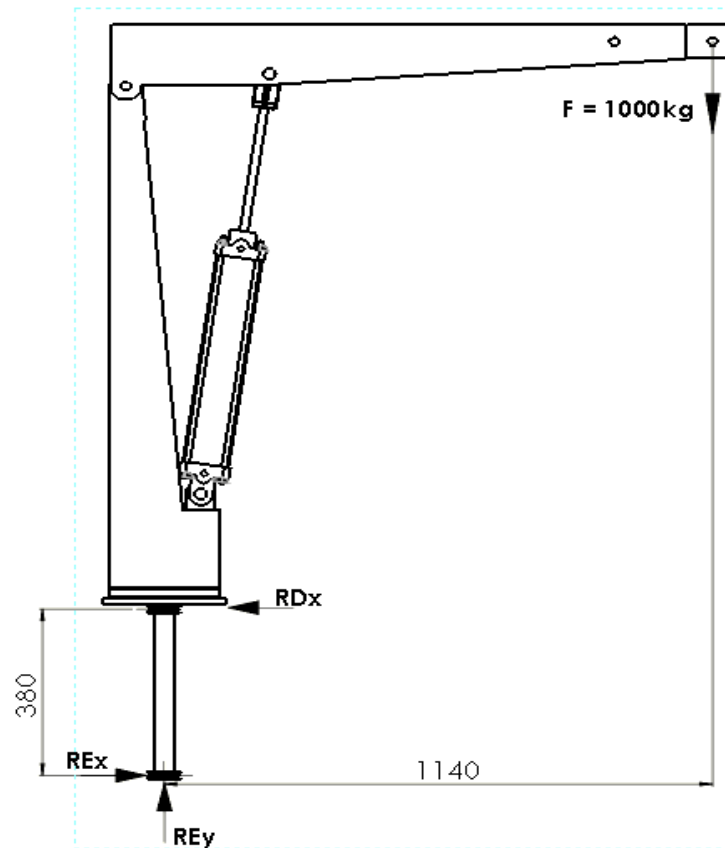


Fuentes: Autores

En la figura (29) podemos observar las reacciones que se producen en el brazo oleohidráulico en los puntos principales del apoyo. La reacción R2 forma un ángulo de $8,49^\circ$ estos valores serán tomados para dimensionar todos los elementos.

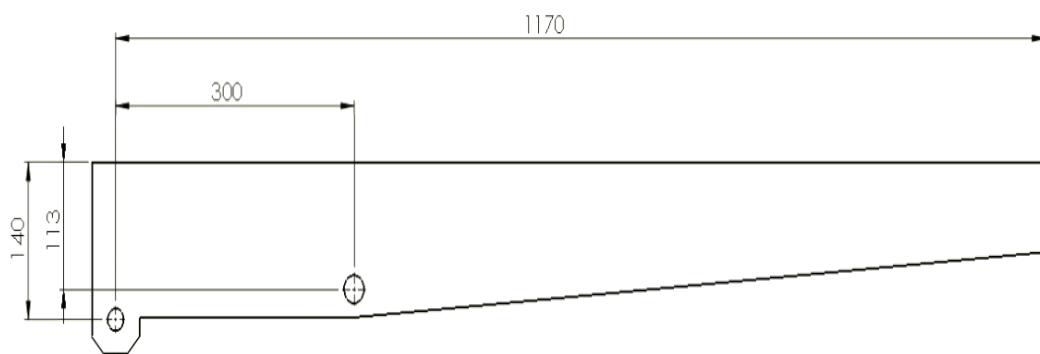
3.2.1 Reacciones en el apoyo del elevador.

Figura 30. Diagrama de reacciones en el apoyo del elevador



Fuente: Autores

Figura 31. Distancias del brazo horizontal



Fuentes: Autores

Tabla 6. Distancias de reacciones en el brazo horizontal.

Cuadro de distancias de reacciones en (mm)				
a	b	c	d	e
300	870	140	113	1170

Fuentes: Autores

En la figura (29) especificamos los ángulos que forman en el punto B, del brazo horizontal.

Tabla 7. Ángulos formados en la RB.

Ángulos	
A	B
81.51	8.49

Fuentes: Autores

Cálculo de las reacciones:

Aplicando sumatoria de momentos en el punto A obtenemos:

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B \cdot \text{sen}(\alpha) \cdot (a) + R_B \cos(\alpha) \cdot (c-d) - F \cdot (a+b) = 0$$

$$R_B = \frac{F \cdot (e)}{\text{sen} \alpha \cdot (a) + \cos \alpha \cdot (c - d)} = \frac{1000kg(1170)mm}{\text{sen}(81.51) \cdot (300)mm + \cos(81,51) \cdot (27) mm}$$

$$R_B = \frac{117000kg \cdot mm}{3000,69mm}$$

$$R_B = 3890,69kg$$

Esta reacción es el resultado de la fuerza que ejerce el pistón hidráulico sobre el brazo para realizar el movimiento.

Por equilibrio:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B \cdot \text{sen } \alpha - F = 0$$

$$R_A = F - R_B \cdot \text{sen } \alpha$$

$$R_A = 1000\text{kg} - 3848,05\text{kg}$$

$$R_A = -2848,059\text{kg}$$

Implica que la reacción está considerando en sentido inverso

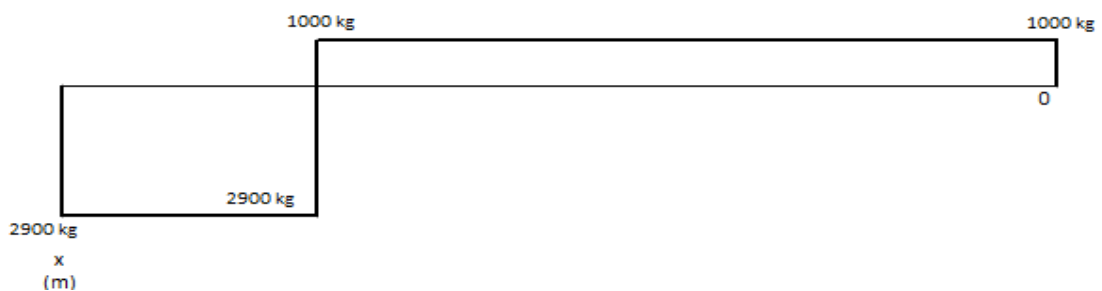
$$\sum F_x = 0$$

$$-R_B \cdot \text{Cos}(81,51) + N = 0$$

$$N = 574 \text{ kg}$$

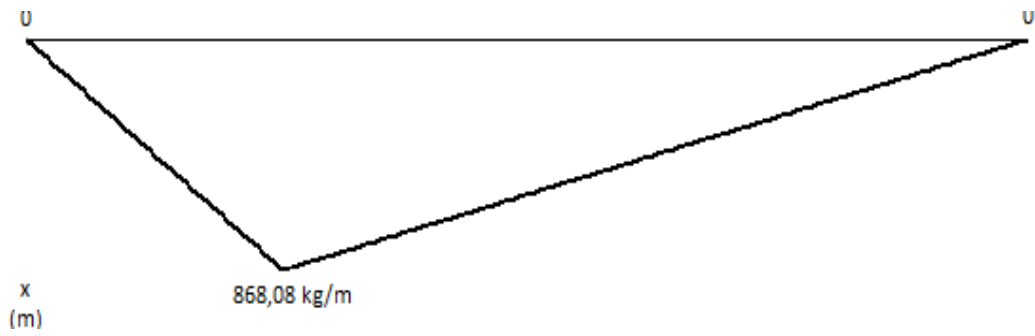
3.2.2 *Diseño y cálculo de elementos mecánicos.* A partir de los datos anteriores y las reacciones encontradas se obtuvo los diagramas de fuerzas y momentos que actúan sobre el brazo principal, para esto se tomará las reacciones en el eje vertical y horizontal. (MOTT, 1992 pág. 203)

Figura 32. Esfuerzo cortante



Fuente: Autores

Figura 33. Momento flector



Fuente: Autores

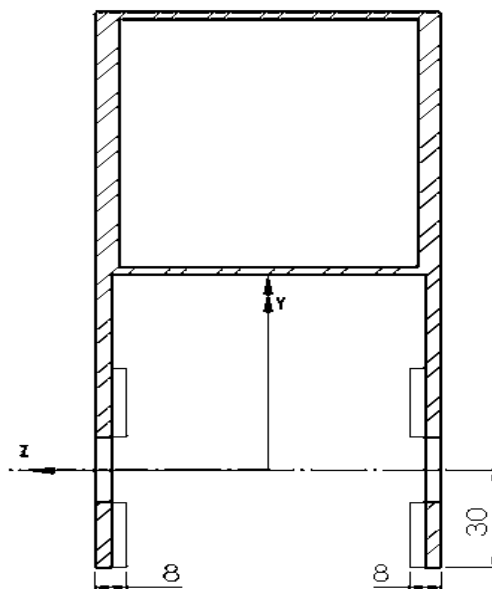
En estos diagramas se puede apreciar los lugares donde se producirá los máximos esfuerzos sobre la estructura en su posición de máximo esfuerzo.

El brazo estará conformado por placas y tubo estructural cuadrado: Acero A36.

A continuación se analizan las zonas en las cuales se produce el mayor esfuerzo:

En la Zona A

Figura 34. Sección transversal punto A tracción compresión



$$F_N = 5625,2KN$$

$$F_c = 27910,4KN$$

$$M_y = 0$$

Fuente: Autores

Propiedades de la sección:

$$\text{Área} = 2(4 \times 170) + 2(80 \times 2) + 2(76 \times 2) = 1984 \text{ mm}^2$$

Ecuación de la inercia:
$$I_Z = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} I_Z &= 2 \left(\frac{1}{12} \times 4 \times 170^3 \right) + 2 \left(\frac{1}{12} \times 2 \times 80^3 \right) + 2 \left(\frac{1}{12} \times 76 \times 2^3 + 76 \times 2 \times 39^2 \right) \\ &= 3908485 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Esfuerzo cortante normales a tracción o compresión

$$\sigma = \frac{F_N}{A} - \frac{M_Z \cdot Y}{I_Y} + \frac{M_Y \cdot Z}{I_Z} \quad (12)$$

Reemplazando en la ecuación (12) obtenemos:

$$\sigma = \frac{5,62 \text{ KN}}{1984 \text{ mm}^2} + 0 + 0$$

$$\sigma = 2,83 \text{ N/mm}^2$$

$$C_s = \frac{\sigma \cdot t/c}{\sigma} \quad (13)$$

$$\text{Dónde } \sigma \frac{t}{c} = 250 \text{ N/mm}^2$$

El límite de elasticidad del acero A36 es: $\sigma \frac{t}{c} = 250 \text{ N/mm}^2$

Reemplazando en la ecuación Ec. (13)

$$C_s = \frac{250 \text{ N/mm}^2}{2,83 \text{ N/mm}^2} = 88,33$$

Esfuerzo cortantes:

$$Q_Z = 2 \cdot \mu \cdot t \cdot \frac{h}{2} \quad (14)$$

$$\tau = \frac{q_z}{t} \quad (15)$$

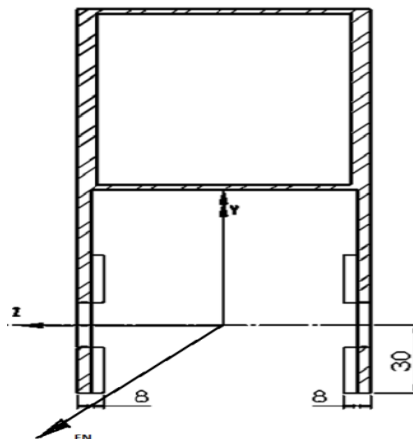
$$\mu \rightarrow 0 \Rightarrow Q_z \rightarrow 0 \Rightarrow q_z = 0 \Delta \tau_z = 0$$

Este cálculo y formulas empleadas será similar en el siguiente caso (pivote B) por lo cual no se repetirá.

Punto Z

Se considera esta parte de la sección tomando en consideración que el eje de inercia se transmite por el pasador de donde se transmite la fuerza máxima. En esta zona podría producirse un corte y fallo estructural por lo cual se procede a calcular como se muestra en la figura 34.

Figura 35. Cambio de sección Z, punto A



Fuente: Autores

El espesor $t = 30\text{m}$

$u = 4\text{mm}$

Usando la ecuación Ec. (14) tenemos:

$$Q_y = 2 * 4 * 30 * 15 = 3600\text{mm}^2$$

$$2 \cdot q_z = \frac{F_c \cdot Q_z}{I_z} \quad (16)$$

Remplazando en la ecuación Ec. (16) tenemos

$$2q_z = \frac{27910,4N \times 3600mm^3}{3908485mm^4} = 302.9N/mm$$

$$q_z = 151.4 N/mm$$

Luego en la ecuación Ec. (15) tenemos:

$$\frac{151.4N/mm}{30} = 5.04N/mm^2$$

Coefficiente de seguridad utilizando la ecuación Ec. (13)

$$C_s = \frac{\sigma \frac{t}{c} [N/mm^2]}{\tau [N/mm^2]}$$

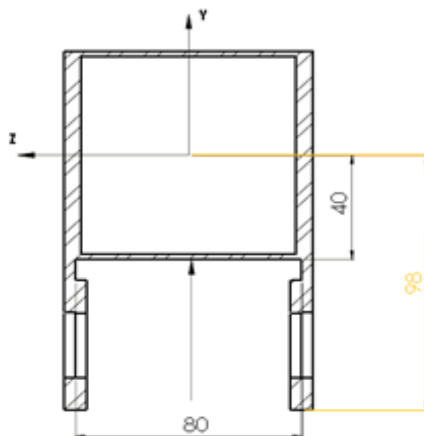
$$C_s = \frac{250 N/mm^2}{5.04N/mm^2} = 4.62$$

Para los dos casos calculados se aplica la norma AISC, donde el factor de seguridad para este tipo de estructuras debe ser mínimo: $C_s = 2$

Por tanto relacionado los cálculos obtenemos un C_s mayor al límite mínimo establecido, determinando así que la estructura soportara estas cargas. (SHIGLEY, 2004 pág. 32)

En la Zona B

Figura 36. Sección transversal punto A tracción compresión



$$F_N = 5625,2kN$$

$$F_C = 38122kN$$

$$M_Z = -7350kN \cdot mm$$

Fuentes: Autores

Propiedades de la sección

$$\text{Área} = 2(4 \times 135) + 2(80 \times 2) + 2(76 \times 2) + 2(4 \times 50) = 2104 \text{mm}^2$$

$$I_z = 2 \left(\frac{1}{12} \times 4 \times 135^3 \right) + 2 \left(\frac{1}{12} \times 2 \times 80^3 \right) + 2 \left(\frac{1}{12} \times 76 \times 2^3 + 76 \times 2 \times 39^2 \right) \\ + 2 \left(\frac{1}{12} \times 4 \times 50^3 + 4 \times 50 \times 39^2 \right) = 919073,3 \text{mm}^4$$

$$I_y = 2 \left(\frac{1}{12} \times 2 \times 80^3 \right) + 2 \left(\frac{1}{12} \times 76 \times 2^3 + 76 \times 2 \times 39^2 \right) \\ + 2 \left(\frac{1}{12} \times 135 \times 4^3 + 135 \times 4 \times 41,5^2 \right) = 2494691,8 \text{mm}^4$$

Esfuerzo cortante normales a tracción o compresión

$$\sigma = \frac{F_N}{A} - \frac{M_z \cdot Y}{I_y} + \frac{M_y \cdot Z}{I_z}$$

$$\sigma = \frac{5,62 \text{KN}}{2104 \text{mm}^2} - \frac{-7350 \text{KN} \cdot 40 \text{mm}}{2494691,8 \text{mm}^4} + 0$$

$$\sigma = 2,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} + 117 \frac{\text{Nmm}^2}{\text{mm}^4} = 119,67 \text{ N/mm}^2$$

$$C_s = \frac{\sigma \cdot t/c}{\sigma} \quad \text{Dónde} \quad \sigma \frac{t}{c} = 250 \text{ N/mm}^2$$

$$C_s = \frac{250 \text{ N/mm}^2}{119,67 \text{ N/mm}^2} = 2,08$$

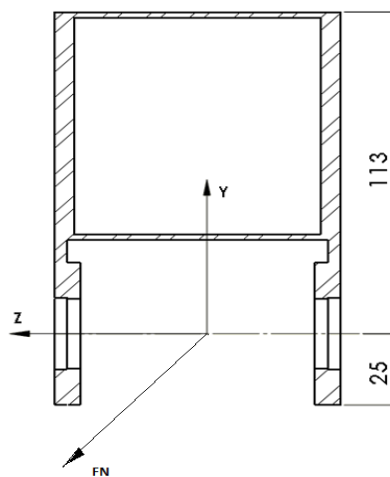
Esfuerzo cortantes:

En este cálculo se utiliza las formulas empleadas en el (pivote A) por lo cual no se repetirá.

Punto Z

Se considera esta parte de la sección tomando en consideración que el eje de inercia se transmite por el pasador de donde se transmite la fuerza máxima. En esta zona podría producirse un corte y fallo estructural por lo cual se procede a calcular como se muestra en la figura 37.

Figura 37. Cambio de sección Z, punto A



Fuentes: Autores

El espesor $t = 25\text{m}$

$$u = 8\text{mm}$$

Usando la ecuación Ec. (14)

$$Q_Y = 2 * 8 * 25 * 12.5 = 5000\text{mm}^2$$

Remplazando en la ecuación Ec. (16) tenemos:

$$2q_z = \frac{38.122\text{N} \times 5000\text{mm}^3}{919.073,3\text{mm}^4} = 207,39\text{N/mm}$$

$$q_z = 103,69\text{N/mm}$$

Luego en la ecuación Ec. (15) tenemos:

$$T_z = \frac{103,69N/mm}{25} = 4,14N/mm^2$$

Coeficiente de seguridad

Reemplazamos en la ecuación Ec. (13) tenemos:

$$C_s = \frac{250 N/mm^2}{4,14N/mm^2} = 6,03$$

Para los dos casos calculados se aplica la norma AISC, dónde el coeficiente de seguridad para este tipo de estructuras debe ser mínimo: $C_s = 2$

Por tanto relacionado los cálculos obtenemos un C_s mayor al límite mínimo establecido, determinando así que la estructura soportara estas cargas.

Diseño de la columna

Se analiza este cuerpo sin las cartelas y sin la placa base, como si actuara solo. Para realizar el diseño se escoge el perfil estructural de sección circular del acero ASTM A36, de la columna.

Datos:

M = Momento 1220000 [kgf.mm]

h = Altura [mm] 1700 mm

Rx = F= Reacción 2722 [kgf]

Momento de inercia

El momento de inercia I, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (17)$$

Dónde:

d = Diámetro externo [mm]

I = Momento de inercia respecto al eje [mm⁴]

Módulo de la sección

El módulo de la sección, se obtiene de la siguiente ecuación:

$$S = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (18)$$

Dónde:

d = Diámetro externo, [mm]

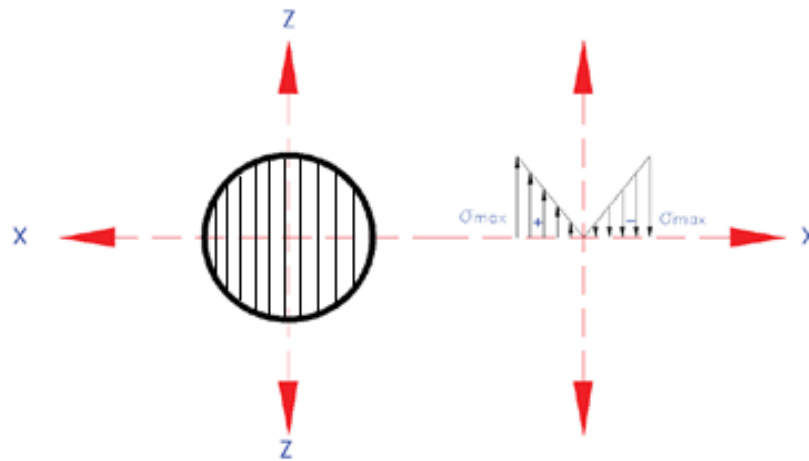
s = Módulo de la sección respecto al eje [mm³]

Para el ejemplo de cálculo, se considera que la zona de corte es sólida, ya que está relacionada y conectada con un rodamiento de empuje axial de acero al carbono muy resistente. (SHIGLEY, 2004 págs. 55 - 60)

Además el centro está compuesto de un eje de acero ASTM 1018. El perfil estructural es de acero ASTM A-36 con las características mostradas en la Tabla 8.

En vista que el perfil es el menos resistente calculamos con esas propiedades.

Figura 38. Sección transversal, perfil estructural redondo



Fuente: Autores

Tabla 8. Especificaciones del perfil

De	Di	e	I	W	S _Y	P	M
[mm]	[mm]	[mm]	[mm ⁴]	[mm ³]	[kgf/mm ²]	[kg/m]	[kgf.m]
88,9	83,4	5,49	3066041	1.94	25,36	5,67	1220

Fuente: Autores

En el anexo A, se aprecia las propiedades de los perfiles estructurales de sección redonda, que se encuentra disponible en el mercado.

Se calcula el momento de inercia con la ecuación Ec. (17)

$$I = \frac{\pi(88.90\text{mm})^4}{64}$$

$$I = 3066041 \text{ mm}^4$$

Esfuerzo de flexión máxima

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} = \frac{F[kgf] + W_{columna}[kgf]}{[\pi.(r)^2]} + \frac{M_{max}[kgf.mm]}{[S]} \quad (19)$$

Datos:

F = Fuerza, [kgf]

M = Momento máximo [kgf.mm]

S = Modulo de sección

r = Radio [mm]

W = Peso de la estructura [kgf]

Entonces, se reemplaza en la Ec. (19) se obtiene:

$$\sigma_{max} = \frac{2722[kgf] + 55[kgf]}{[\pi.(44,45mm)^2]} + \frac{1220000[kgf.mm]}{[68942,17]}$$

$$\sigma_{max} = 17,86 \frac{kgf}{mm^2}$$

Factor de seguridad

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$C_s = \frac{S_y \left[\frac{kgf}{mm^2} \right]}{\sigma_{max} \left[\frac{kgf}{mm^2} \right]} \quad (20)$$

Reemplazando en la ecuación Ec. (20)

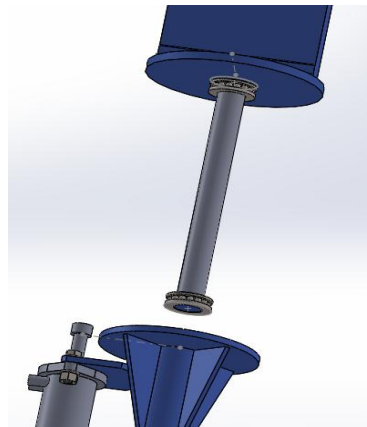
$$C_s = \frac{25,36 \left[\frac{kgf}{mm^2} \right]}{17,86 \left[\frac{kgf}{mm^2} \right]}$$

$$C_s = 1,41$$

Diseño del eje

Para el diseño del eje, se considera que se encuentra acoplado a rodamientos en cada lado, los mismos que absorben la fuerza radial. Ver figura (39). Para el diseño del eje motriz, se aplica la ecuación (21).

Figura 39. Eje



Fuente: Autores

Datos:

Las propiedades mecánicas del acero SAE 1018, son las siguientes:

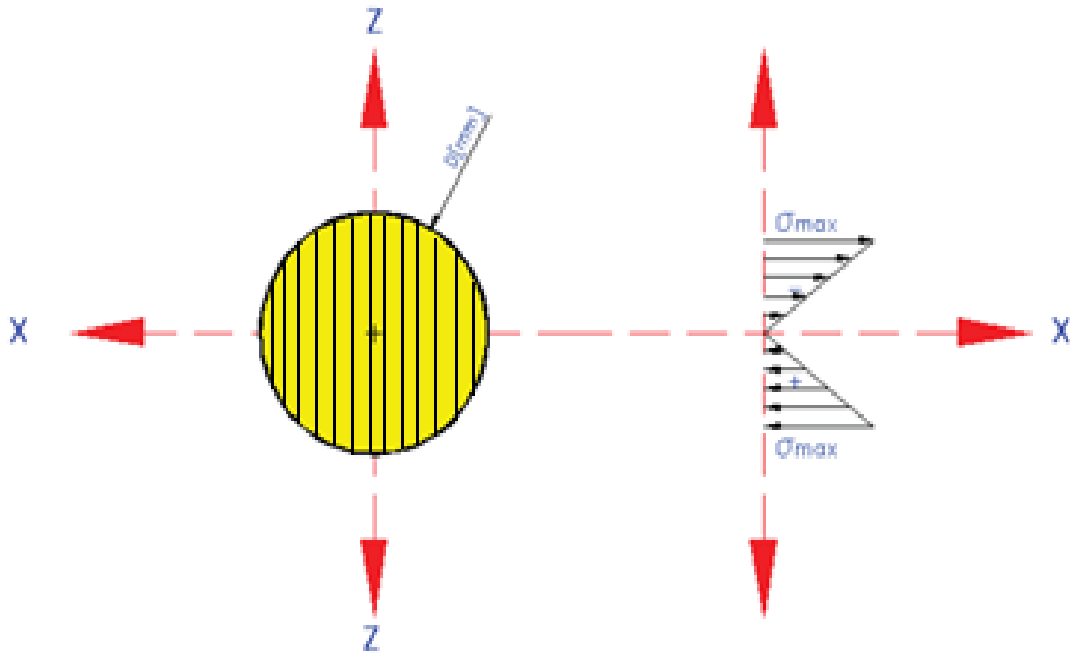
$$S_y = 100 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$M = 1220000 \text{ (kgf.mm)}$$

$$R_x = 2722 \text{ kgf}$$

El material que se ha seleccionado para los ejes, es un acero de transmisión SAE 1018, el mismo que tiene aplicaciones en tuercas, pernos, piezas de máquinas pequeñas, eje para motores y transmisión de potencia, etc. Además por sus propiedades mecánicas, bajo costo es el más adecuado. Con las características mostradas en la figura 39 y tabla 9.

Figura 40. Sección transversal, perfil redondo macizo



Fuente: Autores

Tabla 9. Especificaciones del perfil redondo

De (mm)	I (mm ⁴)	W (mm ³)	Sy (kgf/mm ²)	C (mm)	P (kg/mm)	M (kgf-m)
60	635850	3220	101,9	26	6.31	12.82

Fuente: Autores

En el anexo B, se aprecia las propiedades del perfil redondo macizo, que se encuentra disponible en el mercado.

Esfuerzo en la Sección en los Puntos Críticos

$$\sigma_{max} = \frac{F[kgf]+W_{columna}[kgf]}{[\pi.r^2(mm)]} + \frac{M_{max}[kgf.mm]}{\frac{I(mm^4)}{C(mm)}} \quad (21)$$

Dónde:

M = Momento máximo [*kgf*.*mm*]

F = Fuerza [*kgf*.*mm*]

C = Distancia desde el eje y a la fibra externa [*mm*]

I = Momento de inercia de la sección [*mm*⁴]

r = Radio [*mm*]

Por lo tanto se calculó con la ecuación Ec. (21).

$$\sigma_{max} = \frac{2722[kgf] + 55[kgf]}{[\pi \cdot (30mm)^2]} + \frac{1220000[kgf \cdot mm]}{21195}$$

$$\sigma_{max} = 58,54 \left[\frac{kgf}{mm^2} \right]$$

El coeficiente de seguridad con la ecuación Ec. (20)

$$C_s = \frac{101,9 \left[\frac{kgf}{mm^2} \right]}{58,54 \left[\frac{kgf}{mm^2} \right]}$$

$$C_s = 1,74$$

Análisis del Esfuerzo de Corte

Considerando la ecuación de fatiga de materiales se tiene:

$$\tau_{max} = \frac{V_{max}}{A}$$

$$\tau_{max} = \frac{V_{max} \cdot 8}{\pi d^2} \quad (22)$$

Dónde:

$A = \text{Área } 153,93 \text{ [mm}^2\text{]}$

$\tau = \text{Esfuerzo Cortante [kgf/mm}^2\text{]}$

$V_{\max} = \text{Fuerza compresion } 693,51 \text{ [kgf]}$

Se calcula el esfuerzo cortante máximo, al sustituir los valores en la Ec. (22)

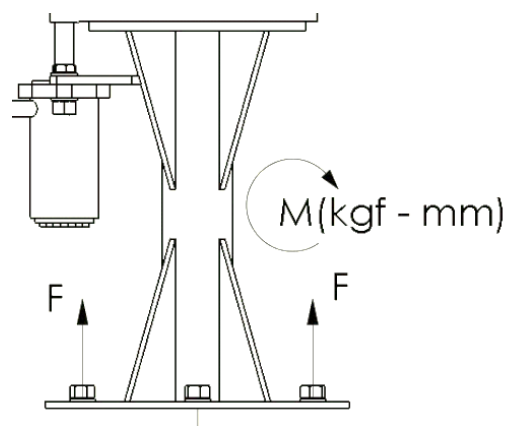
Se obtiene:

$$\tau_{\max} = 36,04 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

Diseño de los pernos de anclaje

Para el diseño de los pernos de anclaje, se considera el caso crítico con lo cual son elementos sometidos a tracción, por lo tanto se debe averiguar el diámetro del perno, como se muestra en la figura 46. (TIMOSHENCO, 2002 pág. 187)

Figura 41. Diagrama de disposición de cargas, pernos de anclaje



Fuente: Autores

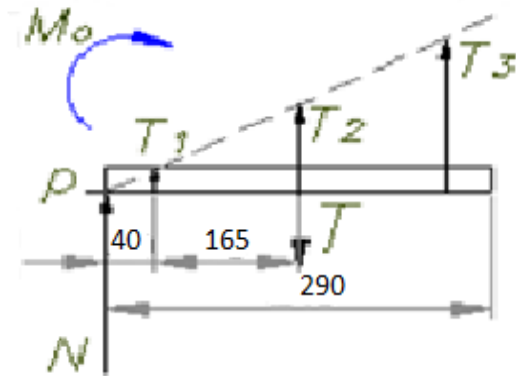
El momento que actúa en la placa será:

$$M = 1220000 \text{ (kgf.mm)}$$

$$11956 \text{ (kN)}$$

Para hallar las fuerzas sobre cada uno de los pernos se utilizará la siguiente representación de la placa de la base donde irán los 8 tornillos:

Figura 42. Fuerzas equivalentes en la placa base



Fuentes: Autores

Dónde:

N: Fuerza normal debido al vuelco (kN)

T₁: Reacción sobre tres tornillos (kN)

T₂: Reacción sobre dos tornillos (kN)

T₃: Reacción sobre tres tornillos (kN)

La suma de los pesos

$$T = (Carga + brazo) * 9,81$$

$$T = (1000kg + 55kg) * 9,81$$

$$T = 10,3 \text{ kN}$$

Fuerzas de Reacción en cada tornillo debido al Momento M_0 se hallarán a continuación:
Sumatoria de momentos en el punto de pivote p

$$\sum M_p = 0$$

$$T_1 * (40) + T_2(165) * +T_3(290) - M_0 = 0$$

$$M_0 = T_1 * (40) + T_2(165) * +T_3(290) \quad (23)$$

Además por relación de triángulos

$$\frac{T_1}{40} = \frac{T_2}{165} = \frac{T_3}{290} \quad (24)$$

Despejando se obtiene:

$$T_2 = 4,125T_1$$

$$T_3 = 7,25T_1$$

Reemplazando en la ecuación Ec. (24):

$$11956 = T_1 * (40) + (4,125T_1)(165) * +(7,25T_1)(290)$$

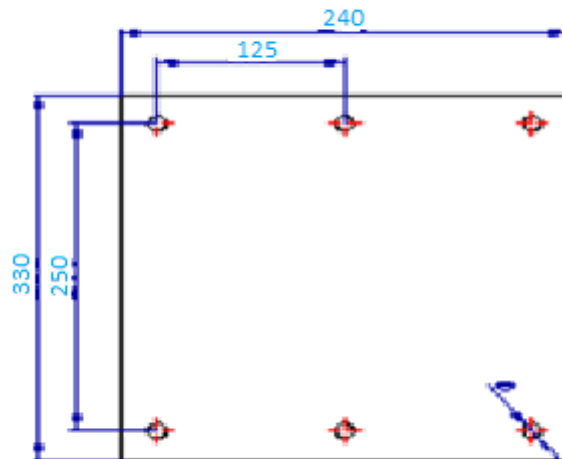
$$T_1 = 4,22 \text{ kN}$$

$$T_2 = 17,40 \text{ kN}$$

$$T_3 = 30,66 \text{ kN}$$

Las fuerzas halladas son las que actuarán cada una en cada par de tornillos según la siguiente distribución:

Figura 43. Distribución de los tornillos en la placa base



Fuente: Autores

Según esta distribución cada una de las fuerzas halladas actuarán cada una sobre dos tornillos respectivamente y en los extremos tres hay que notar que los tornillos sometidos a mayor esfuerzo serán aquellos sobre los cuales actúa la fuerza $T_3 = 30,66 \text{ kN}$ que son los que están más alejados del punto de pivote entonces sobre cada uno de estos tres tornillos estarán sometidos a una fuerza de tracción total de:

$$T_t = \frac{T_3}{3} - \frac{T}{8} = \frac{30,66}{3} - \frac{10,3}{8} = 8,94 \text{ kN}$$

Cálculo de la carga de tensión admisible del perno

$$T = A_g * F_t \tag{25}$$

Dónde:

A_g = Área del perno

F_t = Esfuerzo permisible de tensión: $F_t = 0,33 * F_u$ ($F_u = 257,83$ para A36).

Reemplazando, en la ecuación (25), se obtiene:

$$T = \pi \cdot r^2 \cdot 0,33 \cdot 257,83 \text{ kN}$$

$$T = 17,098 \text{ kN} \cdot \text{mm}^2$$

Cálculo de la longitud del perno

Determinando la longitud de gancho requerida (L_h),

$$L_h = \frac{\frac{T}{2}}{\frac{0,7 \cdot f'c \cdot d}{1,7}} \quad (26)$$

Dónde:

$f'c$ = Resistencia de compresión del hormigón, para hormigón estructural: $f'c = 20,68 \text{ N/mm}^2$

d = Diámetro del perno de anclaje, $d = 14 \text{ mm}$

Se reemplaza en la ecuación Ec. (26), se obtiene la longitud del gancho.

$$L_h = \frac{\frac{24,61}{2}}{\frac{0,7 \cdot 20 \cdot 14}{1,7}} = 32,31 \text{ mm}$$

La AISC recomienda, que para acero A36 la longitud mínima de perno en concreto (h) debe ser:

$$h = 12 \cdot d \quad (27)$$

Reemplazando obtenemos:

$$h = 12 \cdot 14 = 168 \text{ mm}$$

La AISC recomienda, que para acero A36 la distancia mínima del límite de concreto al perno (E) sea de:

$$5 * d \geq 4(in) \quad (28)$$

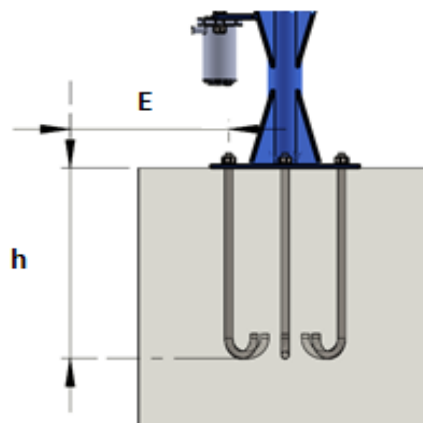
Se reemplaza y se obtiene:

$$5(in) \geq 4(in)$$

$$127(mm) \geq 101, (mm)$$

Se representa en el anexo 3 pernos de anclaje tipo J. Un prototipo de perno de anclaje se puede observar en la figura 44.

Figura 44. Esquema de los pernos de anclaje



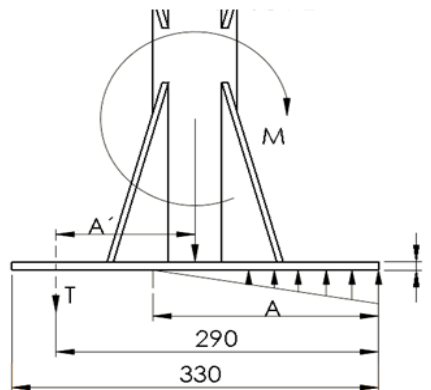
Fuente: Autores

Diseño de la placa base

Se determina, que la placa actúa sin cartelas de base, para obtener el espesor máximo de la placa base que se va utilizar. La placa base está sujeta a una carga axial y un

momento, por tanto se debe diseñar, tomando estas consideraciones. En la figura (45) se observa las cargas de la placa base.

Figura 45. Diagrama de cargas en la placa base



Fuente: Autores

Dónde:

M = Momento 1220000 kg-mm

P = Fuerza 2722 kg

Esfuerzo admisible en el hormigón

$$F_p = 0,85\phi_c f_c \sqrt{\left(\frac{A_2}{A_1}\right)} \leq 1,7\phi_c f_c \quad (29)$$

Donde

ϕ_c = Factor de resistencia para compresión axial (0.6)

f_c = Resistencia mínima de compresión del hormigón (3ksi = 20,17MPa)

$\frac{A_2}{A_1}$ = Relación de áreas concreto placa.

F_p = Esfuerzo admisible

Se asume que, el área del concreto sobre el área de la placa base tiene (4mm²) por lo que se reemplaza en la ecuación Ec. (29), se tiene un esfuerzo admisible.

$$F_p = 33,42 \frac{N}{mm^2}$$

Debido a que la distancia mínima entre pernos ya fue obtenida es 125mm, se asume que la longitud total de la placa, es de 330 mm con una distancia de 40mm entre pernos y el límite de la placa.

Cálculo de excentricidad de cargas

$$e = \frac{M[kgf-m]}{P[kgf]} \quad (30)$$

Dónde:

e = Excentricidad de carga

Reemplazamos en la ecuación Ec. (30), se obtiene la excentricidad

$$e = \frac{1220000[kgf - m]}{2822[kgf]}$$

$$e = 432,21 \text{ mm}$$

La excentricidad, es mucho mayor que la placa base, por lo que son muy necesarios los pernos de anclaje.

$$f' = \frac{F_p * B * N}{2} \quad (31)$$

Dónde:

B = Longitud de la placa

N = Longitud perno – placa

$$f' = \frac{21,42N/mm^2 * 40 * 330}{2}$$

$$f = 282744 \text{ N}$$

$$f = 28851 \text{ kgf}$$

Cálculo de la distancia de rodadura

$$A = \frac{f \pm \sqrt{\left[f^2 - 4 \left(\frac{fpB}{6} \right) (PA + M) \right]}}{\frac{fpB}{3}} \quad (32)$$

Dónde:

A = Distancia entre el eje del tubo y el eje del perno

Se reemplaza en la ecuación Ec. (32)

$$A = 3,25 \text{ mm}$$

Cálculo de fuerza resultante en el perno

$$T = \frac{F_p * A * B}{2} - P \quad (33)$$

Se aplica en la ecuación Ec. (33) y se obtiene la fuerza resultante:

$$T = \frac{21,56 * 3,25 * 40}{2} - 171,98$$

$$T = 878,44 \text{ [kgf]}$$

Cálculo de momento en la sección crítica

El momento en la sección crítica, que va desde el fin de la placa hasta la mitad de la pared del tubo, se obtiene con la fórmula:

$$M_{pl} = \frac{878,44 \cdot (5 - 0,33)}{2 \cdot (5 - 0,33)} \quad (34)$$

$$M_{pl} = 42,122 [kgf - mm]$$

Cálculo del espesor de la placa base

El espesor de la placa base, se calcula con la siguiente formula:

$$t_p = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{pl}}{0,75 \cdot F_y}} \quad (35)$$

Dónde:

M_{pl} = Momento de la sección crítica

Se reemplaza en la ecuación Ec. (35)

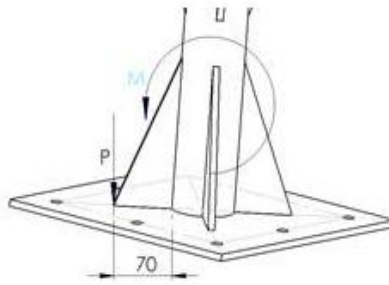
$$t_p = \sqrt{\frac{6 \cdot 42,12}{0,75 \cdot 36}}$$

$$t_p = 8 [mm]$$

Realizado los cálculos para determinar el espesor de la placa, se coloca una placa de 8mm de espesor que es de fácil disposición en el mercado. Sección de cartelas en la base.

Para la base de un soporte con carga concentrada y descentrada, se puede tomar el esfuerzo que tiene que resistir los anclajes, se calcula como si fuera una viga en voladizo con carga concentrada en el extremo.

Figura 46. Diagrama de cartela en la base



Fuente: Autores

Se calcula el momento flector

$$Mf = 1000kg * 70$$

$$Mf = 70000[kgf - mm]$$

Cálculo del momento resistente:

El momento resistente Sxx , que deben soportar las cartelas, ignora la resistencia de la placa base:

$$Sxx = \frac{Mf}{Tadm}$$

$$Sxx = \frac{Mf}{\frac{Fy}{Fs}} \quad (36)$$

Se reemplaza en la ecuación Ec. (36) y tenemos:

$$Sxx = \frac{70000 [kgf - mm]}{\frac{25}{2}}$$

$$Sxx = 5600mm^2$$

Este momento resistente Sxx , es el que debemos procurar que tengan las cartelas.

Podemos cartelas adelante y detrás de la columna, para disminuir la altura de las cartelas.

Con una altura de cartelas de 150mm y un espesor de 8mm, se tiene que el módulo de resistente de las cartelas, es:

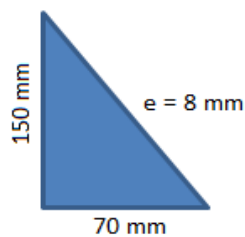
$$S_{xx} = 2 \text{ cartelas } \frac{b * h^2}{6} \geq 668,3[mm^3]$$

$$S_{xx} = 2 \text{ cartelas } \frac{12,7 * 150^2}{6} \geq 5600[mm^3]$$

$$S_{xx} = 60000[mm^3] \geq 5600[mm^3]$$

Las cartelas quedarían dimensionadas de la siguiente manera:

Figura 47. Cartelas



Fuente: Autores

En la parte superior de la base se presenta los mismos valores de reacción por lo tanto se usa el mismo dimensionamiento de las cartelas ya calculadas.

Cálculos de esfuerzos y dimensiones de pines

El material seleccionado para soportar fuerzas actuantes en las articulaciones, es decir directamente sobre cada pin, es 42CrMo4 según norma DIN o AISI/SAE 4340 con un tratamiento térmico de bonificado.

Según el manual de aceros especiales de la empresa DIPAC se obtiene los valores de las características mecánicas de este material.

Material Pin: AISI/SAE 4340

$$\sigma_{f_{pul}} = 900 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{c/t} = 950 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = 450 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Asumiendo } \tau = \sigma/2)$$

$$\sigma_{c/t} = 340 \text{ N/mm}^2$$

Material del brazo: St 52

El coeficiente de seguridad usado $C_s = 5$

Se consideran las cargas dinámicas producidas durante el movimiento y trabajo del brazo las cuales se concentraran en las articulaciones. Cada pin está considerando un exceso de carga del 20%, ya que estos movimientos se producen a bajas velocidades produciendo gran concentración de energía en los puntos críticos.

A continuación se muestran los cálculos del diámetro necesario de los pines que forman parte del brazo.

Pin B

La fuerza que ejerce el pistón de la pluma sobre el brazo por medio del pistón será de

$$R_B = 38,19 \text{ kN} \text{ entonces trabajaremos con } R_B = 45,83 \text{ kN}$$

Cálculos de resistencia a la flexión:

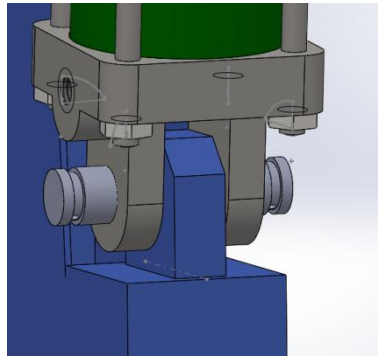
Dónde: $x = 8 \text{ mm}$ y $l = 94 \text{ mm}$

Por el gráfico obtenemos que: $R = \frac{R_B}{2} = 22,91 \text{ kN}$

Además: $M_{fmax} = R * \left(\frac{x}{2} + \frac{1}{4}\right) = 605 \text{ kN.mm}$

Cálculos de resistencia al corte

Figura 48. Unión entre apoyos del brazo y pistón. Reacción pin B



Fuente: Autores

Esfuerzos en el Pin: Fuerza cortante $V = 22,91kN$

Esfuerzo cortante

$$\tau_c = \frac{V}{A} = \frac{V}{(\pi.d^2)/4} \quad (37)$$

Reemplazando en la ecuación (37) obtenemos lo siguiente:

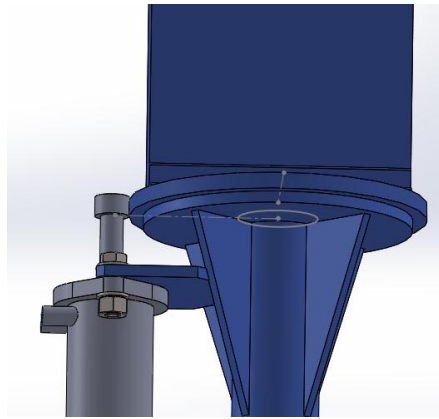
$$\tau_c = 46,69 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_c = 46,69 \frac{N}{\text{mm}^2} \leq \frac{450}{5} = 90 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{cumple}$$

Cálculo del mecanismo de giro

Para el diseño del mecanismo de giro se calculó los momentos actuantes en los puntos críticos entre la rueda dentada y el piñón del motor hidráulico, esto se logró bajo el asesoramiento de diseñadores mecánicos de la constructora Mejía.

Figura 49. Mecanismo de giro



Fuente: Autores

Se debe considerar el momento total de giro, tomando en cuenta los siguientes aspectos:

- Momento estático
- Momento de fricción del mecanismo
- Momento de inercia total del cuerpo en movimiento

$$M_{\text{giro}} = M_{\text{estático}} + M_{\text{inercia}}$$

$$M_{\text{giro}} = M_{\alpha} + M_f + M_{\text{inercia}} \quad (38)$$

Dónde:

El momento estático debido a la inclinación de la pluma es cero ya que el cálculo está realizado en el plano horizontal.

$$M_{\alpha} = 0$$

El momento debido al rozamiento de placa contra placa, está determinado por los materiales elegidos así como por la lubricación.

$$M_f = \sum A_i \times \mu_i \times r_i \quad (39)$$

A_i : Carga total = 1100kg (peso del brazo, soporte brazo, cilindro hidráulico, carga a elevar y equipo eléctrico)

μ_i : coeficiente de fricción cinética sobre el acero lubricado = 0,15

r_i : radio de la superficie de empuje axial = (R externo + R interno) / 2

$$r_i = \frac{(117,5mm + 31,5mm)}{2} = 74,5mm$$

Reemplazando en la ecuación (39) obtenemos:

$$M_f = 1100 \times 0,15 \times 0,0745m = 120,46 \text{ N.m}$$

Para calcular la inercia de la carga a elevar que es de 1000kg, y con respecto al centro de giro se usara el teorema de ejes paralelos Steiner. (BEER, 1979 pág. 128)

$$I_o = I_G + m \cdot d^2 \quad (40)$$

I_o = Es el momento de inercia del cuerpo según el eje que no pasa a través de su centro de masa.

I_G = Es el momento de inercia que pasa por el centro de masa.

m = es la masa del objeto

d = es la distancia de la pendiente entre los 2

Debido a que la geometría de la carga puede variar y su forma es muy irregular tendremos que $I_G = 0$, pero la inercia de su masa respecto al centro de giro será reemplazando en la ecuación (40).

$$I_{\text{carga}} = (1000kg)(1,17m)^2 = 1368kg.m^2$$

Inercia Total:

Esta inercia es la producida por la carga máxima de 1000kg que le elevara el brazo

$$I_T = I_{\text{carga}}$$

$$I_T = 1368kg.m^2$$

El momento producido por la masa se obtiene de la siguiente fórmula:

$$M_{inercia} = I_T \cdot \alpha \quad (41)$$

La velocidad angular debe ser de $w = 0,2 \text{ rad/s}$, nos imponemos el tiempo que se demora en alcanzar esta velocidad de reposo es de 4 segundos.

$$\int \alpha dt = \int dw$$

$$\int_0^4 \alpha dt = \int_0^{0,1} dw$$

$$\alpha = [4s - 0s] = [0,1 \text{ rad/s} - 0 \text{ rad/s}]$$

$$\alpha = \frac{0,1 \text{ rad/s}}{2}$$

$$\alpha = 0,025 \text{ rad/s}^2$$

$$1 \text{ rad} \longrightarrow 20 \text{ s}$$

Momento debido a la inercia obtendremos con la Ec. (41).

$$M_{inercia} = 1368 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \times 0,025 \text{ rad/s}^2 = 34,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El momento total requerido para mover el brazo a la velocidad angular establecida de $0,2 \text{ rad/s}$ será:

Reemplazando en la ecuación Ec. (38) obtenemos:

$$M_{giro} = 120,46 \text{ Nm} + 34,2 \text{ Nm} = 154,66 \text{ Nm}$$

Potencia del motor para el giro

$$\begin{aligned} P_{motor} &= M_{giro} \cdot w \\ &= 154,66 \text{ N} \cdot \text{m} \times 0,1 \text{ rad/s} \\ &= 15,46 \text{ W} \end{aligned}$$

3.3 Selección de los elementos oleohidráulicos

Selección de pistones

Para la selección del cilindro debemos obtener primero la fuerza máxima que deberán transmitir. Además el cilindro hidráulico seleccionado trabajará con una presión máxima de:

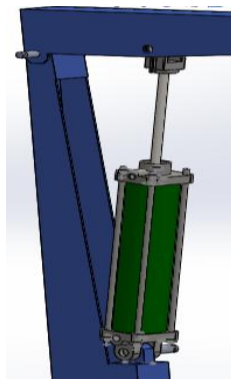
$$P_{\max} = 3000 \text{ psi} = 200 \text{ (bares)} \quad \eta = 0,88\% = \text{rendimiento del cilindro}$$

Pistón hidráulico del brazo.

La fuerza máxima requerida en el cilindro será el valor de la reacción (RB) obtenida anteriormente en los cálculos mecánicos. (PARKER, 2004 pág. 30)

$$R_B = 38122 \text{ N} = \text{Fuerza efectiva del cilindro}$$

Figura 50. Cilindro hidráulico del brazo



Fuente: Autores

Con la fuerza efectiva determinamos el diámetro mínimo del émbolo:

$$F_{\text{efectiva}} = \eta \cdot F_{\text{teórica}} \quad (42)$$

Despejando y reemplazando valores en la ecuación Ec. (42) obtenemos:

$$F_{\text{teórica}} = \frac{F_{\text{efectiva}}}{\eta} = \frac{38122 \text{ N}}{0,88} = 43320,45 \text{ N}$$

$$A_{embolo} = \frac{F_{piston}}{P_{max}} = \frac{8310,45kg}{200 kg/cm^2} = 41,55cm^2$$

$$A_{embolo} = \frac{\pi \cdot (d_{embolo})^2}{4}$$

$$d_{embolo} = \sqrt{\frac{A_{embolo} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{41,55 \times 4}{\pi}} = 7,27cm$$

Según el catálogo de Prince se tomará los siguientes diámetros para la verificación del pandeo:

Diámetro del émbolo: $d_e = 7,62cm$

Diámetro del vástago: $d_v = 3,492cm$

Verificación por pandeo:

La fuerza efectiva que tendrá que soportar es de 38122N, con esta fuerza analizaremos la fuerza de pandeo.

Se debe cumplir que la $F_{pandeo} \geq F_{efectiva}$ en donde la $F_{efectiva} = 38122N$

$$F_{pandeo} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot S} \quad (43)$$

Dónde:

El módulo de elasticidad del acero es: $E = 2,1 \times 10^6 kg/cm^2$

El Momento de inercia:

$$I = \pi \cdot d_v^4 / 64 \quad (44)$$

$$I = \pi \cdot d_v^4 / 64 = \pi \cdot (3,492)^4 / 64 = 7,29cm^4$$

El coeficiente de seguridad usado:

$$C_s = 5$$

Longitud de pandeo:

$$L_p = L = 40,64cm$$

Remplazando en la ecuación Ec. (43) obtenemos:

$$F_{pandeo} = \frac{\pi^2 \cdot \left(2,1E^6 \cdot \frac{kg}{cm^2} \right) \cdot 7,29cm^4}{(40,64cm)^2 \cdot 5} = 179306,09N$$

Con este resultado se comprueba que el pistón hidráulico no fallará por pandeo ya que:

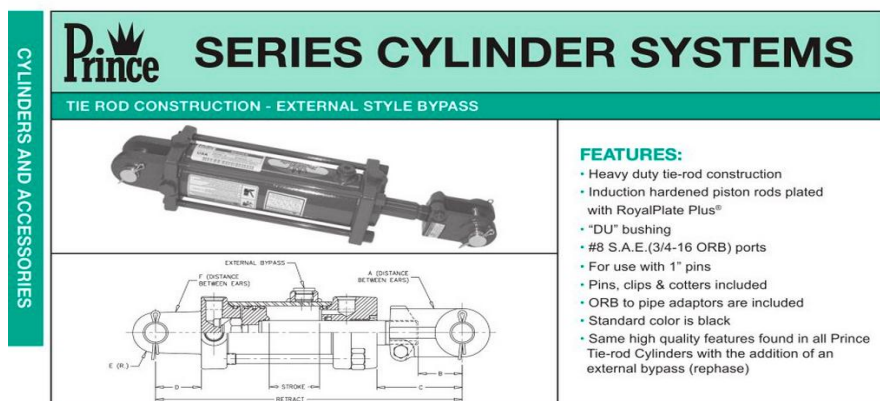
$$F_{pandeo} = 179306,09 N \geq F_{efectiva} = 38122N$$

La presión de pandeo será entonces:

$$P_{pandeo} = \frac{F_{pandeo}}{A_{embolo}} = \frac{18296,54kg}{18,80cm^2} = 973,22N$$

La Presión de pandeo es mayor a la presión máxima del pistón (200 Bares) Por tanto así se concluye el correcto funcionamiento del cilindro sometido a esas cargas y procedemos a seleccionar el cilindro más aproximado del catálogo a las características requeridas.

Figura 51. Designación del cilindro hidráulico



Fuentes: <http://pdf.directindustry.es/pdf-en/prince/cylinders-brochure/7311-461731.html>

Figura 52. Selección del cilindro hidráulico

Bore	Rod Dia.	8" Stroke 20 1/4" Retract	10" Stroke 22 1/4" Retract	12" Stroke 24 1/4" Retract	16" Stroke 24 1/4" Retract	A	B	C
2 1/2	1 1/8	PMS-AM-2586	PMS-AM-2629	Consult Factory		1 1/16	1 13/16	5 9/32
2 3/4	1 1/8	PMS-AM-2580	PMS-AM-2627	For Availably		1 1/16	1 13/16	5 23/32
3	1 1/4	PMS-AM-2574	PMS-AM-2625	PMS-AM-2576	PMS-AM-2578	1 1/16	1 13/16	5 27/32
3 1/4	1 1/4	PMS-AM-2568	PMS-AM-2623	PMS-AM-2570	PMS-AM-2572	1 1/16	1 13/16	5 27/32
3 1/2	1 1/4	PMS-AM-2562	PMS-AM-2621	PMS-AM-2564	PMS-AM-2566	1 1/16	1 13/16	5 27/32
3 3/4	1 1/8	PMS-AM-25556A	PMS-AM-2619A	PMS-AM-2558A	PMS-AM-2560A	1 1/8	1 7/8	5 11/32
4	1 1/8	PMS-AM-2550 A	PMS-AM-2617A	PMS-AM-2586552A	PMS-AM-2554A	1 1/8	1 7/8	5 11/32

Fuente: <http://pdf.directindustry.es/pdf-en/prince/cylinders-brochure/7311-461731.html>

El cilindro que se ajusta a nuestras necesidades es el modelo PSM-AM-2578, con esta especificación obtenida podemos acudir a un centro comercial hidráulico para su compra y posterior utilización.

Unidad de bombeo

Debido a los cálculos de Presión máxima hallados anteriormente se tiene la restricción de que la presión máxima debe ser de 200 *bar*, esta será la presión requerida por el sistema pero hay que tomar en cuenta las pérdidas a lo largo del recorrido del aceite hasta el cilindro y motor hidráulico, como las longitudes son pequeñas se considerará pérdidas del 5% con lo cual tendríamos que trabajar con una presión de 210 *bar* pues es la presión que requerirá el sistema hidráulico.

Necesitamos hallar el caudal que tendrá la bomba hidráulica, para esto será necesario determinar la velocidad de desplazamiento del vástago del pistón hidráulico, según datos analizados y catálogos se encontró que la velocidad promedio es de:

$$V = \frac{L}{t} \quad (45)$$

Reemplazamos en la ecuación Ec. (45)

$$V = \frac{0,4 \text{ m}}{10\text{s}} = 4 \text{ cm/s}$$

A partir de estos datos usaremos la siguiente fórmula para calcular el volumen que entregará la bomba:

$$V_{bomba} = \frac{V_{desp} \cdot A_{embolo}}{n} \quad (46)$$

Dónde:

$$\text{Área del embolo } A_e = 18,04 \text{ cm}^2$$

$$\text{Revoluciones de la bomba } n = 1800\text{rpm}$$

Reemplazando en la ecuación Ec. (46) obtenemos:

$$V_{bomba} = \frac{(240\text{cm}/\text{min}) \cdot (18,04 \text{ cm}^2)}{1800\text{rpm}}$$

$$V_{bomba} = 2,4\text{cm}^3/\text{rev}$$

Entonces el caudal que entregará la bomba será:

$$Q_{bomba} = \frac{V_{bomba} \times n(\text{rpm})}{1000} \quad (47)$$

Reemplazamos en la ecuación Ec. (47)

$$Q_{bomba} = \frac{\left(\frac{2,4\text{cm}^3}{\text{rev}}\right) (1800\text{rpm})}{1000} = 4,32\text{lit}/\text{min}$$

$$Q_{bomba} = 4,32\text{lit}/\text{mi}$$

El valor obtenido será usado para un cilindro hidráulico, sin embargo como requerimos usar un motor hidráulico para la parte giratoria del brazo, este valor será el doble debido

a que la bomba usa la misma cantidad de caudal que el cilindro hidráulico según lo hemos tomado del catálogo de Prince, es decir por el cilindro y el motor hidráulico será

$$Q_{bomba} = 8,64 \text{ lit}/\text{mi}$$

Para la selección de la bomba se debe considerar el caudal necesario para el cilindro y el motor hidráulico. Con los valores obtenidos anteriormente se puede acudir al catálogo de bombas para hacer una preselección.

Según el catálogo de Prince tenemos:

Figura 53. Preselección de la bomba hidráulica

Tamaño constructivo			TC2						
Tamaño nominal	TN		6,3	8	11	13	16	19	22
Masa ⁴⁾	m	kg	2,1	2,2	2,4	2,6	2,7	2,9	3,1
Rango de revoluciones ¹⁾	n_{min}	min^{-1}	600						
	n_{max}	min^{-1}	3600						
Cilindrada	V	cm^3	6,5	8,2	11	13,3	16	18,9	22
Caudal ²⁾	q_v	L/min	9,4	11,9	16	19,3	23,2	27,4	31,9
Presión de servicio, absoluta			0,6 hasta 3						
- Entrada	P	bar	0,6 hasta 3						
- Salida ,continua	P_{max}	bar	210	210	210	210	210	210	180
- Salida intermedia ³⁾	P_{max}	bar	250	250	250	250	250	250	210
Potencia de accionamiento min, Requerida para $\Delta_p = 0 \text{ bar}$		KW	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,1	1,1

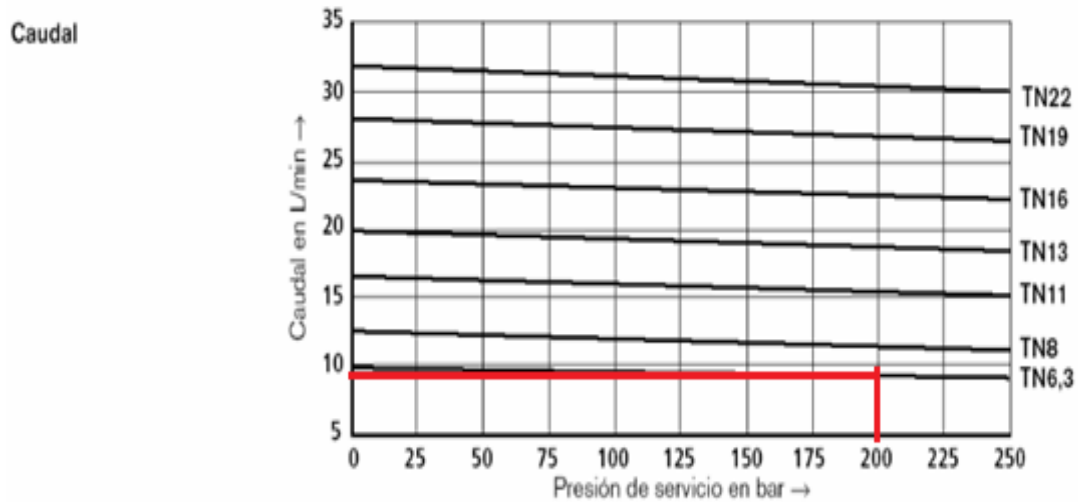
Fuente: <https://docs.google.com/viewer?url=http%3A%2F%2Fwww.tecnun.es%2Fasignaturas%2Fnematica%2FPractica%2520Oleohidraulica%2520Sol.pdf&docid=3e1e3eb11fc2b01f6a439eafe0761147&a=bi&pageNumber=3&w=794>

Según el catálogo utilizaremos una bomba de tamaño nominal TN 6,3 la que nos entrega 9,4 l/min.

Consultamos la siguiente tabla basándonos en el caudal requerido y la presión de servicio para obtener la bomba definitiva de trabajo.

Figura 54. Curvas características TC 2.

Valores medios de las curvas del TC 2 (medidos para $n = 1450 \text{ min}^{-1}$; $v = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$ y $\vartheta = 40 \text{ }^\circ\text{C}$)



Fuente: <https://docs.google.com/viewer?url=http%3A%2F%2Fwww.tecnun.es%2Fasignaturas%2Fnematica%2FPractica%2520Oleohidraulica%2520Sol.pdf&docid=3e1e3eb11fc2b01f6a439eafe0761147&a=bi&pagenumber=4&w=794>

Según el catálogo seleccionamos una bomba de engranajes exteriores de 9,4 lit/min = 2,51GPM a 1800 rpm y 206bar

Potencia del motor eléctrico

Como primer paso se hallará la potencia del motor:

$$P = \frac{p \cdot Q}{612 \cdot \eta} \quad (48)$$

Reemplazando en la ecuación Ec. (48) obtenemos:

$$P = \frac{206 \text{ bar} \cdot 8,64 \text{ lit/min}}{612 \cdot (0,8)} = 3,63 \text{ KW}$$

Dónde:

La presión máxima de trabajo del sistema: $p = 206 \text{ bar}$

Caudal de la Bomba: $Q_{\text{bomba}} = 8,64 \text{ lit/min}$

Eficiencia del Sistema: $\eta = 0,8$

Reemplazando obtenemos: $P_{\text{eléctrica}} = 3,63 \text{ Kw} = 5 \text{ hp}$

Según el catálogo de selección de motores marca Siemens disponemos de un motor con estas características como se muestra en la figura (55).

Figura 55. Selección de motor eléctrico marca siemens

Tensión	Potencia en placa	Pos. 12-13 en tipos 1LE1	Código en tipos 1LE1	Pos. 11 en tipos 1LA/1LG	Código en tipos 1LA/1LG	Tamaños para motores 1LE1 /1LA7	1LG4	1LA8/1PQ8
Tensión a 50Hz								
220VΔ/380VY (210...230VΔ/360...400VY)	La de 50Hz	2-1	*	9	L1R	56...160	180...315M	*
380VΔ/660VY (360...400VΔ/625...695VY)	La de 50Hz	3-3	*	9	L1L	56...160	180...315L	*
415VY (395...435VY)	La de 50Hz	2-3	*	9	L1C	56...160	180...315M	*
415VΔ (395...435VΔ)	La de 50Hz	3-5	*	9	L1D	56...160	180...315L	*
400VY (380...420VY)	La de 50Hz			9	L1A	56...160	180...315M	*
400VΔ (380...420VΔ)	La de 50Hz			9	L1U	56...160	180...315L	*

Fuente: http://www.swe.siemens.com/spain/web/es/industry/drive_tech/Documents/Cat%C3%A1logo%20abreviado%20Motores%20Baja%20tensi%C3%B3n.

Según este catálogo disponemos de un motor eléctrico $P = 5 \text{ hp}$

Depósito de aceite

El catálogo de la empresa Fluidtek recomienda utilizar para este tipo de máquinas un tanque con una capacidad mínima de 19 lt.

Para comprobar este valor utilizaremos la siguiente fórmula:

$$V_{\text{Tanque}} = k \cdot Q_{\text{Bomba}} \quad (49)$$

Dónde:

Tiempo de espera del aceite (aproximado): $k = 3 \text{ min}$

Reemplazando en la ecuación Ec. (49) tenemos:

$$V_{Tanque} = 3 \text{ min} \cdot 8,64 \frac{\text{lit}}{\text{min}} = 2592 \text{ lit}$$

$$V_{Tanque} = 25,92 \text{ lit}$$

Según recomendaciones técnicas el volumen del tanque debe ser 3 veces mayor al volumen calculado, es decir para la construcción del tanque será de 75lit.

Motor hidráulico

El mecanismo que va a producir el giro es un engranaje interno de ruedas dentadas cilíndricas que para su diseño estarán sementadas a 40, no se establecerá el módulo del diente, en función del momento torsor, únicamente se encontrara los diámetros primitivos de la rueda y del piñón para establecer las revoluciones para poder escoger del catálogo de Parker, el motor hidráulico apropiado.

$$D_{rueda} = 300 \text{ mm}$$

$$D_{piñon} = 25 \text{ mm}$$

La relación de transmisión será:

$$T = \frac{D_{rueda}}{D_{pinon}} \quad (50)$$

Reemplazamos:

$$T = \frac{300 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 12$$

Así se podrá calcular las rpm del motor hidráulico ya que tiene en su eje directamente montado el piñón:

$$W_{rueda} = 0,1 \frac{rad}{s}$$

$$N_{rueda} = 1rpm$$

Las revoluciones del piñón serán:

$$r_{pinon} = n_{rueda} \times T \quad (51)$$

Reemplazamos en ecuación Ec. (51):

$$r_{pinon} = (1rpm) (12) = 12 rpm$$

El momento en el piñón será:

$$M_{pinon} = M_{rueda} / T \quad (52)$$

Reemplazamos en ecuación Ec. (52):

$$M_{pinon} = 329,602N.m(1/12) = 27,46N.m$$

Entonces el motor hidráulico a escoger según el catálogo de será:

Figura 56. Selección del motor hidráulico

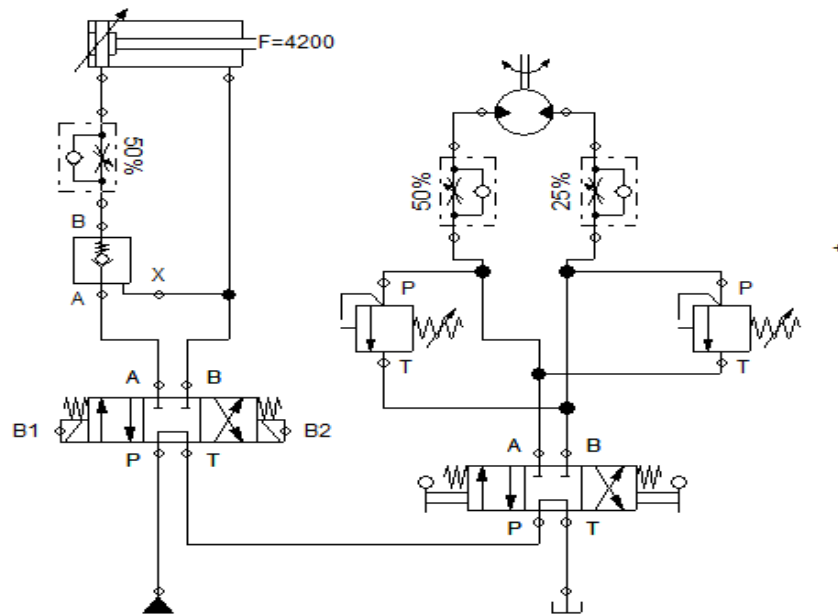
Frame size M2	-085	-127	-169	-254	-339	-508
Displacement (c^3/rev) (in^3/rev)	13.9 0.85	20.8 1.27	27.7 1.69	41.6 2.54	55.6 3.39	83.2 5.08
Max continuous pressure (Bar) (PSI)	138 2000	138 2000	138 2000	138 2000	138 2000	69 1000
Max intermittent pressure (Bar) (PSI)	166 2400	166 2400	166 2400	166 2400	166 2400	97 1400
Max transient pressure (Bar) (PSI)	207 3000	207 3000	207 3000	207 3000	207 3000	117 1700
Recommended speeds (rpm)	50 - 5000	40 - 4000	36 - 3600	30 - 3000	20 - 2000	15 - 1500

Fuente: www.parker.com/hyd/

Seleccionamos esta serie (M2 Series -508) de motor hidráulico porque es el único que puede iniciar en bajas revoluciones sin perder el torque.

3.4 Diseño del circuito oleohidráulico

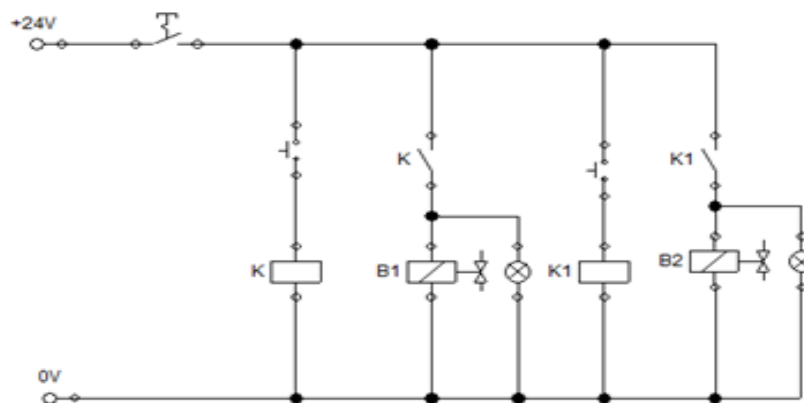
Figura 57. Circuito oleohidráulico



Fuente; Autores

3.5 Diseño del circuito eléctrico

Figura 58. Circuito eléctrico de mando

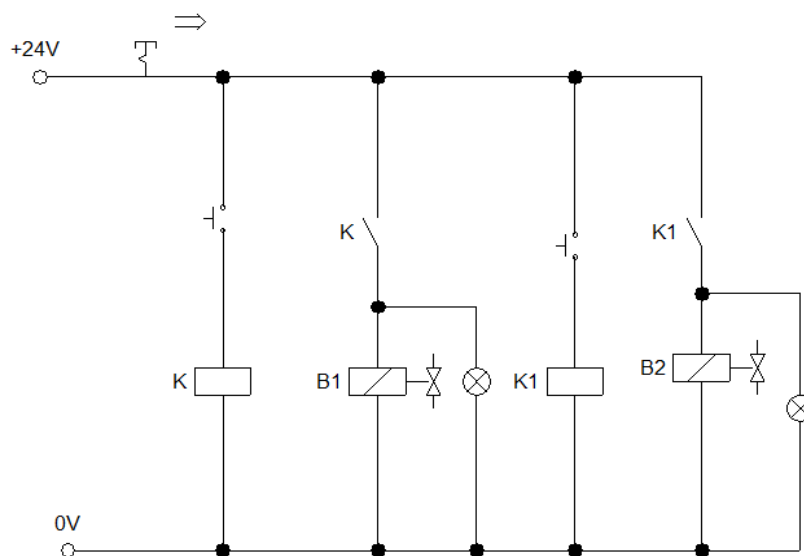
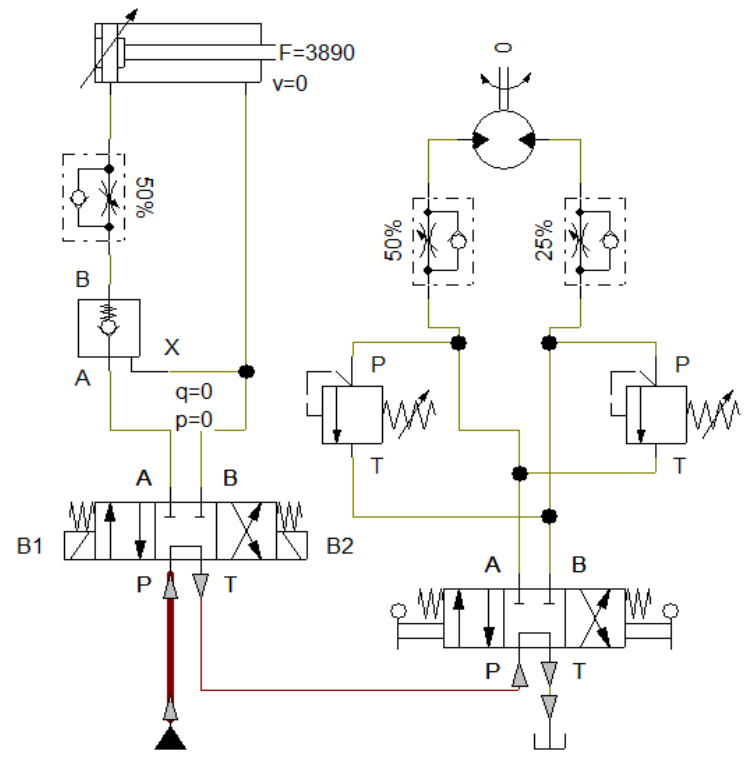


Fuente: Autores

3.6 Simulación del circuito

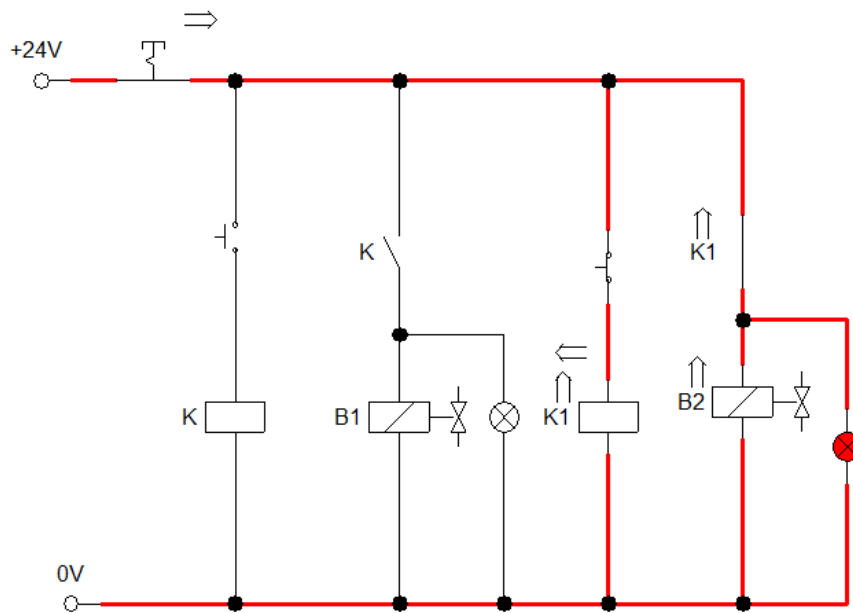
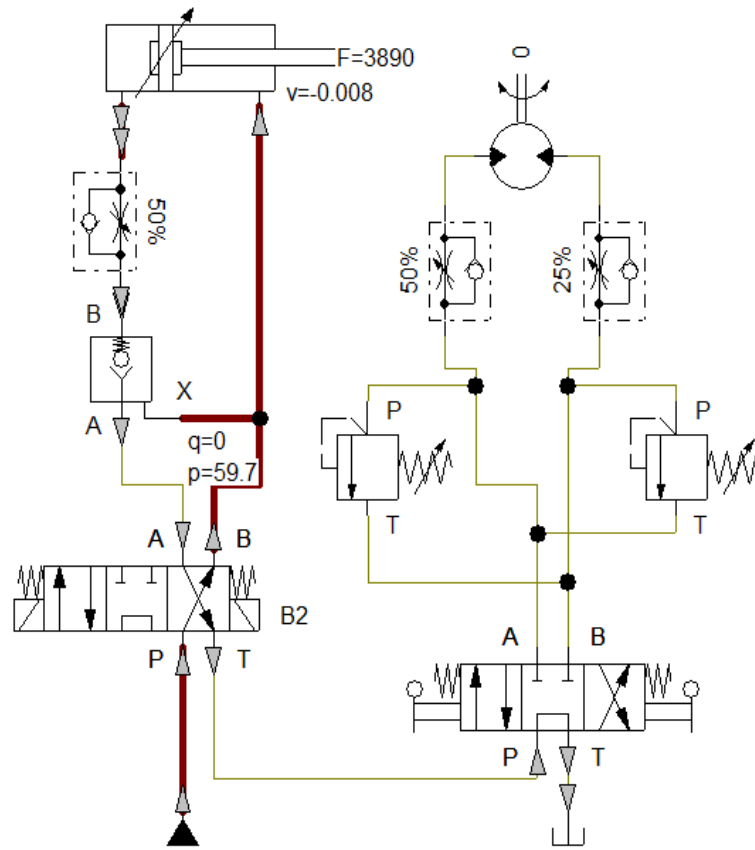
Para simular y comprobar el correcto funcionamiento del circuito hidráulico se utilizó el software de Festo Fluid SIM el cual nos permite observar el funcionamiento de diferentes componentes del sistema en las distintas etapas de funcionamiento.

Figura 59. Funcionamiento del circuito cuando no está en operación.



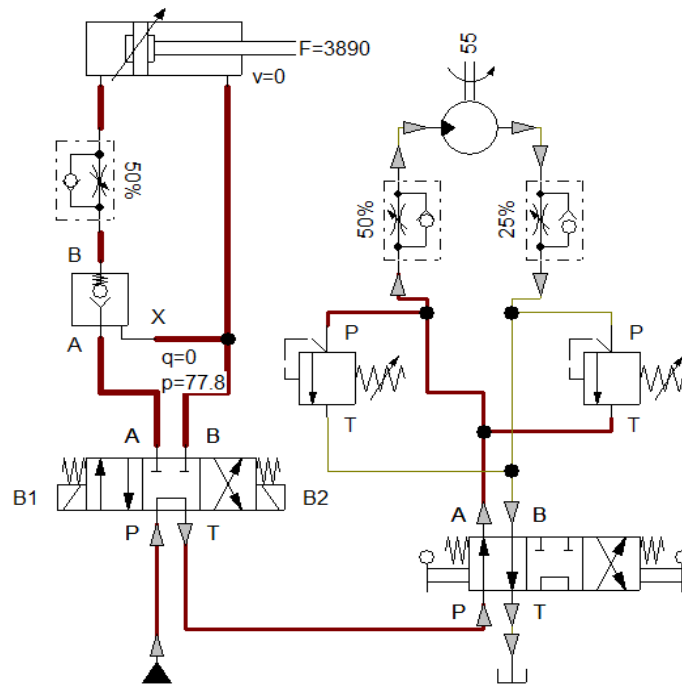
Fuente: Autores

Figura 61. Funcionamiento del sistema cuando se presiona el pulsador de descenso.



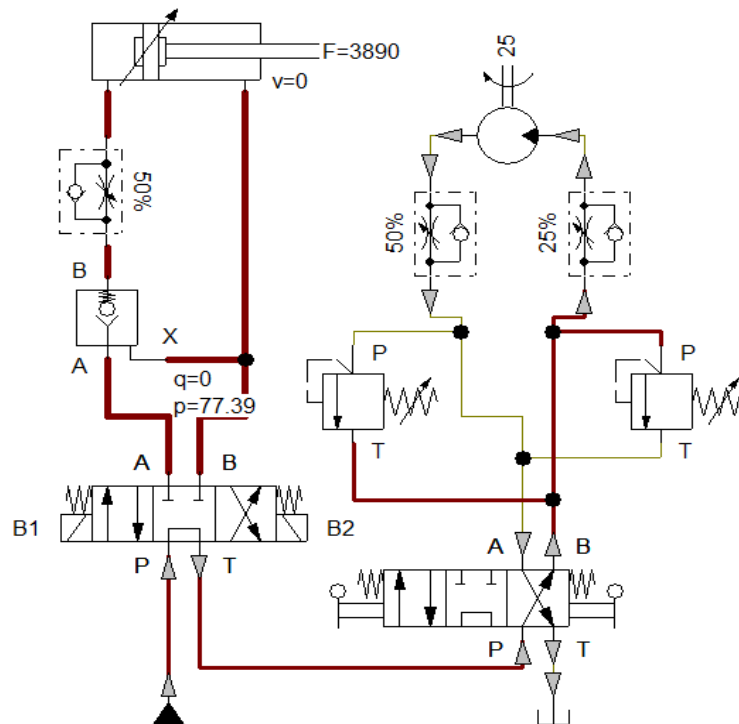
Fuente: Autores

Figura 62. Funcionamiento del sistema giratorio (derecho) accionado el mando.



Fuente: Autores

Figura 63. Funcionamiento del sistema giratorio (izquierdo) accionado el mando.



Fuente: Autores

CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN DEL BRAZO OLEOHIDRÁULICO

4.1 Procesos de Construcción y montaje

Todo trabajo o realización de un producto es un proceso, por lo cual es muy importante para nuestro proyecto el conocimiento del proceso. En el cual nos basamos para llevar un control explícito de cada acción a realizarse.

Muchas de las empresas o fábricas no ponen atención a este proceso, lo cual resulta ser un producto mal elaborado y desconociendo donde ocurrió el error y el porqué de una producción mala.

Definición de proceso. Es un conjunto de actividades o eventos (coordinados u organizados) que se realizan o suceden con un fin determinado. Este término tiene significados diferentes según la rama de la ciencia o la técnica en que se utilice.

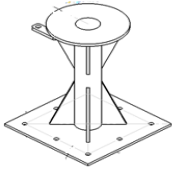
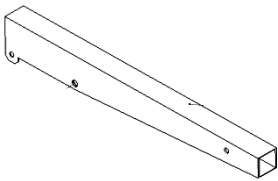

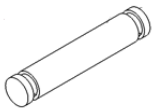
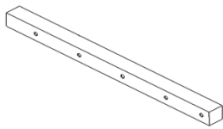
Proceso industrial o proceso de fabricación, que es el que utilizaremos en nuestro proyecto de construcción de un brazo oleohidráulico , es el conjunto de operaciones necesarias para cambiar las características de las materias primas, dichas características pueden ser de naturaleza muy variada tales como la forma, la densidad, la resistencia, el tamaño o la estética. Se realizan en el ámbito de la industria.

Para la construcción del brazo oleohidráulico primero se realizara una hoja de proceso.

Por medio de esta hoja se realiza la parte escrita, y después se empieza la construcción de la máquina.

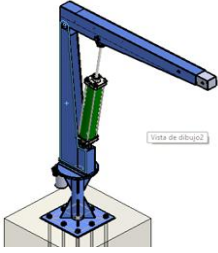
Se detalla las partes principales para el proceso de construcción y montaje del brazo oleohidráulico.

Tabla 10. Procesos de construcción y montaje

Hoja de procesos					
Responsables: Jorge Flores – Ismael Vallejo			Fecha: 05-01-2014	Proyecto: Brazo electro oleo hidráulico	
			Hoja: N° 1		
N°	Croquis	N°Piezas	Operaciones	Materiales	Herramientas
1	<p>Base giratoria</p>  <p>(ver plano lamina núm. 1)</p>	1	Medir Marcar Cortar Pulir Soldar Pintar	Lápiz Regla Flexómetro Electrodo Brocha	Lima Cortadora Soldadora
2	<p>Brazo principal</p>  <p>(ver plano núm.3)</p>	2	Medir Marcar Cortar Agujerar Soldar Pintar	Lápiz Calibrador Flexómetro Electrodo Brocha	Taladro Broca Sierra Soldadora
3	<p>Poste principal</p>  <p>(ver plano núm. 5-6)</p>	2	Medir Marcar Cortar Cilindrar Pintar	Lápiz Calibrador Brocha	Torno Cuchilla Lima
4	<p>Pasador</p>  <p>(ver plano núm. 13)</p>	7	medir marcar cortar cilindrar refrentar	lápiz calibrador	torno cuchilla
5	<p>Prolonga</p>  <p>(ver plano núm. 14)</p>	14	medir marcar cilindrar agujerar	lápiz calibrador	torno cuchilla

Fuentes: Autores

Tabla 10. Continuación

6	<p>Montaje de la estructura y equipos hidráulicos</p>  <p>(ver plano núm. 1)</p>	14	<p>Acoplar Pintar Engrasar</p>	<p>Herramientas Manuales</p>	<p>Torno Cuchilla</p>
---	---	----	--	----------------------------------	---------------------------

Fuente: Autores

4.1.1 *Herramientas y equipos a utilizar.* Durante el proceso de construcción y montaje del brazo oleohidráulico se utilizaron los siguientes equipos, herramientas y accesorios:

Tabla 11. Equipos a utilizar en la construcción del brazo oleohidráulico

Número	Equipo
1	Soldadora SMAW
2	Torno
3	Cortadora de plasma
4	Taladro de mano
5	Taladro de pedestal
6	Amoladora
7	Esmeril
8	Entenalla
9	Arco de sierra
10	Brocas
11	Calibrador pie de rey
12	Escuadra
13	Martillo
14	Flexómetro
15	Rayador o tiza, etc

Fuente: Autores

4.1.2 Descripción del proceso de construcción. Para el proceso de construcción del brazo oleohidráulico deben tomarse en cuenta las siguientes consideraciones.

El tipo de material a utilizarse en la construcción de la estructura soporte es el tubo cuadrado, ya que debe ser robusto y compacto debido a que debe soportara 1000kg, más el peso del sistema del brazo oleohidráulico.

Para la construcción del sistema brazo oleohidráulico como: brazos, pines, base, etc. Están construidos en acero.

Las formas y dimensiones están detalladas en los planos correspondientes, las partes principales constitutivas del brazo oleohidráulico se presentan en la tabla.

Tabla 12. Partes constitutivas de la máquina

Sistema / Estructura	Elemento	Cantidad	Material / Modelo
Estructura soporte	Base Soporte	1	ASTM A36
	Base de mandos y equipos hidráulicos	1	ASTM A36
	Nervios	8	ASTM A36
Sistema de elevación	Pines	5	ASTM A36
	Brazos	2	ASTM A36
Sistema hidráulico	Motor hidráulico	1	Prince
	Electroválvula 4/3	1	Prince
	Cilindro hidráulico de 3000 PSI	1	Prince
Sistema eléctrico	Motor trifásico	1	Siemens
	Interruptor	1	Camsco
	Relé	2	Camsco
	Electroválvula 4/3	2	Prince

Fuentes: Autores

4.2 Construcción de pines

Para la construcción de los pines de la maquina se utiliza acero de transmisión, el mismo que será maquinado para obtener estos elementos con las medidas establecidas en el plano.

Figura 64. Fabricación de pasadores



Fuente: Autores

Figura 65. Fabricación de pines



Fuente: Autores

La función que cumplen los pines dentro del sistema de elevación es dar un acople con cada una de los elementos para facilitar un movimiento articulado.

Figura 66. Pines



Fuente: Autores

4.3 Construcción de la estructura soporte del elevador

Para la construcción de esta estructura se ha utilizado un diseño idóneo de tubo redondo y plancha de acero (Figura 66), el cual se cortará mediante el proceso de corte por plasma y una suelda con el proceso SMAW según las medidas establecidas.

Figura 67. Plancha de acero



Fuente: Autores

Figura 68. Tubo redondo



Fuente: Autores

La estructura soporte tiene la función de sostener el conjunto del sistema móvil y la carga aplicada al mecanismo (1000 kg).

Figura 69. Soporte del brazo oleohidráulico



Fuente: Autores

4.4 Montaje de la estructura mecánica

En las siguientes graficas describimos todo el proceso de montaje paso a paso cada uno como se fue construido tomando en cuenta sus respectivas características de los materiales.

Figura 70. Montaje de las cartelas



Fuente: Autores

Figura 71. Montaje de la base giratoria



Fuente: Autores

Figura 72. Montaje de la rueda giratoria



Fuente: Autores

Figura 73. Montaje del brazo



Fuente: Autores

4.5 Montaje de elementos hidráulicos y eléctricos

En las siguientes figuras describimos todo el proceso

Figura 74. Montaje motor hidráulico



Fuente: Autores

Figura 75. Montaje del cilindro hidráulico



Fuente: Autores

Figura 76. Acoplamiento de las mangueras



Fuente: Autores

Figura 77. Montaje bomba- motor



Fuente Autores

Figura 78. Armado de los elementos eléctricos



Fuente: Autores

Figura 79. Montaje del sistema eléctrico



Fuente: Autores

Figura 80. Brazo oleohidráulico armado



Fuente: Autores

4.6 Pruebas de fiabilidad del brazo oleohidráulico

Al cabo de la finalización de los procesos de fabricación del brazo oleohidráulico, y montaje de los elementos mecánicos, elementos hidráulicos y los elementos eléctricos, se procedió a realizar las pruebas de campo correspondientes, con el fin de evaluar el desenvolvimiento del brazo oleohidráulico en condiciones reales de funcionamiento.

Para las pruebas se ha dispuesto de dos pesos: uno sin carga 0 kg y otro con carga de 500kg, con estos pesos se realizó las pruebas pertinentes (Tabla 13) para poder dar el visto bueno de seguridad y garantizar el correcto funcionamiento del brazo oleohidráulico .

Tabla 13. Pruebas de fiabilidad del brazo oleohidráulico

Peso (kg)	Tiempo (segundos)	Presion (PSI)
0	15	2400
500	10	2600

Fuente: Autores

Análisis de resultados

En la primera prueba sin peso (0 kg) el brazo oleo hidráulico tuvo un funcionamiento adecuado, no se registró ninguna deformación en los brazos, ni en los pasadores ya que estos soportan el movimiento con el peso.

Con respecto al sistema hidráulico no existieron fugas de aceite ni contratiempos con el motor ni la bomba.

En la segunda prueba con un peso de 500 kg de igual manera no se registraron ninguna anomalía ni con el sistema mecánico tampoco con el sistema hidráulico.

Es importante recalcar que la máquina no presenta fatiga alguna luego de haber realizado las pruebas pertinentes que hicieron posible obtener los valores para los análisis, y el trabajo en el campo.

Cuando el equipo trabaja sin carga, la presión se mantiene constante excepto al momento en que el elevador empieza a subir, esto se debe a que en ese momento el pistón ejerce una fuerza directa sobre la plataforma del brazo oleohidráulico.

A medida que el brazo oleohidráulico sube, la presión disminuye ya que la fuerza que el pistón ejerce sobre la plataforma se distribuye en sus componentes horizontales y verticales.

Cuando el equipo trabaja con peso, sucede algo similar con el análisis del funcionamiento sin carga, claro que, aquí es más notoria la disminución de presión mientras más sube el elevador.

Comprobamos que con todas las pruebas realizadas el brazo oleohidráulico funciona correctamente y nos garantiza un buen funcionamiento para el montaje y desmontaje de motores.

Es un equipo muy útil ya que puede ayudarnos en la fácil manipulación y levantar el peso estipulado con mayor facilidad que los tecles manuales, nos ahorra tiempo y es más eficaz.

CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS DE COSTOS Y PRESUPUESTO

El análisis es un informe de los costos directos e indirectos que influyeron en el proceso de construcción de la presente tesis, también detallamos el costo de construcción total para poder obtener una utilidad al querer brindar nuestro servicio.

5.1 Costos directos

Son todos aquellos egresos producto de la mano de obra, materiales, equipo, y transporte, que pueden ser identificados plenamente con productos o departamentos de producción.

5.1.1 Costo de materiales.

Tabla 14. Costo de materiales

Descripción	Unidad	Cantidad	Costo unit USD	Costo USD
Cilindro hidráulico $\phi 3'' \times 16''$		1	330	330
Motor hidráulico		1	300	300
Válvulas de distribución		2	50	120
Bomba hidráulica		1	200	200
Mando manual		1	150	150
Mando eléctrico		1	150	150
Motor eléctrico trifásico		1	220	220
Aceite hidráulico	galón	2	40	80
Manguera de alta presión	metros	10	9	90
Eje de transmisión	metros	1	15	15
Tubo cuadrado	metros	9	8	72

Fuente: Autores

Plancha	metros	1	36	36
Pernos		8	0,50	4
Electrodos	libras	3	11	33
Seguros de pasador		10	0,20	2
Piedras de pulir		1	5	5
Piedras de cortar		2	6	12
Pintura de fondo	litro	1	15	15
Pintura terminado	litro	1	20	20
Lija de hierro		2	0,50	1
Lija de agua		1	0,50	0,50
Tiñer	litros	2	3	6
Total				1861,5

Fuente: Autores

5.1.2 *Costo de mano de obra.* Se conoce como la mano de obra del esfuerzo físico y mental que se pone al servicio de la fabricación de un bien.

Tabla 15. Costo de mano de obra

Descripción	Horas / Hombre	Costo horario USD	Costo USD
Soldador	80	3	240
Pintor	40	3	120
Ayudante	20	3	60
Total			420

5.1.3 *Costo de equipos y herramientas.*

Tabla 16. Costo de equipos y herramientas

Descripción	Horas /Máquina	Costo horario	Costo
Soldadora	48	0	0
Torno	70	3	210
Compresor	50	3	150
Cortadora	20	0	0
Pulidora	480	0	0
Herramientas de taller	480	0	0
Total			360

Fuente: Autores

5.1.4 Costo de transporte. En este artículo se detalla el costo del transporte utilizado para el traslado de los materiales para la construcción del brazo oleohidráulico.

Tabla 17. Costo de transporte

Costo de transporte USD	Costo USD
Traslado de equipos hidráulicos	35
Traslado de materia prima	95
TOTAL	130

Fuente: Autores

5.2 Costos indirectos

Son aquellos egresos que se realizan para la ejecución de un proyecto y que no pueden identificarse plenamente, por lo tanto requieren de mecanismos de distribución y cálculo. Los costos indirectos comprenden:

Tabla 18. Costos indirectos

Descripción	Cantidad	Costo USD
Costo ingenieril	-	130
Imprevistos	-	100
Utilidad	-	0
TOTAL		230

Fuente: Autores

5.3 Costo total y presupuesto

Con la suma de los costos directos e indirectos obtenemos el costo total del proyecto:

Costo Total del Proyecto = costos directos +costos indirectos

Costo Total del Proyecto = (costo de material +costo de mano de obra+ costo de equipos y herramientas +costo de transporte) + (valor de costos indirectos)

Costo Total del Proyecto = (1861,5+420+360+130) + (230)

Costo Total del Proyecto = (2771,5)+ (230)

Costo Total del Proyecto = \$ 3001,5

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

Se determinó las cargas necesarias para el diseño y construcción del brazo oleohidráulico que son las siguientes:

1. Carga de puntuales (reacciones)
2. Momento de fricción
3. Momento estático
4. Momento de inercia

Se determinó la estructura del brazo oleohidráulico.

Se seleccionó todos los elementos mecánicos que forman parte del brazo oleohidráulico estos son:

1. Brazo principal
2. Base
3. Eje principal
4. Pernos de anclaje
5. Pasadores
6. Mecanismo de giro

Se seleccionó los elementos oleohidráulicos considerando la presión de funcionamiento y las cargas a la que está sometida la estructura en base, con estos parámetros tenemos:

1. Motor hidráulico
2. Bomba hidráulica
3. Cilindro hidráulico
4. Válvulas

Se realizaron las pruebas de fiabilidad del brazo oleohidráulico, donde se observó un buen funcionamiento y no se registró ninguna deformación estructural.

Respecto al sistema oleohidráulico no existieron fugas de aceite en cañerías y conexiones, el motor y la bomba funcionaron correctamente.

6.2 Recomendaciones

Utilizar el manual de servicio del brazo oleohidráulico antes de realizar cualquier trabajo de operación y mantenimiento para de evitar accidentes.

Revisar que en las conexiones y cañerías oleohidráulicas no existan fugas de aceite para la operación eficiente del brazo.

El área de trabajo debe ser lo suficientemente amplia para una operación eficaz de la máquina.

Tomar muy en cuenta que el brazo oleohidráulico está diseñado para subir, bajar, girar y trasladar cargas solamente hasta 1 tonelada.

BIBLIOGRAFÍA

- ALVAREZ, G. 2003.** *Manual de hidráulica*(Sexta ed.). México : O. Ortiz, Trad., 2003.
- AMANCIO, M. 2006.** *Diseño mecánico*. Panamá : s.n., 2006.
- BEER, F y JOHNSON, E. 1979.** *Mecánica vectorial para ingenieros I, Estática*. Bogotá, Colombia : McGraw-hill Latinoamericana, S.A., 1979.
- FAY, J. 2003.** *Principio de Pascal*. México : s.n., 2003.
- LINCOLN, J. 2002.** *Principio de funcionamiento de la hidráulica*. Barcelona : CEAC, 2002.
- MATAIX, Claudio. 1982.** *Mecanica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Mexico : México DF, 1982.
- MOTT, Robert L. 1992.** *"Diseño de elementos de máquinas"*. s.l. : Prentice Hall Hispanoamérica S.A. Segunda Edición, 1992.
- PARKER. 2004.** *Industria hidráulica*. s.l. : Corporation, 2004.
- SHIGLEY, J. 2004.** *Diseño de Ingeniería Mecánica*. 2004.
- TIMOSHENCO, S. 2002.** *Cálculo de la fatiga del perno*. México : s.n., 2002.
- VALLECILLA, R. 2004.** *Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector*. Bogotá : Editorial y publicaciones, 2004.