

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIEROS MECÁNICOS

TEMA:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA ELECTROHIDRÁULICA
DE 20 TONELADAS PARA LA EMPRESA ACEPROMET CIA. LTDA.

AUTORES:
CRIOLLO FERNÁNDEZ ROLANDO IVÁN
TERÁN SAMBACHE DARÍO JAVIER

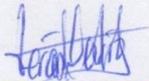
TUTOR
MILTON SALOMÓN JAMI LEMA

Quito, octubre 2018

CESIÓN DE DERECHOS

Nosotros, Rolando Iván Criollo Fernández con documento de identificación: 1719859488 y Darío Javier Terán Sambache con documento de identificación: 1718724576, manifestamos por voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA ELECTROHIDRÁULICA DE 20 TONELADAS PARA LA EMPRESA ACEPROMET CÍA. LTDA.”, misma que ha sido desarrollada para optar por el título de: Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Darío Javier Terán Sambache
C.I. 1718724576



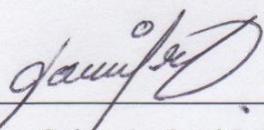
Rolando Iván Criollo Fernández
C.I. 1719859488

Quito, octubre del 2018.

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Trabajo de Titulación: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA ELECTROHIDRÁULICA DE 20 TONELADAS PARA LA EMPRESA ACEPROMET CÍA. LTDA.”, realizado por los estudiantes Rolando Iván Criollo Fernández y Darío Javier Terán Sambache, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.

Quito, octubre del 2018.



Milton Salomón Jami Lema

C.I. 1707254171

AUTORIZACIÓN

Yo, Marco Vinicio López Naranjo con cedula de ciudadanía: 1707589477, en calidad de Gerente de la Empresa: “Acepromet Cía. Ltda.”, ubicada en la ciudad de Quito, autorizo a la Universidad Politécnica Salesiana para hacer uso de las instalaciones durante el desarrollo del proyecto: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA ELECTROHIDRÁULICA DE 20 TONELADAS PARA LA EMPRESA ACEPROMET CÍA. LTDA.”, de igual manera me comprometo a dar las facilidades para el desarrollo y buena culminación del trabajo antes mencionado.

Quito, octubre del 2018.



Marco Vinicio López Naranjo

C.I. 1707589477

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mi padre que me enseñó el valor del trabajo duro, a mi madre que me apoyó en todas las decisiones que tomé, a mis hermanos por su aliento.

DARÍO

Dedico este trabajo, de manera muy especial a mi padre Ernesto, quien con su esfuerzo y dedicación a inculcado en mí los valores que me han servido a lo largo de mi vida estudiantil, que pese a las dificultades que se han presentado ha sabido sacarme adelante con sus consejos y apoyo incondicional siendo un gran ejemplo de trabajo y valentía ante la vida.

A mis hermanas Nancy y Verónica, que han sido parte de mi formación tanto humana como profesional, brindándome su cariño, paciencia y comprensión en mis momentos más difíciles llenándome de confianza en mí mismo, llegando así, a ser mi motivación para seguir adelante pese a las dificultades y nunca rendirme.

A mis Hermanos Abel y Zain, que pese a ser mucho menores que yo me ha sabido demostrar que aún existen personas en las que puedo confiar, que con su compañía y carisma ha logrado cambiar gran parte mi manera de ver la vida y tratar siempre de ser un buen ejemplo y ayuda a la sociedad.

A mi abuelita Zoila, que ha sido mi aliento y compañía en gran parte de mi vida, por el tiempo que dedico a cuidarme y por hacerme entender que el esfuerzo lleva a grandes logros y que vale la pena el dejar muchas cosas a un lado para obtener lo que me he propuesto.

A mi prima Liliana, que más que mi prima la considero mi hermana a ella y su esposo William, por la confianza que siempre me han brindado y estar siempre pendientes de mi e incentivarme a ser cada día mejor.

A mi novia Gaby, con quien hemos superado las dificultades que se nos han presentado día a día por su motivación, cariño, compañía y sobre todo aceptación nunca dejo que decaiga en los momentos más difíciles.

ROLANDO

AGRADECIMIENTO

Un agradecimiento a la UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA, por habernos abierto sus puertas en la Carrera de INGENIERÍA MECÁNICA, a su personal docente y administrativo que, conjuntamente, nos ha ayudado a cumplir con este sueño de culminar nuestra carrera profesional.

De manera especial al Ingeniero Milton Jami por su apoyo incondicional en la dirección y realización del presente proyecto.

ÍNDICE

CESIÓN DE DERECHOS	ii
DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR.....	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
ÍNDICE	vii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
RESUMEN.....	xvi
ABSTRACT.....	xvii
INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVOS	2
a. Objetivo general	2
b. Objetivos específicos	2
CAPÍTULO I.....	3
MARCO TEÓRICO.....	3
1.1 Generalidades	3
1.2 Hidráulica.....	3
1.3 Principios básicos.....	4
1.3.1 Principio de Pascal.	5
1.3.2 Presión de un fluido	6
1.4 Prensas	6
1.4.1 Tipos de prensas	7
1.5 Operaciones realizadas con prensas	10

1.5.1 Punzonado	10
1.5.2 Cizallado	10
1.5.3 Plegado o doblado	11
1.5.4 Forjado y conformado	11
1.6 Proceso para el desarrollo del producto	11
1.6.1 Definición de la necesidad	11
1.6.2 Selección de materiales	12
1.6.3 Propiedades de los materiales	13
1.6.4 Comportamiento estructural.....	14
1.6.5 Clasificación de cargas.....	16
1.6.6 Sujeción mecánica (Uniones en estructuras)	17
1.7 Sistema hidráulico	18
1.7.1 Fluido hidráulico	18
1.7.2 Depósito	19
1.7.3 Bomba	20
1.7.4 Válvulas distribuidoras	21
1.7.5 Actuadores hidráulicos.....	22
1.8 Construcción	24
1.8 Montaje.....	25
CAPÍTULO I.....	26
DISEÑO HIDRÁULICO	26
2.1 Funcionamiento	26
2.2 Selección del cilindro hidráulico.....	27
2.2.1 Cálculo del diámetro del émbolo	29
2.2.2 Cálculo Fuerza a Tracción y Compresión del cilindro hidráulico.	31
2.3 Cálculo del volumen de aceite para la carrera del pistón.....	33
2.3.1 Volumen del cilindro del pistón a compresión:	33

2.3.2 Volumen del cilindro del pistón a tracción:	33
2.3.3 Tiempo de carrera del cilindro hidráulico:	33
2.4 Cálculo de Velocidad del pistón	35
2.4.1 Velocidad del pistón durante el avance.....	35
2.4.2 Velocidad del pistón durante el retroceso	36
2.5 Cálculo del diámetro del vástago	36
2.5.1 Cálculo de la pared del cilindro	38
2.6 Cálculo de tuberías.....	40
2.7 Pérdidas de carga en conducciones	41
2.8 Factor de fricción	42
2.9 Velocidades del fluido en el sistema hidráulico.....	42
2.10 Tubería de aspiración.....	42
2.11 Tubería de presión.....	42
2.12 Tubería de retorno.....	42
2.13 Velocidades recomendadas del fluido.....	43
2.14 Cálculo de tubería de presión:.....	43
2.15 Cálculo de tubería de retorno:	44
2.16 Selección de la válvula distribuidora	45
2.16.1 Pérdidas de presión en la válvula	46
La pérdida en la válvula en avance P-AB es 0.3 bar y la perdida en retroceso AB-T es de 0.4 bar.....	47
2.17 Cálculo de pérdidas de carga en las tuberías.....	48
2.17.1 Velocidad en tubería de presión y de retorno.....	48
2.18 Selección de la bomba.....	50
2.19 Selección del motor eléctrico	53
2.20 Cálculo del volumen del depósito	54
CAPITULO III.....	56

CUERPO DE LA MÁQUINA (BASTIDOR)	56
3.1 Columnas	56
3.1.1 Perfiles usados para columnas	56
3.1.2 Longitud efectiva	56
3.1.3 Relación de esbeltez.....	58
3.1.4 Factor de diseño.	59
3.2 Diseño de la viga.....	61
3.2.1 Cálculo de las vigas.....	63
3.3 Cálculo de la placa superior	66
3.4 Cálculo de elementos de sujeción	68
3.5 Cálculo de soldaduras.	72
3.6 Análisis y Simulación	77
3.6.1 Fuerza aplicada a la estructura	77
3.6.2 Estudio de tensión Von Mises.....	78
3.6.3 Estudio de la deformación estructural.....	79
3.6.4 Factor de seguridad	79
CAPÍTULO IV.....	81
RESULTADOS.....	81
4.1 Análisis de resultados.....	81
4.1.1 Rendimiento	81
4.2 Tiempos de producción	82
4.2.1 Tiempo estándar	83
4.3 Eficiencia.....	84
4.4 Productividad	84
4.5 Costos.....	84
4.5.1 Costos directos	84
4.5.2 Análisis costo beneficio	88

Mantenimiento General.....	90
Bibliografía	93

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Principio de pascal.....	4
Figura 2. Multiplicación de fuerza respecto al área	5
Figura 3. Presión que ejerce un líquido	5
Figura 4. Tipo de prensa	6
Figura 5. Clasificación de prensas mecánicas	7
Figura 6. Prensa mecánica excéntrica	8
Figura 7. Clasificación de prensas hidráulicas.....	8
Figura 8. Partes de una prensa hidráulica.....	9
Figura 9. Prensa Neumática	10
Figura 10. Esfuerzo cortante y esfuerzo normal	14
Figura 11. Diagrama esfuerzo – deformación	15
Figura 12. Varios tipos de válvulas.....	21
Figura 13. Varios tipos de Cilindros	23
Figura 14. Cilindro de simple efecto.....	23
Figura 15. Cilindro de doble efecto	24
Figura 16. Esquema básico de un sistema oleohidraulica	27
Figura 17. Partes del cilindro hidráulico de doble efecto	28
Figura 18. Pistón disponible (Autores, R. Criollo, D. Terán.)	29
Figura 19. Diagrama de relación presión – fuerza – diámetro del émbolo	31
Figura 20. Fuerza de Tracción y Compresión en el cilindro.....	31
Figura 21. Esquema funcionamiento de válvula de 3 posiciones y 4 vías.....	45
Figura 22. Válvula monoblock a utilizarse	46
Figura 23. Curva de perdida de presión de la válvula de $P - AB = 0.3$ bar.....	47
Figura 24. Curva de perdida de presión de la válvula de $AB - T = 0.4$ bar.....	47
Figura 25. Esquema tanque hidráulico.....	54
Figura 26. Longitudes efectivas (KL) de columnas en marcos arriostrados (ladeo impedido)	57
Figura 27. Distribución de cargas puntuales.....	63
Figura 28. Reacciones en la viga.....	63

Figura 29. muestra las reacciones de fuerza cortante al elemento.	64
Figura 30. Diagrama de reacciones de momento flector.....	65
Figura 31. Diagrama de reacciones de momento flector.....	66
Figura 32. Pernos para tensión	68
Figura 33. Longitudes del perno	69
Figura 34. Determinación geométrica del tamaño de soldadura	74
Figura 35. Esfuerzo de Von Mises.....	78
Figura 36. Deformación de la estructura.....	79
Figura 37. Factor de seguridad.....	79

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Requerimientos de la máquina según la necesidad de la empresa	12
Tabla 2. Características generales de manufactura de diversas aleaciones	14
Tabla 3. Tipos de cargas.....	16
Tabla 4. Tipos de uniones.	17
Tabla 5. Tipos de válvulas.	21
Tabla 6. Criterio de selección del cilindro	28
Tabla 7. Presiones nominales.....	30
Tabla 8. Velocidad de cilindros hidráulicos.....	34
Tabla 9. Coeficiente K de pandeo según el tipo de sujeción	36
Tabla 10. Propiedades Mecánicas Tubo cedula 80 y 40	40
Tabla 11. Velocidades recomendadas	43
Tabla 12. Manguera SAE 100R1	45
Tabla 13. Especificaciones de válvula MD20.....	46
Tabla 14. Presión Total del sistema	51
Tabla 15. Bomba de engranes	52
Tabla 16. Valores aproximados del factor de longitud efectiva, K	57
Tabla 17. Tamaños mínimos de cordón	73
Tabla 18. Datos para simulación.....	78
Tabla 19. Tiempos de operación mecánica manual	82
Tabla 20. Tiempos de operación prensa electrohidráulica	82
Tabla 21. Costo de materiales para estructura y montaje.....	85
Tabla 22. Costos de utilización de maquinaria.	85
Tabla 23. Costo de mano de obra.....	86
Tabla 24. Costo de materiales hidráulicos.	86
Tabla 25. Costo de materiales eléctricos.....	87
Tabla 26. Costos de acabados.	87
Tabla 27. Costo total Prensa electrohidráulica.....	87

Glosario de términos

- **Oleohidráulica:** Se define como la tecnología que trata de la producción, transmisión y control de movimientos y esfuerzos por medio de líquidos a presión, principalmente aceites, ayudados o no por elementos eléctricos y electrónicos [1].
- **Prensas:** Son máquinas herramientas cuya característica es la entrega de grandes cantidades de energía (Fuerza x recorrido) de forma controlada [2].
- **Fuerza:** Es cualquier acción o influencia que modifica el estado de reposo o de movimiento de un objeto [3].
- **Elementos de sujeción:** Tal y como su nombre lo indica, su función es sujetar las máquinas o fijarlas a su posición de trabajo, y en algunos casos permite cierto movimiento en forma de guía [4].
- **Motor eléctrico:** Máquina rotativa eléctrica, que transforma la energía mecánica o viceversa, en donde, además, la energía mecánica a través de un generador se transforma en energía eléctrica [5]
- **Peso específico:** Peso por unidad de volumen [6].
- **Deformación elástica:** Es una deformación no permanente, que se recupera completamente al retirar la carga que lo provoca [7].
- **Comprensibilidad:** Se define la comprensibilidad de un fluido como la capacidad para disminuir su volumen cuando se incrementa la presión a la que se encuentra sometido [1].
- **Bombas:** Se denomina a los componentes encargados de elevar un fluido desde un nivel determinado a otro más alto, convierten la energía mecánica en hidráulica [6].

- **Elasticidad:** Propiedad que presentan los cuerpos sólidos de recuperar la forma y las dimensiones cuando cesan los esfuerzos [7].
- **Válvulas:** Elementos que permiten el paso, impiden o cambian la dirección y sentido del fluido por un conducto, en un circuito hidráulico cualquiera [8].
- **Deformación plástica:** Es una deformación permanente, que no se recupera al retirar la carga que la provoca, aunque sí se recupera una pequeña componente de deformación elástica [7].

RESUMEN

Acepromet Cía. Ltda., es una empresa metalmecánica dedicada a realizar trabajos de soldadura, mecanizados y mantenimiento y reparación de equipos mecánicos, en los que se ha encontrado con operaciones tales como: extracción de pines y rodamientos, extracción de ejes y enderezado de los mismos y de otras piezas, al igual que ciertos trabajos de montaje por lo que ha visto la necesidad de implementar en sus instalaciones una Prensa Electrohidráulica, ya que, con este equipo se facilitará los procedimientos antes mencionados, ahorrando así en tiempo, mano de obra y mejorando la calidad de los trabajos, puesto que estos se realizaban de manera manual con herramientas de golpe corriendo el riesgo de causar algún accidente o entregar un trabajo defectuoso. En el presente trabajo se diseñó y construyó una prensa electrohidráulica de 20 toneladas que son suficientes para la demanda de trabajos que se prevé realizar. Para lo cual se analizan alternativas existentes y así se procede a designar la que cumpla con las necesidades de la empresa en parámetros de funcionalidad y costo, utilizando materiales existentes dentro de la empresa como placas de acero A-36 y el cilindro hidráulico para así disminuir el coste final de la prensa.

Se realiza el diseño hidráulico, cálculos, selección de elementos que realizarán el trabajo, distribución y control de la presión del fluido en el sistema, en base al tonelaje (20 toneladas) al que va a trabajar el equipo, para después dimensionar la estructura que estará sometida a todos los esfuerzos resultado del sistema hidráulico en el pistón. Una vez realizado el diseño hidráulico se procede a realizar el diseño estructural para lo cual se utilizará ciertos materiales existentes dentro de la empresa como ya se había mencionado antes y previendo que esta estructura se la podrá utilizar en caso de aumentar la capacidad del equipo hidráulico.

Una vez realizado el diseño hidráulico y estructural se procede a la construcción de la máquina y puesta en marcha de la misma para realizar las pruebas de presión y un análisis de coste beneficio en cuanto a los resultados que se obtengan, para finalmente hacer la entrega del equipo en la empresa Acepromet Cía. Ltda.

Palabras clave: Prensa, electrohidráulica, hidráulica, extracción de pines y rodamientos, diseño hidráulico.

ABSTRACT

Acepromet Ltd is a metal-mechanic company specializing in welding and machining process as well as maintenance and repairment of mechanical equipment within which it has faced specific operations, such as, shafts extraction and straighten, and some assembly tasks. Hence the need for installing a hydraulic press in its plant. This new tool will ease all the procedures explained above, which means time and labor saving besides enhancing the quality of the services due to the fact that they were done manually using impact tools which run the risk of causing any accident or giving a defective final service. In this work, a 20-tons hydraulic press was designed and assembled. This capacity is enough for the expected tasks that will be carried out. At the beginning, several existing options were analyzed, so that the designed press fulfils all the company's requirements regard to functionality and cost. In fact, the proposed design includes materials which are available in the company, such as A-36 steel plates and a hydraulic cylinder in order to decrease the final cost of the press.

Next, the hydraulic design is done, including calculations, selection of work elements besides the control and distribution of fluid pressure in the system based on the total tonnage (20 tons). After that, the whole infrastructure which will be subjected to all mechanical stress resulting in the hydraulic system due to the piston is calculated. Afterwards, the structural design is conducted. For this purpose, some available materials owned by the company were used as it was mentioned above. Also, this study has foreseen the possibility that the structure will be enlarged in the case of the hydraulic equipment augments its capacity.

Once the hydraulic and structural design were completed, the next step is to assembly the press. Later, this press is going to start up in order to start with its pressure tests. Finally, the obtained results during the pressure tests will be used to de develop a cost-benefit study before to releases the machine to Acepromet Ltd.

Keywords: Press, electrohydraulic, hydraulic, cotters and ball bearings extraction, hydraulic design.

INTRODUCCIÓN

A través del tiempo la oleohidráulica ha jugado un papel importante dentro del desarrollo del área de la industria de manufactura y mantenimiento en general, teniendo como principal representante desde sus inicios al físico matemático francés Blaise Pascal, quien gracias a sus estudios relacionados con fluidos, presiones y caudales ha permitido que se creen máquinas de gran ayuda para el hombre.

En el presente caso se realizará el diseño y construcción de una máquina electrohidráulica innovadora debido a que se aprovechará al máximo el espacio físico y se dotará de una mejora en las prestaciones para el tipo de aplicaciones que requiere la empresa, será una herramienta muy eficiente la cual ayudará a reducir tiempos en el proceso de mantenimiento de maquinaria pesada, así como también la reducción de esfuerzos y deformaciones en los pines que se extraerán mediante el uso de esta máquina.

Se debe considerar de manera especial los esfuerzos que soportarán cada uno de los elementos para que pueda resistir la carga total en un espacio físico determinado. El principio de Pascal en el cual está enfocado el funcionamiento básico de una prensa hidráulica, esto junto con el dimensionamiento de la estructura, elementos de sujeción, adaptación de un sistema eléctrico, ayudarán a esta máquina a brindar gran versatilidad y eficiencia, que serán de gran ayuda en los procesos del área metalmecánica logrando así satisfacer las necesidades dentro de la empresa Acepromet Cía. Ltda.

OBJETIVOS

a. Objetivo general

- Diseñar y construir una prensa electro-hidráulica de 20 toneladas para satisfacer ciertas necesidades dentro del área metalmecánica de la empresa Acepromet Cía. Ltda.

b. Objetivos específicos

- Diseñar y construir los componentes de una prensa hidráulica con materiales de la industria nacional en un 90 % según los requerimientos.
- Definir el diseño mediante el análisis de alternativas tomando en cuenta el 100% de los parámetros de eficiencia, mantenimiento y ergonomía.
- Realizar la selección de los elementos hidráulicos existentes en la industria nacional.
- Realizar el montaje de la máquina, pruebas de funcionamiento para la puesta en marcha y verificar que se cumplan los parámetros de diseño.
- Entrega – recepción de la prensa en la empresa Acepromet Cía. Ltda.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 Generalidades

El presente trabajo se realizará con el propósito de mejorar la productividad que propone una máquina de tipo prensa hidráulica con capacidad de 20 toneladas para la empresa ACEPROMET CÍA. LTDA., con la cual se plantea mejorar las condiciones de trabajo en ciertas tareas que implican el uso de este tipo de herramienta.

Actualmente para las actividades de extracción de elementos mecánicos se usan tres tipos de operaciones básicas como son: mecánico (uso de martillo y utensilio extractor), por medio de calor (calentando la pieza por medio de soplete), por medio de gato de tornillo manual [9].

Con esta máquina la empresa será capaz de cumplir con los tiempos de entrega de los trabajos solicitados como son cambios de ejes, extracción de pines, entre otros.

La alta demanda en los procesos de almacenamiento aplicado a maquinaria pesada le brindará mayor competitividad tanto en la empresa pública como privada [10].

Se aplicarán los conocimientos adquiridos para realizar el diseño en un software, así como también la simulación de elementos de la máquina y mando electro hidráulico.

Una vez realizado y revisado el diseño se procederá con la fabricación, pruebas y puesta en marcha.

1.2 Hidráulica

La hidráulica es la ciencia que estudia la transmisión de la energía generada por una fuente de potencia (motor eléctrico) que se transmite al fluido que la transporta hasta el punto requerido, volviendo a convertirla en energía mecánica por medio de un accionador, la bomba es el elemento que absorbe la energía mecánica de la fuente de potencia y la transforma en energía hidráulica [8].

La materia tiene tres estados: sólido, líquido y gaseoso, debido a que un líquido es un fluido no compresible permite aplicar una fuerza pequeña en un punto sobre una

determinada área, transmitirla a través de éste y obtener una fuerza mucho mayor sobre otra área [11].

Las ventajas sobre el uso de sistemas hidráulicos son muy considerables al momento de elegir una máquina como por ejemplo la versatilidad para diferentes usos, gran capacidad de fuerza y recorrido, facilidad de maniobra, rapidez de respuesta [10].

1.3 Principios básicos

La hidráulica se deriva en dos partes que son la hidrostática e hidrodinámica cuya principal diferencia es el estudio en una de los líquidos en reposo y de la otra que estudia los líquidos en movimiento y las causas que producen dicho movimiento.

Para el estudio se debe diferenciar la existencia de líquidos ideales y líquidos reales, las diferencias entre un líquido real y un ideal encuentra precisamente en la viscosidad del fluido [8].

Dicha viscosidad se debe considerar en los líquidos en movimiento mientras que para los líquidos en reposo se puede considerar el líquido como ideal.

El principio precursor de la Oleo-hidráulica es la ley de Pascal (Figura 1), que enunciada simplificada, dice: “La presión en cualquier punto de un fluido sin movimiento tiene un solo valor, independiente de la dirección”, o dicho de otra forma:” La Presión aplicada a un líquido confinado se transmite en todas direcciones, y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales” [6].

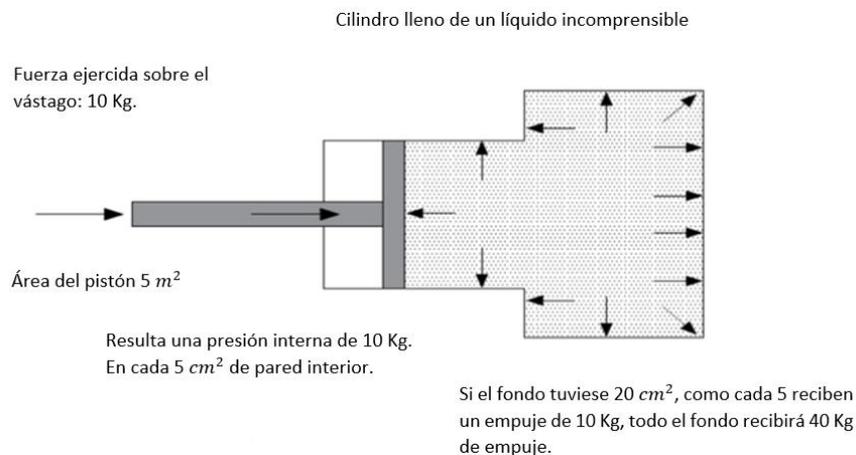


Figura 1. Principio de pascal [6]

1.3.1 Principio de Pascal.

El principio de Pascal establece que, si se aplica una presión externa a un fluido confinado, la presión en cada punto del fluido se incrementa en la misma cantidad [12].

Así por ejemplo se aplica una fuerza F_a con cierta magnitud sobre cierta área, se obtiene una fuerza F_r equivalente a 4 veces la magnitud de F_a sobre otra área diferente [13]. Como se puede observar en la Figura 2.

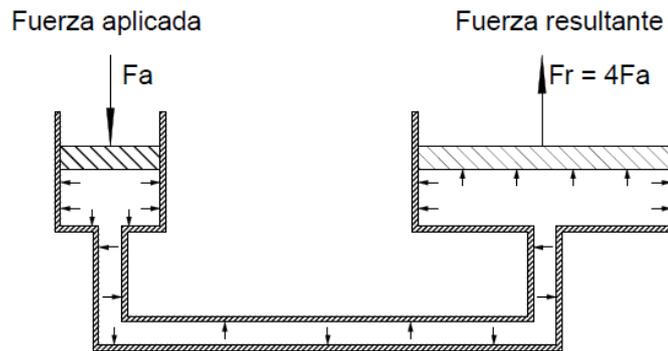


Figura 1. Multiplicación de fuerza respecto al área [11]

Como se puede observar en la Figura 3 la presión que se aplica sobre un fluido se transfiere en todas las direcciones con la misma fuerza en toda el área, dichas fuerzas actúan en forma perpendicular a las paredes del fluido que lo contiene [13].

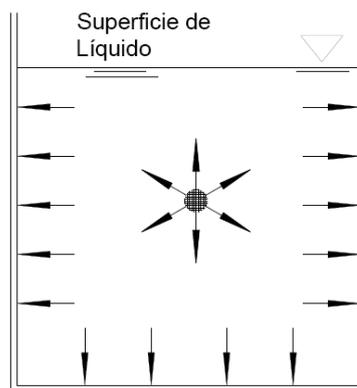


Figura 2. Presión que ejerce un líquido [14]

Para conseguir una fuerza determinada para realizar un trabajo se necesita una energía, que será transmitida a través de un conducto por medio de un fluido hidráulico, y se generará a partir de una fuerza inicial, atendiendo al principio de Pascal [11].

Las aplicaciones más comunes de este principio son los elevadores de vehículos, brazos hidráulicos, prensas de varios tipos y aplicaciones y en los últimos tiempos en aplicaciones de robótica [10].

1.3.2 Presión de un fluido

La presión se define como la cantidad de fuerza ejercida sobre un área unitaria de una sustancia [13].

1.4 Prensas

Las prensas son máquinas que utilizan la presión de un fluido (aceite) para entregar fuerza y determinado recorrido. Es un tipo de máquina de movimiento rectilíneo, de acuerdo al tipo de trabajo que realiza se necesitarán variables tanto de velocidad y la más importante que es la fuerza que entregará al momento de realizar el trabajo [14].

Necesita de herramientas adicionales para realizar cierto tipo de trabajos como por ejemplo una prensa plegadora requiere de útiles para el plegado de lámina metálica, o punzones para realizar agujeros, cuchillas para realizar cortes (cizallado) [15]. Véase la Figura 4.



Figura 3. Tipo de prensa [15]

Las prensas son muy aprovechables para trabajos en serie debido a que necesitan poco tiempo para que se ejecute la salida y retorno del útil y se realice el cambio de pieza que está en el proceso de fabricación [16].

1.4.1 Tipos de prensas

Existen en el medio una cantidad muy grande de prensas que se las conoce comúnmente por el tipo de trabajo que realizan [2]. Sin embargo, la clasificación de éstas se ha realizado según su accionamiento:

1. Prensas Mecánicas
2. Prensas Hidráulicas
3. Prensas Neumáticas

1.4.1.1 Prensas mecánicas

Son máquinas que utilizan un sistema de excéntrica con una biela. Mediante el giro del elemento excéntrico se proporciona movimiento vertical, este es parecido al de un golpe y no hay la posibilidad de detenerlo a media marcha [16]. Algunos tipos de prensas se presentan en la Figura 5.

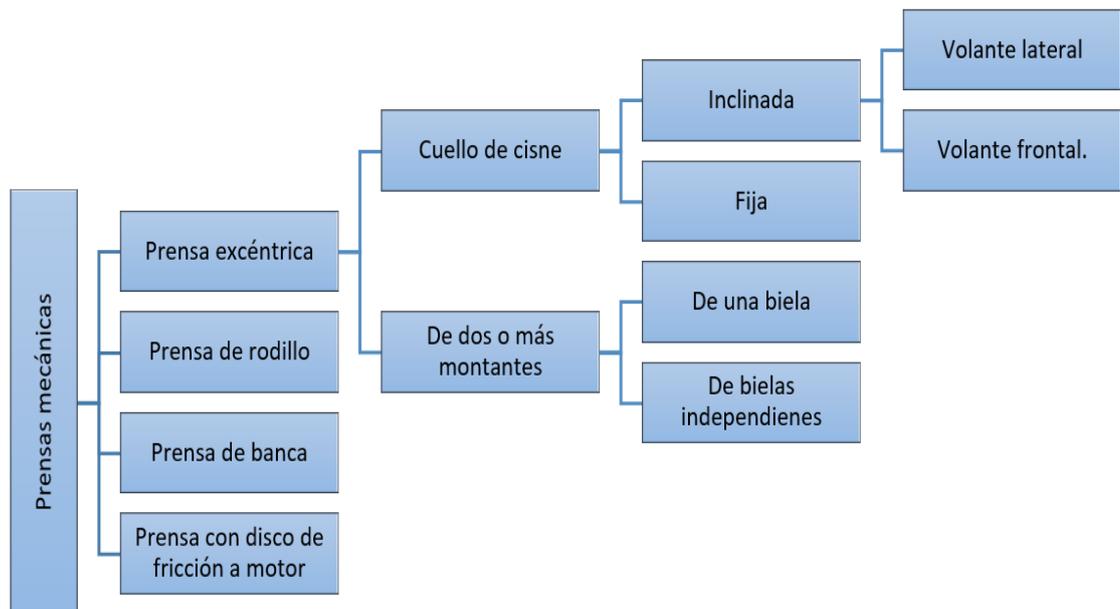


Figura 4. Clasificación de prensas mecánicas [16]

Las prensas mecánicas son comúnmente utilizadas como troqueles y punzonadoras para fabricar productos en serie [9]. Como se puede observar en la Figura 6.



Figura 5. Prensa mecánica excéntrica [9]

1.4.1.2 Prensas hidráulicas

Son máquinas que utilizan un fluido, usualmente aceite que mediante un sistema hidráulico empuja un cilindro el cual entrega una fuerza de magnitud muy grande para imprimir, doblar, cortar, forjar. Mientras el cilindro no tome contacto con la pieza a trabajar se tiene una presión baja del cilindro, una vez que haya hecho contacto con la pieza es cuando se ejerce toda la presión de trabajo para la que fue diseñada [15].

Este tipo de aplicación es aprovechada en la industria de maquinaria pesada debido a sus grandes prestaciones de fuerza.

Las prensas hidráulicas generalmente son más lentas que las mecánicas, pero pueden ser empleadas preferentemente para el trabajo en piezas grandes, comúnmente son utilizadas en trabajos de plegado, embutido y brazos hidráulicos. A continuación, en la Figura 7 se puede ver su clasificación.

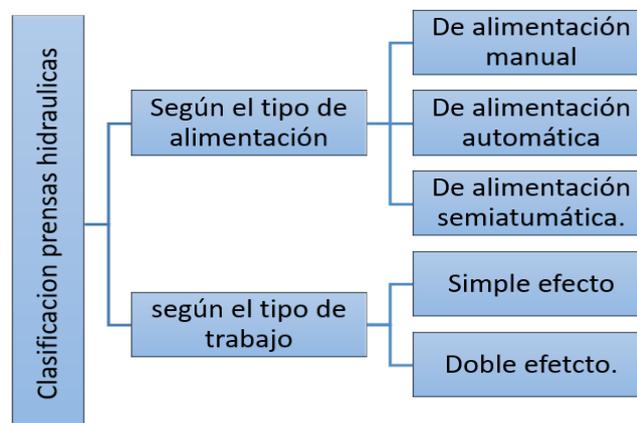


Figura 6. Clasificación de prensas hidráulicas

Para la operación con mando hidráulico se usa una línea básica para que el fluido pueda realizar el accionamiento que se necesita y consta de los siguientes elementos:

- Depósito
- Sistema hidráulico de cañerías
- Bomba
- Válvula de accionamiento
- Cilindro.

En la Figura 8, se puede observar las partes de una prensa hidráulica.

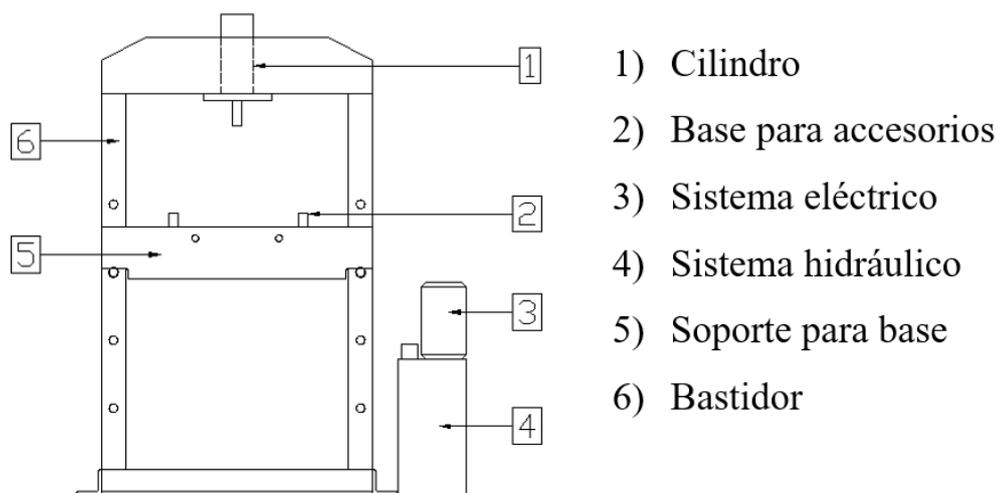


Figura 7. Partes de una prensa hidráulica. Elaborado por: Criollo Rolando y Terán Darío

1.4.1.3 Prensas Neumáticas

Son máquinas que actúan con la fuerza neumática, que es una corriente de aire a cierta presión. A diferencia de otras prensas no precisan de un mantenimiento complejo, sin embargo, no pueden entregar fuerzas muy grandes como en el caso de las prensas hidráulicas [14].

Un ejemplo de estas prensas se puede observar en la Figura 9 su uso generalmente aplicado en trabajos específicos para cartón y plástico, usos científicos, brazos neumáticos etc.



Figura 8. Prensa Neumática [9]

Existen varios de tipos de prensas que han sido nombradas de acuerdo al tipo de trabajo que realizan.

1.5 Operaciones realizadas con prensas

Las prensas tienen gran versatilidad en cuanto a las operaciones que estas pueden ejecutar, dentro del área metalmeccánica las más comunes son:

- Punzonado
- Plegado o doblado
- Embutido
- Forjado o conformado.

1.5.1 Punzonado

Es una operación que se realiza con un punzón de corte como accesorio de la prensa, en este caso el material es cortado según la forma de la herramienta, para esto se debe considerar la extracción del material perforado según la forma del punzón, los posibles residuos de material que puedan quedar incrustados en la máquina y las tolerancias de corte según los espesores a cortar, es común encontrar a otro tipo de prensa que finalice el proceso de fabricación de alguna pieza después de haber realizado el punzonado debido a que esta operación forma tan solo una parte del proceso de fabricación [16].

1.5.2 Cizallado

Existen máquinas que únicamente realizan un corte mediante cuchillas cuya acción provoca un corte de tipo tijera, esta operación se la conoce como cizallado [11].

1.5.3 Plegado o doblado

En este tipo de operación se emplean útiles con distintas formas para realizar diferentes tipos de dobleces en lámina metálica y tubería, para el caso de prensas dobladoras existen máquinas que pueden realizar esta operación de acuerdo al espesor del material, teniendo así rangos de operación de doblado desde 0.5mm a 5mm, de 6mm a 8mm y para operaciones especiales máquinas que pueden doblar hasta 10mm [15].

En el caso de prensas para el doblado de tubos se tiene en cambio rangos de acuerdo al diámetro de la tubería a doblar cuyas capacidades oscilan de entre 1'' hasta 4'' y máquinas capaces de doblar tuberías hasta 6'' [10].

1.5.4 Forjado y conformado

Esta operación necesita de una matriz como accesorio donde el material ingresa en láminas y se obtiene la forma deseada. Este tipo de operaciones se realizan comúnmente en la industria automotriz para dar forma a la lámina metálica de acuerdo al modelo de automóvil, también en la fabricación de herramientas como llaves, dados y variedad de elementos roscados, tienen una gran ventaja en tiempos de producción [16].

1.6 Proceso para el desarrollo del producto

Como se ha indicado anteriormente se deberán tener en cuenta función, diseño y costo. En este punto se debe tomar en cuenta:

1.6.1 Definición de la necesidad

En el presente caso específico se ha realizado una consulta directa con la empresa para la detección de las necesidades como explica la Tabla 1, que incluye el tipo de trabajos realizados actualmente y la mejora que se obtendrá.

Tabla 1
Requerimientos de la máquina según la necesidad de la empresa [17, 18]

NECESIDAD	DEFINICION
Capacidad (tonelaje):	Se refiere a la cantidad de fuerza que entregará la máquina que satisfaga las necesidades de trabajo.
Accionamiento y control	Tiene que ver con la regulación de velocidad de salida y retorno del cilindro. Mando eléctrico que utilizará el operador para el accionamiento de la máquina, control hidráulico y accesorios.
Ergonomía	Se refiere a la manera eficiente de trabajo para el operador su facilidad de manipulación.
Eficiencia	En general todo lo que tiene que ver con aprovechamiento de presión, área y peso, vida útil y mantenimiento.
Mantenimiento	La facilidad de realizar las actividades de mantenimiento para el buen funcionamiento de la máquina y que incluye tiempo de ejecución
Costo	la relación costo vs beneficio que otorga la máquina

1.6.2 Selección de materiales

En base al desarrollo de las relaciones de las cargas aplicadas, fuerzas internas resultantes y deformaciones causadas al elemento se deben seleccionar los materiales [18].

Se pueden presentar los siguientes panoramas y se debe cuestionar las alternativas que estén a disposición, previo a la selección de los materiales y elementos a utilizarse en la construcción de la máquina.

- De acuerdo a la función a realizar.
¿De qué materiales se deberá construir la máquina y cuáles serán los tamaños y dimensiones de los elementos que lo conforman? [19].
- Si se tiene un diseño previo.
¿Es el adecuado? Y si es así, ¿Se encuentra dentro del presupuesto establecido? [20].
- Dada una estructura o máquina cualquiera.
¿Cuál es la verdadera capacidad de carga? [19].

En este caso se dispone de ciertos elementos que no se emplean dentro de la empresa Acepromet Cía. Ltda., de los cuales se puede disponer para la construcción de la estructura, a la que, previamente se realizará la simulación de cargas correspondientes a los esfuerzos a los que estaría sometida la estructura con las 20 toneladas que proporcionará la unidad hidráulica al pistón.

Elementos existentes en la planta tales como:

- Placas soporte
- Placa superior
- Apoyos
- Pistón o cilindro hidráulico.

Los elementos en cuestión pueden haber sido construidos con un fin totalmente distinto (para mayores o menores cargas) para el uso que se pretende dar en este momento, dado este caso se deberá verificar las cargas máximas que soporta la estructura [20]. Para el diseño de una estructura se debe conocer el campo donde existe proporcionalidad de esfuerzo y deformación [21].

1.6.3 Propiedades de los materiales

Las propiedades especificadas para un producto y sus componentes deben, desde luego, ser apropiadas para las condiciones en que se espera que funcionen. Una combinación de propiedades mecánicas y físicas son las proporciones de resistencia a peso y rigidez a peso de los materiales, ver Tabla 2 [20].

Tabla 2
Características generales de manufactura de diversas aleaciones [22]

Aleación	Fundibilidad	Soldabilidad	Maquinabilidad
Aluminio	E	R	E-B
Cobre	B-R	R	B-R
Hierro fundido gris	E	D	B-R
Hierro fundido blanco	B-R	MD	MD
Níquel	R	R	R
Aceros	R	E	R
Zinc	E	D	E

Nota: E, excelente; B, Buena; R, regular; D, difícil; MD, muy deficiente

El objeto de los materiales es el desarrollo de las relaciones de las cargas aplicadas, fuerzas internas resultantes y deformaciones causadas al elemento [23].

1.6.4 Comportamiento estructural

Para el diseño de una estructura es importante conocer el campo elástico del elemento.

1.6.4.1 Esfuerzo

Las fuerzas transmitidas por las secciones de corte son internas denominadas esfuerzos, los mismos que dependerán de la calidad de material y composición del mismo para soportar las cargas [21].

El esfuerzo tiene dos componentes uno que actúa paralelo a la superficie de corte que es llamado cortante y otro que actúa perpendicularmente a la superficie de corte del elemento pudiendo actuar a tensión o compresión, por tal razón éste esfuerzo perpendicular se lo conoce como normal [21]. Como se puede observar en la Figura 10.

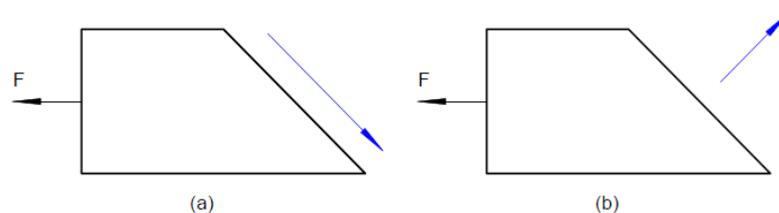


Figura 9. Esfuerzo cortante y esfuerzo normal [12]

1.6.4.2 Deformación

Es la variación de la forma y dimensiones que se presentan a partir de la aplicación de cargas a las que son sometidos los elementos de la estructura, Los materiales que soportan grandes deformaciones plásticas antes de su falla se clasifican como dúctiles [18].

En el diagrama esfuerzo-deformación Figura 11, presenta información necesaria para entender cómo se comporta el acero en una situación dada, no pueden desarrollarse métodos satisfactorios de diseño, a menos que se disponga de información completa del material que se usa y su comportamiento de acuerdo al diagrama, los materiales que fallan en tensión o valores relativamente bajas de deformación unitaria se conocen como materiales frágiles [22].

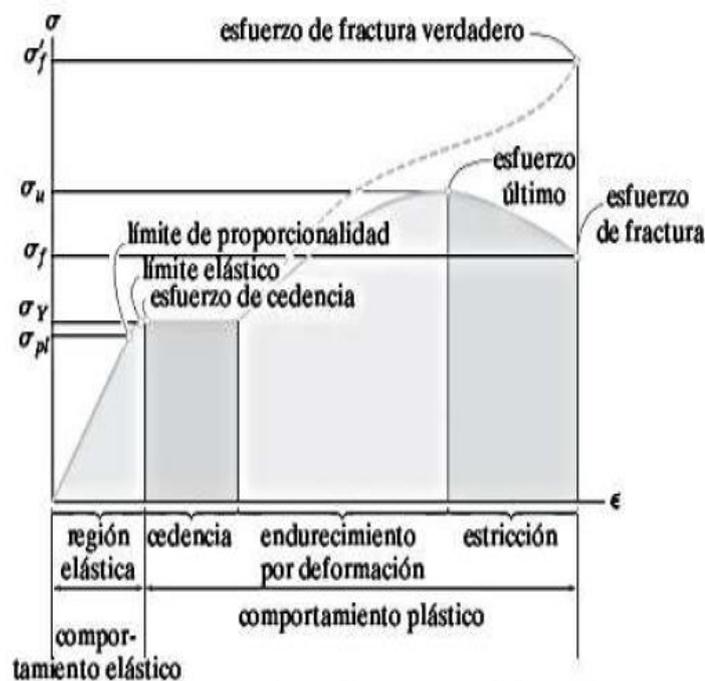


Figura 10. Diagrama esfuerzo – deformación [22]

Cuando se sobrepasa el límite de fluencia las deformaciones comienzan a ser mayores por lo que es necesario introducir factores de seguridad para prevenir fallas del elemento tanto de rotura como de deformación en exceso [22].

1.6.5 Clasificación de cargas

Generalmente se emplean determinados términos para describir las cargas aplicadas, por lo que, se debe conocer de ellas para proceder con los cálculos de la estructura de la prensa y así poder diferenciar las que actúen en la misma según Tabla 3.

Tabla 3
Tipos de cargas [23]

Tipo de carga	Descripción
Carga estática	Se aplica gradualmente y por lo cual se alcanza el equilibrio en un tiempo relativamente corto.
Carga permanente	Es constante durante un periodo de tiempo largo.
Carga de impacto	Aquella que es aplicada rápidamente, generalmente una carga que vibraciones y el equilibrio no se establece hasta que las vibraciones se eliminan.
Carga repetida	Repite una y otra vez una infinidad de veces como en el caso de cargas aplicadas a resortes.
Carga concentrada	Es aplicada en un solo punto.
Carga distribuida	Se encuentra compartida a lo largo de la longitud o área determinada. La distribución puede o no ser uniforme.

Además, según Mott [23]. Existen:

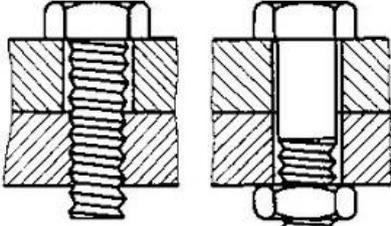
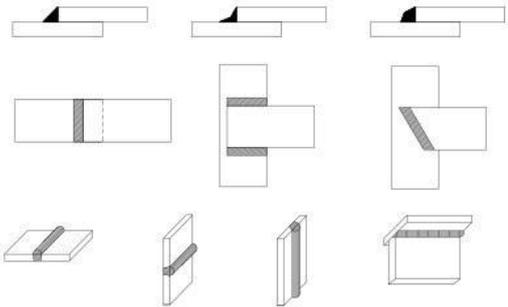
- Pandeo de columnas: Ocurre cuando un elemento largo, recto y esbelto se flexiona y patea de forma significativa antes de que falle cualquiera de los materiales.
- Cortante directo: Ocurre cuando se aplica una acción de corte, como cuando se utilizan tijeras comunes, tijeras de hojalatero o punzones.
- Esfuerzo de flexión: Ocurre cuando un miembro soporta una carga perpendicular a lo largo de su eje, mientras está apoyada de una manera estable, lo cual “flexiona” el miembro, ahora llamado “viga”.

1.6.6 Sujeción mecánica (Uniones en estructuras)

El método más común de sujeción mecánica es el uso de pernos, tuercas, pasadores, y otras variedades de sujetadores; estas operaciones también se conocen como ensamble mecánico. Estas uniones se pueden someter a esfuerzos cortantes y de tensión, y deben diseñarse para resistir estas fuerzas [19].

Otro método usado para unir dos piezas es la soldadura, en este caso la unión se realizará de tal manera que las dos piezas queden fijas en un solo lugar. La rapidez de operación la han convertido en una de las más utilizadas a nivel estructural, aunque no la más segura [21]. Ver Tabla 4.

Tabla 4
Tipos de uniones [21]

Uniones empernadas	Uniones soldadas
	
<p>Este tipo de sujeción es el más utilizado para aplicaciones en las que se necesite el desmontaje de las piezas ya sea para que su traslado sea más fácil de realizar o por motivos de acondicionamiento de otro tipo de herramientas en la misma máquina.</p>	<p>El diseño de soldadura dependerá del espesor del material y el tipo de unión que se va a realizar. Como en la operación de soldadura se emplea calor, se experimentan cambios metalúrgicos en el metal base, cerca de la soldadura.</p>

1.7 Sistema hidráulico

Para Serrano [8], los sistemas oleohidraulicos constan de varios componentes, los mismos que en una u otra posición pueden realizar una acción diferente en el sistema y están compuestos generalmente por:

- Fluido hidráulico
- Depósito.
- Bomba
- Válvulas de regulación
- Actuador
- Mangueras conectoras

1.7.1 Fluido hidráulico

El fluido hidráulico posee una serie de propiedades tales como: calentamiento, lubricación y en algunas ocasiones la corrosión de los componentes mecánicos, la captación y el desprendimiento de gases y el desvío de impurezas. Su papel es muy importante pudiendo afirmarse que gran parte de los problemas que los circuitos hidráulicos presentan, proceden del uso indebido del fluido hidráulico o del empleo de fluidos que contienen contaminantes [14].

Dentro de las propiedades de los fluidos hidráulicos uno de los más importantes es el de la viscosidad [13].

1.7.1.1 Viscosidad

Se define como la propiedad de un fluido que ofrece resistencia al movimiento relativo de sus moléculas. La pérdida de energía debida a la fricción en un fluido se debe a su viscosidad [23].

Entonces, la viscosidad indica la capacidad del líquido a fluir, existen aceites cuya capacidad para fluir es baja a temperatura ambiente, sin embargo aumentando la temperatura del líquido esta capacidad aumenta [13].

1.7.1.2 Índices de viscosidad

Una medida de qué tanto cambia la viscosidad de un fluido con la temperatura está dado por su índice de viscosidad [23].

Es por eso que cuando se especifique un alto índice de viscosidad el fluido no tendrá cambios significativos en su viscosidad cuando su temperatura varíe. En cambio, se especifique un bajo índice de viscosidad tendrá cambios significativos en su viscosidad cuando la temperatura haya variado [8].

Cuando los cambios de temperatura son muy altos en el sistema el fluido disminuirá su capacidad para trabajar provocando que el funcionamiento de la máquina no sea el óptimo, es por eso que se utilizan aditivos para mejorar la calidad del aceite, brindando así un mejor rendimiento de la máquina. Se deberá tomar en cuenta la cantidad de aditivo que se debe adicionar siguiendo las recomendaciones del fabricante para evitar cambios en la composición química del fluido principal [8].

1.7.2 Depósito

El depósito en un sistema hidráulico es un recipiente que almacena el fluido requerido por el sistema, se encarga además de disminuir la cantidad de calor que produzca el ciclo de funcionamiento del sistema y en este recipiente se elimina el aire que pudiera haber ingresado en el mismo [8].

Dependerá a cantidad de fluido que necesite el sistema para poder aprovechar el área del depósito. Se coloca dentro del recipiente separadores con el objetivo de separar el fluido de salida y retorno [13].

Un depósito puede tener accesorios como medidor de nivel, temperatura, y tapón para realizar la limpieza del depósito debido al sedimento que pueda llegar a acumular el depósito [8].

Se deben tomar en cuenta ciertos factores al momento de elegir las dimensiones y posición del depósito [8].

- Área disponible para el depósito.

- La distancia entre elementos del circuito hidráulico como por ejemplo el motor eléctrico que puede inferir en la regulación de calor interno del depósito debido a la producción de temperatura del motor.
- Se debe considerar un porcentaje del volumen para que pueda alojarse el sedimento.

1.7.3 Bomba

Las bombas son componentes utilizados para transformar la energía mecánica propia del elemento y transformar la energía a un fluido. Sirve para transportar agua desde un punto a otro de mayor altura [14].

Existen dos tipos de bombas.

- De desplazamiento no positivo
- De desplazamiento positivo.

1.7.3.1 Bombas de desplazamiento no positivo

Al no tener la suficiente fuerza el caudal suministrado por la bomba para así poder vencer la presión a la salida y prácticamente con estanqueidad nula entre los puntos de entrada y salida el fluido fuga interiormente de un orificio a otro y disminuye el caudal a medida que aumenta la presión [11].

1.7.3.2 Bombas de desplazamiento positivo

Son las que se encarga de transformar la energía mecánica en energía hidráulica [14].

Una bomba de desplazamiento positivo es aquella que suministra la misma cantidad de líquido en cada ciclo o revolución del elemento de bombeo, independientemente de la presión que encuentre el líquido a su salida [11].

Para, Carboneras Internacional [9], algunos tipos de bombas son:

- a. Bombas de engranajes externos
- b. Bombas de engranajes internos
- c. Bombas de paletas fijas
- d. Bombas de paletas compensadas

- e. Bombas de paletas no compensadas
- f. Bombas de pistones radiales
- g. Bombas de pistones axiales en ángulo
- h. Bombas de pistones axiales con placa oscilante
- i. Bombas de pistones oscilantes.

1.7.4 Válvulas distribuidoras

Válvulas distribuidoras son aquellas que abren y cierran el paso y dirigen el fluido en un sentido u otro a través de las distintas líneas de conexión, se puede clasificar por el número de pasos que tienen, el número de entradas y salidas que tienen y por el número de posiciones en que pueden actuar [6]. En la Figura 12 y Tabla 5, se pueden observar varios tipos de válvulas con sus descripciones.

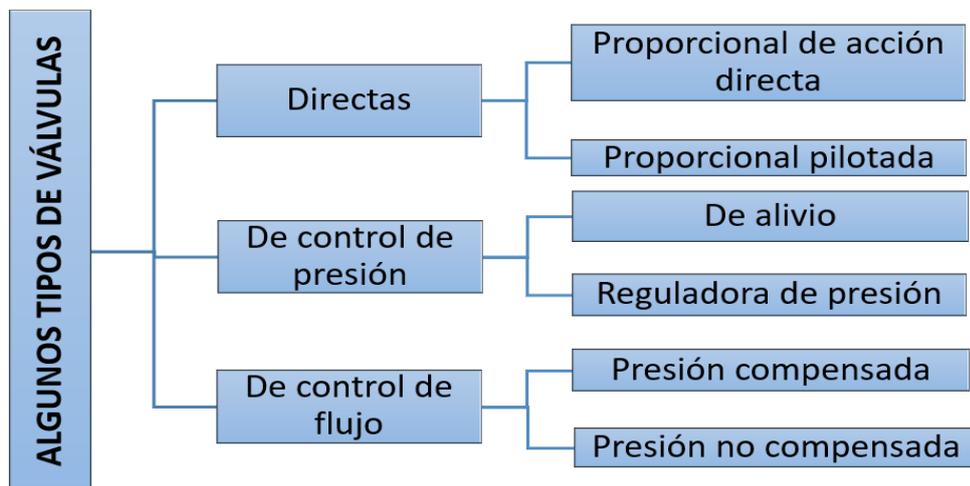
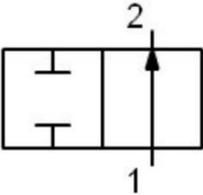
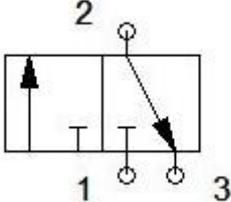
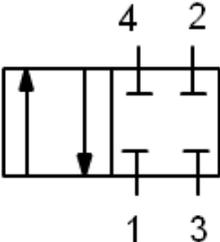
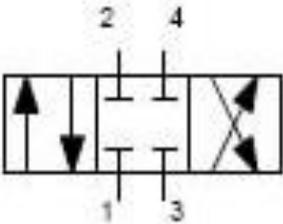


Figura 12. Varios tipos de válvulas [1]

Tabla 5
Tipos de válvulas [24]

1.7.5 Actuadores hidráulicos

Tipos de válvulas distribuidoras		
Tipo de válvula	funcionamiento	símbolo
Válvula 2/2	Permite el paso en un sentido del fluido y es muy usado en cilindros de simple efecto.	
Válvula 3/2	Permite el ingreso del fluido al pistón y retorno al tanque por una fuerza externa en el pistón, y es utilizada en elevadores hidráulicos.	
Válvula 4/2	Permite el ingreso y retorno del fluido permitiendo llegar a sus dos posiciones máximas de trabajo y es usada en pistones de maquinaria pesada.	
Válvula 4/3	Permite accionar, detener e invertir en cualquier punto el desplazamiento del émbolo o el giro de un motor hidráulico.	

Los actuadores hidráulicos, que son los más usuales y de mayor antigüedad en las instalaciones hidráulicas, pueden ser clasificados de acuerdo con la forma de operación, y aprovechan la energía de un circuito o instalación hidráulica de forma mecánica, generando movimientos lineales [14].

Los cilindros se clasifican en tres tipos: simple efecto, doble efecto y telescópicos. En la Figura 13, se observan varios tipos de cilindros.



Figura 11. Varios tipos de Cilindros

1.7.5.1 Cilindro hidráulico de simple efecto

En este tipo de cilindro, el fluido hidráulico actúa empujándolo en el sentido de salida del mismo, y el retorno lo realiza la gravedad en algunos casos y en otros tipos el retorno lo realiza un resorte como se muestra en la Figura 14, para este caso el retorno del cilindro no puede ser controlado [14].

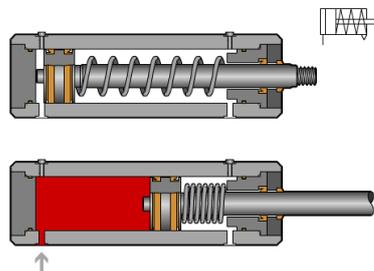


Figura 12. Cilindro de simple efecto [10]

1.7.5.2 Cilindro hidráulico de doble efecto

En este tipo de cilindro el fluido hidráulico actúa empujando el cilindro hacia afuera y consta de una toma de ingreso del fluido y otra toma para que el fluido actúe de tal forma que el cilindro retorne, otorgando así maniobrabilidad tanto a la salida como al retorno del cilindro [14]. Como se puede ver en la siguiente Figura 15.

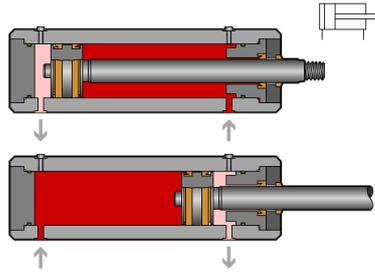


Figura 13. Cilindro de doble efecto [10]

1.7.5.3 Cilindros telescópicos

Para este tipo de actuadores se consta de varios cilindros de menor diámetro. El fluido actúa primero empujando el cilindro interno, luego continuando hasta finalizar con el de menor diámetro [8].

Es comúnmente utilizado en trabajos en donde se necesita un recorrido de carrera extenso, debido a que el diámetro del cilindro disminuye la superficie de contacto será pequeña [14].

1.8 Construcción

Según Budynas *et al.* [21], y autores, se realizará los siguientes pasos para la construcción y montaje adecuado de la máquina:

- a. Se procede a revisar los cálculos y diseño de la máquina, selección de los materiales para el respectivo trazo de dimensiones y cortes de acuerdo a los planos de construcción.
- b. Se realizan los trazos de las bases, columnas y vigas y se procede con el corte de los perfiles de la estructura usando una máquina herramienta para espesores pequeños.
- c. Para el caso de las placas de espesores mayores se realizará oxicorte.
- d. Todos los cortes realizados son pulidos mediante el uso de discos de lija. Este tipo de acabado superficial no es crítico para el funcionamiento de la máquina.
- e. En el caso de las placas base, soporte, columnas y vigas se realiza un mecanizado con la ayuda de una máquina herramienta fresadora para obtener un mejor acabado.

- f. Los agujeros para la sujeción mecánica de los elementos que fueron fabricados inicialmente por separado se realiza el trazado correspondiente para su posterior mecanizado y perforaciones según los planos.
- g. Se realizan también los agujeros para poder colocar las guías de las bases y los ejes que determinarán el alto de las placas base.
- h. Una vez realizadas estas actividades se procede a pre ensamblar la estructura con el objetivo de realizar el control dimensional en el proceso de fabricación.
- i. Revisadas las dimensiones del bastidor se continúa con la fabricación de la placa que servirá para la sujeción del cilindro.
- j. Se coloca la placa y el resto de elementos que conformarán la prensa.
- k. Fabricado el bastidor con la placa receptora del actuador se procede con la construcción del circuito hidráulico de acuerdo a los cálculos previamente realizados.
- l. Finalizada la etapa de fabricación del sistema hidráulico se colocan de tal manera que se pueda verificar la longitud de mangueras y cables que conformarán el sistema hidráulico y de potencia.

1.8 Montaje

- a. Ensamblaje de la base de la prensa.
- b. Ensamblaje de columnas.
- c. Soldadura en ejes transversales de columnas.
- d. Ensamblaje en vigas superiores de la prensa.
- e. Sujeción del cilindro en la parte superior de la prensa.
- f. Armado de placas de apoyo en el cilindro.
- g. Colocación de ejes según longitud de carrera del cilindro.
- h. Ubicación de bases de apoyo de la mesa principal.
- i. Realizar conexiones eléctricas e hidráulicas.
- j. Llenado de depósito
- k. Revisión de conexiones hidráulicas y eléctricas.
- l. Pruebas de encendido, de velocidad de salida del actuador, retorno y presión.

CAPÍTULO I

DISEÑO HIDRÁULICO

En este capítulo se detalla cada parte del sistema electrohidráulico desde sus componentes como son: mangueras, válvulas, manómetros, circuitos de control hidráulico y eléctrico de dicho sistema, se toman en cuenta las partes fundamentales del sistema y sus respectivos cálculos para garantizar el correcto funcionamiento de los equipos y de la prensa en sí; se designa también el aceite a utilizarse ya que este es el medio por el cual se transmitirá el movimiento del pistón de la prensa.

En las transmisiones oleohidraulicos, se utiliza el aceite como líquido para la transmisión de fuerza, ya que, se lo considera como un fluido ideal por las características que posee [8].

Hoy en día la oleohidráulica y la neumática son las dos técnicas más empleadas para la transmisión de energía, y en muchas de sus aplicaciones se combinan con controles electrónicos para proporcionar movimientos precisos y controlados [6].

2.1 Funcionamiento

Para Serrano [8], un sistema oleohidraulico debe estar compuesto de los siguientes componentes:

- Motor
- Bomba
- Tuberías
- Válvula distribuidora
- Pistón
- Tubería de retorno
- Deposito.

El esquema básico se puede observar en la Figura 16.

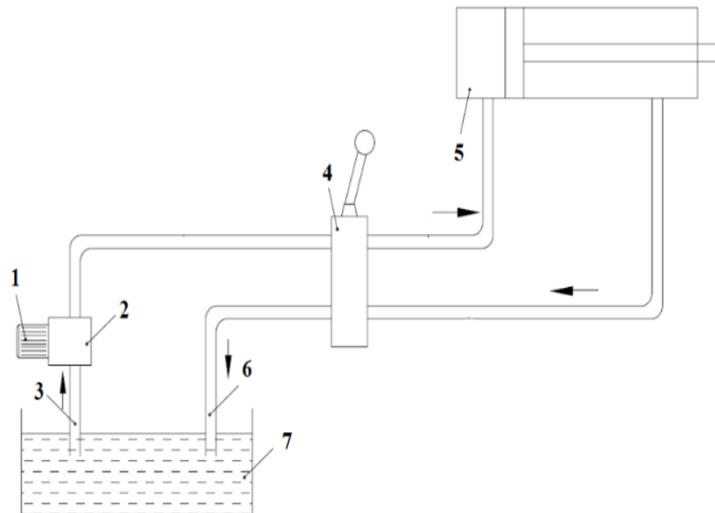


Figura 16. Esquema básico de un sistema oleohidráulico [8]

2.2 Selección del cilindro hidráulico

En base al principio de pascal a continuación se determinará los parámetros de selección del cilindro hidráulico.

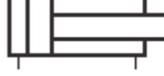
El movimiento rectilíneo de avance y retroceso que se le dé al circuito dependiendo de la aplicación, se desarrolla mediante el caudal y la presión que genera la bomba [8].

Para la selección del pistón hidráulico se debe tomar en cuenta los siguientes parámetros:

- Capacidad máxima a la que va a trabajar el pistón (Tonelaje)
- La carrera (desplazamiento del embolo)
- Funcionamiento del cilindro Hidráulico (Simple efecto o doble efecto).

Estas tres características son primordiales para la selección del cilindro hidráulico que se utilizará en la prensa. En la Tabla 6, se detallan los criterios para la selección del cilindro hidráulico con el que se va a trabajar.

Tabla 6
Criterio de selección del cilindro [25]

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

En base a la Tabla 6, se define trabajar con un cilindro de doble efecto, en la Figura 17, se pueden observar sus partes principales.

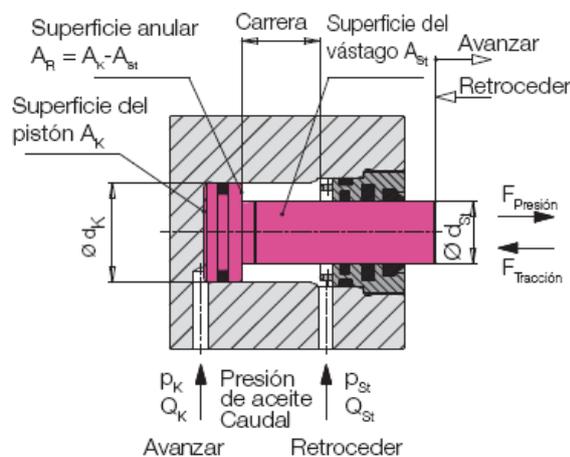


Figura 17. Partes del cilindro hidráulico de doble efecto [25]

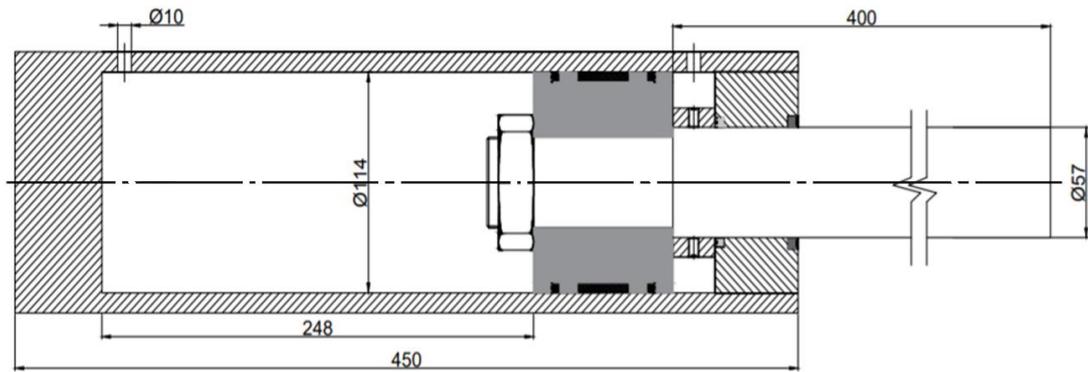


Figura 18. Pistón disponible (Autores, R. Criollo, D. Terán.)

Dentro de la Empresa Acepromet Cía. Ltda., se dispone de un pistón, Figura 18, el cual se utilizará para la prensa de 20 toneladas, a continuación, mediante los correspondientes cálculos se determinará si cumple o no con las características para el tonelaje indicado.

Los datos del pistón disponible son:

Carrera = 248 mm

\varnothing émbolo = 114mm

\varnothing vástago = 57mm

Capacidad a la que se va a trabajar = 20 toneladas = 20000Kg = 196 000N

$F = 196 \text{ KN}$

2.2.1 Cálculo del diámetro del émbolo

$$P = \frac{F}{A} \quad (1)$$

$$P = \frac{F}{\pi \cdot D^2 / 4}$$

Despejando “D” de la fórmula

$$D = \sqrt{\frac{4F}{0.9 \cdot \pi \cdot P}}$$

Donde:

$D =$ Diámetro del émbolo

$F =$ Fuerza requerida

$P =$ Presión de servicio

0.9 = Factor de rozamiento entre la camisa y el émbolo

Tabla 7
Presiones nominales [26]

PRESIONES NOMINALES EN CIRCUITOS HIDRÁULICOS (bar)									
25	40	63	100	160	200	250	315	400	500

Diámetro del émbolo:

$$D = \sqrt{\frac{4(196\,000)N}{0.9 \cdot \pi \cdot 25000\,000N/m^2}}$$

$$D = 105.3mm$$

En la Figura 19, se muestra la relación entre la presión de aceite, la fuerza del pistón y el diámetro del pistón.

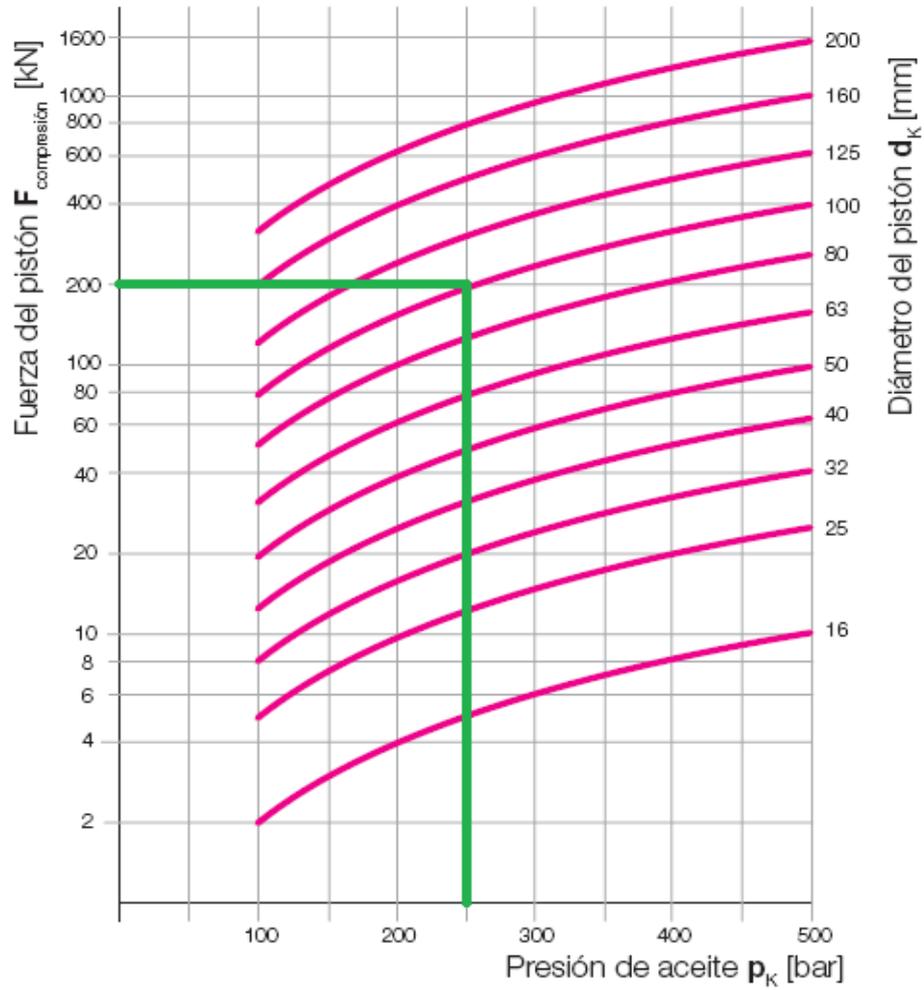


Figura 19. Diagrama de relación presión – fuerza – diámetro del émbolo [25]

2.2.2 Cálculo Fuerza a Tracción y Compresión del cilindro hidráulico

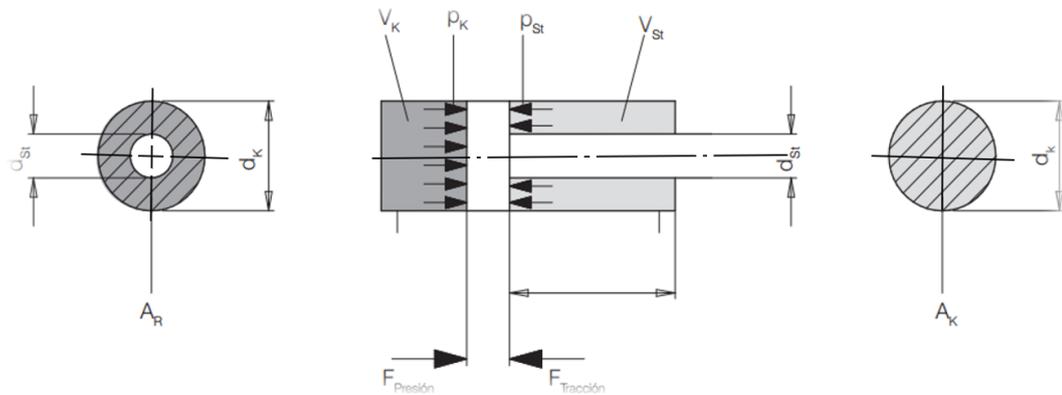


Figura 20. Fuerza de Tracción y Compresión en el cilindro [25]

2.3.2.1 Fuerza a compresión: cuando se alimenta el cilindro hidráulico con aceite a presión por el lado del pistón P_K .

Donde:

$$\text{Diámetro émbolo} = 114\text{mm}$$

$$\text{Diámetro vástago} = 57\text{mm}$$

$$F_{\text{compresión}} = P_K \cdot A_K \quad (3)$$

$$P_K = 250 \text{ bar} = 25000000 \text{ Pa}$$

$$A_K = \pi \cdot R_{\text{émbolo}}^2 \quad (4)$$

$$F_{\text{compresión}} = 2.5 \times 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$F_{\text{compresión}} = 2.5 \times 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0.010207 \text{m}^2$$

$$F_{\text{compresión}} = 255176.46 \text{N} = 255.2 \text{KN}$$

2.3.2.2 Fuerza a tracción: cuando se alimenta el cilindro hidráulico con aceite a presión por el lado del vástago P_{st}

Donde:

$$\text{Área de trabajo} = \text{área del émbolo} - \text{área del vástago}$$

$$F_{\text{Tracción}} = P_{st}(A_K - A_{st}) \quad (.5)$$

$$P_{st} = 250 \text{Bar} = 25000 \text{KN}/\text{m}^2$$

$$A_{st} = \pi \cdot R_{\text{vástago}}^2 \quad (.6)$$

$$F_{\text{tracción}} = 2.5 \times 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} (0.010207 - 0.00255) \text{m}^2$$

$$F_{\text{tracción}} = 191.425 \text{KN}$$

Para obtener cálculos exactos de la fuerza se tiene que tener en cuenta las pérdidas de fuerza o de presión existentes en el sistema hidráulico [25].

2.3 Cálculo del volumen de aceite para la carrera del pistón

Este Cálculo es necesario para posteriormente determinar el volumen del depósito. El volumen de aceite que se necesita para una carrera del pistón, tanto en compresión como a tracción, se calcula mediante la superficie efectiva del pistón A y la carrera del pistón necesaria [25].

2.3.1 Volumen del cilindro del pistón a compresión:

Dato:

$$Carrera = 248mm$$

$$V_k = A_k \cdot carrera \quad (7)$$

$$V_k = 102.07 \text{ cm}^2 \cdot 24.8 \text{ cm}$$

$$V_k = 2\,531.336 \text{ cm}^3$$

$$V_k = 2.53 \text{ L}$$

2.3.2 Volumen del cilindro del pistón a tracción:

$$V_{st} = A_{st} \cdot carrera \quad (.8)$$

$$V_{st} = A_{st} \cdot carrera$$

$$V_{st} = 76.57 \text{ cm}^2 \cdot 24.8 \text{ cm}$$

$$V_{st} = 1\,898.9 \text{ cm}^3$$

$$V_{st} = 1.89 \text{ L}$$

2.3.3 Tiempo de carrera del cilindro hidráulico:

Para establecer el tiempo de carrera del cilindro se necesitó determinar el caudal de la bomba, los valores se obtienen de la Tabla 8, en función del diámetro del émbolo y la velocidad a la que se requiere que se desplace el vástago.

Tabla 8

Velocidad de cilindros hidráulicos [26]

Velocidad de Cilindros Hidráulicos (pulgadas por minuto)									
Diámetro del pistón	1 GPM	2 GPM	3 GPM	5 GPM	8 GPM	12 GPM	20 GPM	30 GPM	40 GPM
1 1/8	233	466	700						
1 1/2	125	250	375	653					
1 3/4	95	190	286	480	767				
2	73	146	220	368	590				
2 1/4	58	116	174	290	464	686			
2 1/2	47	94	140	235	377	560			
3	32	64	97	163	262	388	653		
3 1/4	28	56	83	139	223	332	556		
3 1/2	24	48	72	120	192	288	480	720	
4	18	36	55	92	147	220	368	550	736
5	12	24	35	59	94	140	235	350	470
6	8	16	24	41	65	96	163	240	326
7	6	12	18	30	48	72	120	180	240
8	5	6	9	15	23	36	59	90	118
10	3	6	9	15	23	36	59	90	118

Las cifras en esta tabla son velocidades de pistón en pulgadas por minuto. Las áreas en blanco representan velocidades de pistón irreales.

Tiempo de carrera de avance

$$Ta = \frac{V_k}{Q} \tag{9}$$

Donde:

Ta = tiempo de avance (seg)

V_k = volúmen del pistón a compresión (L)

Q = Caudal (L/min)

$$Q = 2GPM = 7.57 \frac{L}{min} = 7570 \frac{cm^3}{min}$$

$$Ta = \frac{2.53}{7.57}$$

$$Ta = 0.2228 \text{ min} = 20 \text{ seg}$$

Tiempo de carrera de retroceso

$$T_r = \frac{V_{st}}{Q} \quad (10)$$

Donde:

$T_r =$ tiempo de avance (seg)

$V_{st} =$ volúmen del pistón a tracción (L)

$Q =$ Caudal (L/min)

$$T_r = \frac{1.89}{7.57}$$

$$T_r = 0.25 \text{min} = 15 \text{seg}$$

2.4 Cálculo de Velocidad del pistón

Con los datos de caudal y superficie se calcula:

2.4.1 Velocidad del pistón durante el avance

$$v_a = \frac{Q}{A_K} \quad (11)$$

Donde:

$v_a =$ Velocidad de avance (cm/seg)

$Q =$ Caudal (cm³/seg)

$A_K =$ Area efectiva del pistón (cm²)

$$v_a = \frac{126.16}{102.07}$$

$$v_a = 1.23 \frac{\text{cm}}{\text{seg}}$$

2.4.2 Velocidad del pistón durante el retroceso

$$v_e = \frac{Q}{A_{st}} \quad (12)$$

Donde:

v_e = velocidad (cm/seg)

Q = caudal (cm^3/seg)

A_{st} = Área anular del pistón (cm^2)

$$v_e = \frac{126.16}{76.57}$$

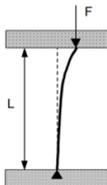
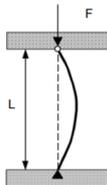
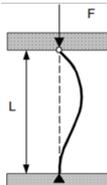
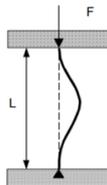
$$v_e = 1.64 \frac{cm}{seg}$$

2.5 Cálculo del diámetro del vástago

El diámetro y longitud del vástago dependerán de la consideración de compresión y pandeo, pero el pandeo también depende de la forma de fijación del cilindro al soporte [8]. En la Tabla 9, se muestran los valores del coeficiente K.

Para calcular el pandeo del vástago se empleará la expresión de Euler, que se refiere a la unión en sus extremos con apoyos articulados de columnas y soportes que permiten el giro libre y desplazamiento axial.

Tabla 9
Coeficiente K de pandeo según el tipo de sujeción [1]

Caso de carga según Euler	Un extremo libre, un extremo empotrado	Dos extremos articulados	Un extremo articulado y otro empotrado	Dos extremos empotrados
Representación gráfica.				
L_p	$L_p = 2.L$	$L_p = .L$	$L_p = \frac{L}{\sqrt{2}}$	$L_p = \frac{L}{2}$

Para Serrano [8], de forma general se puede considerar que puede existir pandeo en el vástago cuando se cumpla la siguiente relación:

$$\frac{L}{i} \geq 40$$

Donde:

$L =$ Longitud del vástago (cm)

$i =$ radio de giro de la sección en cm

La ecuación de Euler expresa lo siguiente:

$$Fp = \frac{\pi^2}{Lp^2} \quad (13)$$

$$Fp = F \times Fs \quad (14)$$

$$Lp = K \times L \quad (.15)$$

$$I = \frac{Lp^2 \times Fp}{\pi^2 \times E} \quad (16)$$

Donde:

$Fp =$ Fuerza de pandeo

$K =$ Coeficiente de pandeo.

$E =$ Módulo de elasticidad del material del vástago

$I =$ momento de Inercia para secciones transversales circulares

$d =$ Diámetro del eje

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64I}{\pi}}$$

Según Tabla 9, el coeficiente K de pandeo = 2

Longitud del vástago = 400 mm = 40 cm

Entonces:

$$Lp = 2L \quad (16)$$

$$Lp = 2 (400mm)$$

$$Lp = 800 \text{ mm} = 0.8 \text{ m}$$

$$Fp = \frac{\pi^2 EI}{L p^2}$$

$$I = \frac{Fp \cdot Lp^2}{\pi^2 E}$$

$$Fp = F \times Fs$$

Factor de seguridad $Fs = 3$

$$Fp = 196 \text{ KN} \times 3$$

$$Fp = 588 \text{ KN}$$

$$E = 210 \text{ GPa} = 210 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$I = \frac{(196000\text{N}) \times (0.8)^2 \text{m}^2}{\pi^2 \times 210 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} I = 6.05 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 I}{\pi}}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \times (6.05 \times 10^{-8})}{\pi}}$$

$$d = 0.033 \text{ m} = 33\text{mm}$$

$$d = 57\text{mm} \text{ (por disponibilidad)}$$

2.5.1 Cálculo de la pared del cilindro

El espesor de pared dependerá de la presión del fluido, este aumentara cuando el valor de la presión aumente y esto se considera para un mismo diámetro interno, la diferencia

entre un tubo de pared gruesa y delgada se puede establecer considerando la relaciones siguientes [8].

Cilindro pared delgada

$$e < 0.10 \times d$$

Cilindro pared gruesa

$$e \geq 0.10 \times d$$

Donde:

e: espesor de la pared

d: diámetro interior del cilindro

Para este cálculo se debe considerar si el tubo se considera de pared delgada o pared gruesa.

Datos:

Diámetro externo del cilindro = 132 mm

Diámetro interno del cilindro = 114 mm

Espesor de pared = 9 mm

Aplicando relación de espesor vs diámetro se obtiene que:

$$9 < 0.10 (114)$$

$$9 < 11.4$$

Por lo tanto, se considera como cilindro de pared delgada.

Por la experiencia, puede omitirse la tensión longitudinal y bastara con considerar solamente la tensión tangencial σ_t que será la que se igualara a la tensión admisible del material [8].

$$\sigma_t = \frac{P * d}{2 e} \leq \sigma_{adm} \quad (17)$$

Donde:

P = presión del cilindro (bar).

d = diámetro interno del cilindro (mm).

e = espesor de pared del cilindro (mm)

σ_{adm} = Esfuerzo admisible (psi)

En la Tabla 10, se puede observar los esfuerzos admisibles según el catálogo de DIPAC, para tubos sin costura de cedula 40 y 80, este valor se tomará como referencia para los cálculos.

Tabla 10
Propiedades Mecánicas Tubo cedula 80 y 40 [27]

Propiedades Mecánicas			
Resistencia Mecánica		Punto de Fluencia	
Kg/mm^2	Psi	Kg/mm^2	Psi
42.2	60000	24.6	35000

En este caso se utilizará el valor del punto de fluencia ya que el cilindro es un material dúctil [28].

$$\sigma_t = \frac{193.47 \text{ bar} * 114 \text{ mm}}{2 (9 \text{ mm})}$$

$$\sigma_t = 1\ 225.5 \text{ bar} \frac{101.325 \text{ KPa}}{1.01325 \text{ bar}} \frac{1 \text{ Psi}}{6.894757 \text{ KPa}}$$

$$\sigma_t = 17\ 774.37 \text{ Psi}$$

$$C_s = \frac{35000}{17\ 774.37}$$

$$C_s = 1.97$$

C_s : coeficiente de seguridad

2.6 Cálculo de tuberías

Cada cadena es tan robusta como tan fuerte sea su eslabón más débil. La consecuencia es que, la presión de servicio máxima de un sistema hidráulico depende del componente con la presión de servicio más baja admisible [25].

En los conductos suele existir una pérdida de carga al circular el líquido como consecuencia de cierta resistencia que pone la pared interna de la tubería y por el rozamiento que se da entre las partículas del fluido, para una conducción recta, dichas pérdidas dependerán de la rugosidad interior de la pared del tubo, de la longitud del mismo y de la velocidad del fluido [8].

Estas pérdidas dependen del comportamiento del fluido. Sea este laminar o turbulento. Aquellos fluidos con viscosidad alta y que se mueven con velocidades bajas tendrán números de Reynolds bajos y tenderán a comportarse en forma laminar [29].

Se puede determinar si un flujo es laminar o turbulento mediante la siguiente fórmula:

$$R_e = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu \cdot g} \quad (18)$$

Donde:

ρ = *Peso específico del líquido (Kg/dm³)*

V = *Velocidad media en el tramo correspondiente (m/s)*

d = *Diámetro interior de la tubería (mm)*

μ = *Viscosidad absoluta o dinámica del fluido (Kg · s/m²)*

g = *Aceleración de la gravedad (m/s)*

2.7 Pérdidas de carga en conducciones

Se debe procurar que las pérdidas en las tuberías se reduzcan al mínimo y estas pérdidas dependen de: rugosidad superficial interior de la tubería, velocidad de circulación, longitud, peso específico del aceite y sección de paso, teniendo en cuenta que ciertos valores vienen impuestos por el fabricante, lo que si se debe tratar de conseguir es que la longitud de la tubería sea lo más corta posible y que el flujo sea laminar y para ello basta con dimensionar el diámetro interno de la tubería [8].

2.8 Factor de fricción

Investigaciones diversas demuestran que, para tubos cilíndricos de pared lisa, la velocidad de transición de un régimen laminar a uno turbulento se alcanza para un valor característico de Reynolds $Re = 2.300$ [8].

Por lo que en las tuberías a ser empleadas no se debe pasar este valor.

Para flujo lamina

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (19)$$

2.9 Velocidades del fluido en el sistema hidráulico

En la transmisión de energía a los diferentes dispositivos del sistema hidráulico se puede apreciar la función que cumple cada una de las tuberías [8].

2.10 Tubería de aspiración

Van desde el interior del aceite en el depósito, donde se encuentra sumergida, hasta la entrada de la bomba, y deben de ser lo más cortas posibles para facilitar la aspiración del aceite y su diámetro deben ser bastante amplio para que sea lenta la velocidad del fluido y así no forzar la aspiración de la bomba [8].

2.11 Tubería de presión

Van desde la salida de impulsión de la bomba hasta el actuador, la velocidad debe ser la más rápida en todo el sistema y esta dependerá de la presión de trabajo en el circuito. Estas son las tuberías que son sometidas a la mayor presión en todo el sistema hidráulico [8].

2.12 Tubería de retorno

Son las tuberías por donde regresa el aceite hacia el depósito, en estas se encuentra la presión mínima y la velocidad debe ser más lenta que la de la tubería de presión [8].

Tuberías de presión y retorno realizan una doble función como su nombre lo indica, dependiendo del movimiento que realice el vástago.

2.13 Velocidades recomendadas del fluido

Los diámetros de las tuberías dependerán entonces de la función y velocidad del fluido según Tabla 11.

Tabla 11
Velocidades recomendadas [8]

VELOCIDADES RECOMENDADAS PARA EL FLUIDO HIDRÁULICO				
TUBERÍA DE ASPIRACIÓN		TUBERÍA DE PRESIÓN	TUBERIA DE RETORNO	
Viscosidad cinemática	Velocidad	Presión	Velocidad	Velocidad
$\frac{mm^2}{s}$	$\frac{m}{s}$	Bar	$\frac{m}{s}$	$\frac{m}{s}$
150	0.6	25	2.5 - 3	
100	0.75	50	3.5 - 4	1.7 - 4.5
50	1.2	100	4.5 - 5	
30	1.3	200	2 - 5	

2.14 Cálculo de tubería de presión:

$$Q = v_a \cdot A_p \quad (20)$$

$$Q = v_a \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}$$

Donde:

$Q =$ Caudal (cm^3/seg)

$v_a =$ Velocidad de avance (cm/s)

$A_p =$ Sección de la tubería de presión (cm^2)

$d_p =$ Diámetro de la tubería de presión (cm)

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 126}{300 \cdot \pi}}$$

$$d_p = 0.73 \text{ cm} = 7.3 \text{ mm}$$

2.15 Cálculo de tubería de retorno:

$$Q = v_r \cdot \frac{\pi \cdot d_r^2}{4} \quad (21)$$

Donde:

$Q = \text{Caudal (cm}^3/\text{seg)}$

$v_r = \text{Velocidad de retorno (cm/s)}$

$A_p = \text{Sección de la tubería de presión (cm}^2\text{)}$

$d_r = \text{Diámetro de la tubería de retorno (cm)}$

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}$$

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \cdot 126}{200 \cdot \pi}}$$

$$d_r = 0.89 \text{ cm} = 8.9 \text{ mm}$$

En base a los cálculos anteriores en la Tabla 12, se selecciona la tubería más adecuada para ambos casos.

Tabla 12

Manguera SAE 100R1 [30]

Código	Diámetro interno		Presión trabajo PSI	Radio curvatura mm
	Pulgadas	mm		
00142104	1/4 "	6.4	3250	100
00142106	3/8 "	9.5	2600	130
00142108	1/2 "	12.7	2325	180
00142112	3/4 "	19	1525	240
142116	1"	25	1275	300
00142120	1 1/4 "	31	900	420

2.16 Selección de la válvula distribuidora

Generalmente se les asigna la función de controlar el arranque, parada y sentido del movimiento de los vástagos del cilindro, en la mayoría de los casos, sin embargo, también cumplen la función de direccionar el fluido hacia los pilotajes de otras válvulas, hacia la descarga de los depósitos, hacia los manómetros [8]. La Figura 21, muestra un tipo de válvula distribuidora.

La variedad de válvulas existentes, facilitan la selección de la más adecuada según la aplicación que se le vaya a dar al circuito hidráulico, en la Figura 22, se muestra la válvula que se utilizará. La Tabla 12, muestra las especificaciones de la válvula que se utilizará.

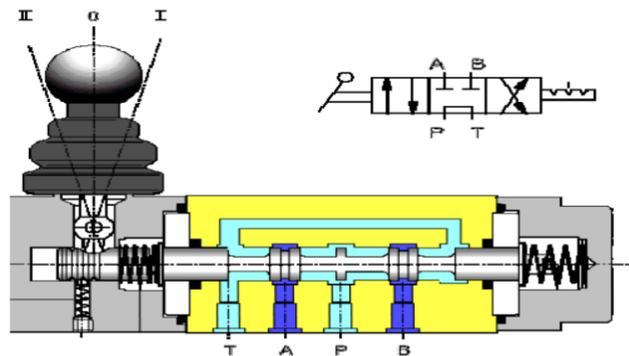


Figura 21. Esquema funcionamiento de válvula de 3 posiciones y 4 vías [1]



Figura 22. Válvula monoblock a utilizarse [31]

Tabla 13

Especificaciones de válvula MD20 [31]

Model	MD20
Maximun Flow	15 US gpm (56 l/min)
Recommended flow	12 US gpm (45 l/min)
Maximun Pressure	5000 PSI (350 bar)
Maximun Back Pressure	1160 PSI (80 bar)
Leakage @1500 PSI (100 bar)	0.06 in ³ /min (1cm ³ /min)
Weight MD20 -1	7.9 lbs (3.6kg)
Weight MD20 -2	11.2 lbs (5.1kg)
Weight MD20 -3	15.1 lbs (6.9kg)

2.16.1 Pérdidas de presión en la válvula

Para determinar las pérdidas de presión en la válvula se utiliza las curvas de perdida de carga en la válvula como se observa en la Figuras 23 y 24 respectivamente.

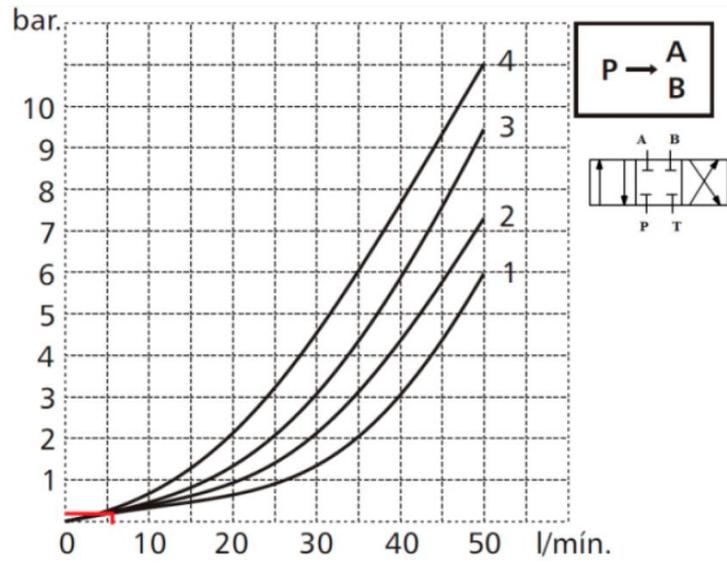


Figura 23. Curva de pérdida de presión de la válvula de P – AB = 0.3 bar [30]

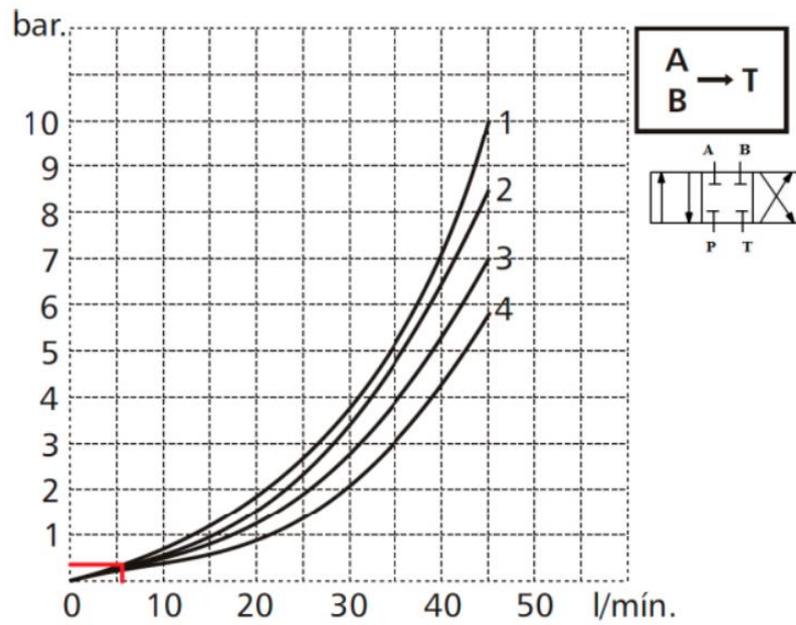


Figura 24. Curva de pérdida de presión de la válvula de AB – T = 0.4 bar [31]

La pérdida en la válvula en avance P-AB es 0.3 bar y la pérdida en retroceso AB-T es de 0.4 bar.

2.17 Cálculo de pérdidas de carga en las tuberías

Para realizar este cálculo es necesario conocer el aceite que se va a utilizar.

Según CONAUTO [32], la serie Rando HD está recomendada para la lubricación de bombas de sistemas hidráulicos equipados con bombas de paleta o de engranajes, en presiones hasta 5000 y/o rotaciones arriba de 1200 rpm.

Por disponibilidad del proveedor se utilizará el aceite Rando HD 68.

Para Serrano [8], las pérdidas de cargas en las conducciones se expresan por las caídas de presión que tienen lugar en los diferentes tramos, esta pérdida de carga en un determinado tramo se determina a través de la expresión:

$$\Delta p = \frac{50 * f * l * V^2}{d * g} \quad (22)$$

Donde:

Δp = Caída de presión (bar)

γ = Coeficiente de resistencia

l = Longitud del tramo de tubería (m)

V = Velocidad media del aceite (m/s)

d = Diámetro interior de la tubería (mm)

g = Gravedad (m/s^2)

2.17.1 Velocidad en tubería de presión y de retorno

La velocidad en la tubería de presión y de retorno es la misma, ya que, se trabaja con el mismo caudal y las mismas dimensiones de las mangueras.

$$Q = V_e \times A_t \quad (.23)$$

Donde:

Q = caudal (cm^3/seg)

V_e = velocidad en tubería de presión y retorno (cm/seg)

A_t = área interna de la tubería (cm^2)

$$126.16 = V_e \times A_t$$

$$A_t = \pi \times r^2$$

En la ecuación se utilizará el radio interno de la manguera según muestra la Tabla 12.

$$A_t = 0.709 \text{ cm}^2$$

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

$$V_e = 178 = 1.78 \left(\frac{m}{seg}\right)$$

Para el cálculo del factor de fricción es importante conocer el número de Reynolds el cual es la cantidad adimensional que determina si el fluido es laminar estable y turbulento [24].

$$R_e = \frac{V_e \times D_t}{\nu} \quad (.24)$$

Donde:

R_e = Número de Reynolds

V_e = Velocidad del fluido (m/seg)

D_t = Diámetro interno de la tubería (m)

ν = Viscosidad cinemática ($\frac{m^2}{seg}$) (Anexo)

$$R_e = \frac{1.78 \times 0.0096}{6.876 \times 10^{-5}}$$

$$R_e = 248.5$$

Para Serrano [8]. Como $R_e < 2000$

Por lo tanto, es laminar o estable.

$$\text{entonces } f = \frac{64}{Re}$$

$$f = \frac{64}{248.5}$$

$$f = 0.257$$

Aplicando ec. (2.20)

$$\Delta p = \frac{50 * 0.257 * 1 * 1.78^2}{9.6 * 9.8}$$

$$\Delta p = 0.43 \text{ bar}$$

Para tuberías de presión y retorno

2.18 Selección de la bomba

La bomba es el principal elemento en todo sistema hidráulico, ya que, esta es capaz de enviar el caudal y elevar la presión que proporcione la energía necesaria para mover los vástagos de los cilindros que han de realizar el trabajo necesario [8].

Los principales factores que se deben tomar en cuenta para su selección son:

- La presión que han de soportar
- El caudal que se ha de impulsar en las tuberías
- El ruido
- El rendimiento
- El coste

Las bombas de pistones son las que suministran mayor presión, alcanzan presiones de hasta 700 bar, y las de paletas, engranajes y tornillos son las que alcanzan presiones menores no siendo capaces de superar los 250 bar, siendo las de engranaje y las de tornillo suelen ser bombas de caudal constante y las más utilizadas son las bombas de engranajes por su reducido coste y a la gran gama de caudales capaces de suministrar [8].

Por lo que, se ha decidido trabajar con una bomba de engranajes.

Para la selección de la bomba de engranajes se necesita determinar la presión total que necesita el sistema.

Según ROEMHELD [25]. La relación de multiplicación es:

$$\phi = \frac{\text{Area circular}}{\text{Area anular}} \quad (25)$$

$$\phi = \frac{102.07}{76.57}$$

$$\phi = 1.33$$

La tabla 14, muestra la presión total necesaria considerando las pérdidas de los accesorios.

Tabla 14
Presión Total del sistema [24]

Presión necesaria del sistema		191.82 bar
Pérdida de la carga en la válvula P-A		0.3 bar
Pérdida de carga en el conducto entre la bomba y el cilindro		0.43 bar
Pérdida de carga por filtro	0.1 * 3	0.3 bar
Pérdida de carga en la válvula B-T	0.4 bar	
Pérdida de carga en el conducto entre el cilindro y el tanque	0.43 bar	
Presión necesaria del lado del émbolo para vencer las pérdidas de carga en el retorno	$\frac{0.4 + 0.43}{1.33}$	0.62 bar
Presión total necesaria		193.47 bar

Para la selección de la bomba se toma como dato la cilindrada la cual se obtiene utilizando la siguiente ecuación

Cilindrada:

$$C = \frac{Q}{rpm} \quad (26)$$

$$C = \frac{7.5708 \frac{l}{min}}{1500 rpm} = 5.047 \frac{cm^3}{rev}$$

La Tabla 15, indica la selección de la bomba según datos obtenidos en la ecuación 2.26.

Tabla 15
Bomba de engranes [33]

Type	Displacement	Flow		Pressure	Max Speed
		At 1500 rpm	At max rpm		
	Cm ³ /rev	l/min	l/min	P nom bar	n rpm
10A(C)1X176	1	1,40	3,26	250	3500
10A(C)1,25X176	1,25	1,74	4,07	250	3500
10A(C)1,6X176	1,6	2,23	5,21	250	3500
10A(C)2X176	2	2,82	6,58	250	3500
10A(C)2,5X176	2,5	3,53	8,23	250	3500
*10A(C)2,65X176	2,65	3,74	8,72	250	3500
10A(C)3,15X176	3,15	4,44	10,36	250	3500
10A(C)3,65X176	3,65	5,15	12,01	250	3500
10A(C)4,2X176	4,2	5,92	13,82	250	3500
*10A(C)4,7X176	4,7	6,63	15,46	250	3500
10A(C)5X176	5	7,05	14,10	250	3000
10A(C)5,7X176	5,7	8,12	16,25	200	3000
10A(C)6,1X176	6,1	8,69	14,49	200	2500
10A(C)7,4X176	7,4	10,55	17,58	180	2500
*10A(C)8X176	8	11,40	15,20	150	2000
10A(C)8,5X176	8,5	12,11	16,15	150	2000
10A(C)9,8X176	9,8	13,97	18,62	120	2000

2.19 Selección del motor eléctrico

Todas las bombas son rotatorias y accionadas por motores de cualquier tipo en la mayoría de los casos, pero preferentemente por los motores eléctricos donde la velocidad de giro más frecuente es la de 1500 rpm [8].

$$Pot_h = P * Q \quad (.27)$$

Donde:

Pot_h = Potencia hidráulica

P = Presión de trabajo

Q = Caudal requerido

$$Pot_h = 193.5 \text{ bar} * 7.05 \frac{l}{min}$$
$$Pot_h = 19\,350\,000 \frac{N}{m^2} * 7.05 \frac{l}{min} * \frac{1m^3}{1000\,l} * \frac{1\,min}{60\,seg}$$
$$Pot_h = 2\,273.65\,W$$
$$Pot = \frac{Pot_h}{\eta_{motor}} \quad (.28)$$

Donde:

Pot = Potencia requerida

η_{motor} = Eficiencia del motor

$$Pot = \frac{2\,273.625}{0.83}$$
$$Pot = 2\,739.3\,W * \frac{1\,HP}{745.6\,W}$$
$$Pot = 3\,HP$$

2.20 Cálculo del volumen del depósito

El depósito es el recipiente designado para almacenar el fluido necesario para el normal funcionamiento del sistema hidráulico, a la vez que realiza funciones tales como disipar el calor que se genera a través de sus paredes y separación de aire e impurezas que pueda contener el aceite [8]. Ver figura 25.

Para Roca [6], el depósito debe tener las siguientes características:

- Disponer del área suficiente para que el fluido caliente pueda, por convección, transferir su temperatura al ambiente.
- Almacenar el fluido suficiente para que la velocidad de circulación de este a su través sea tan baja que permita que los contaminantes de gran tamaño se sedimenten.
- Disponer de una cámara de aire para eliminar el mismo del fluido.
- Ofrecer el espacio necesario para la instalación de algunos de los elementos del sistema.

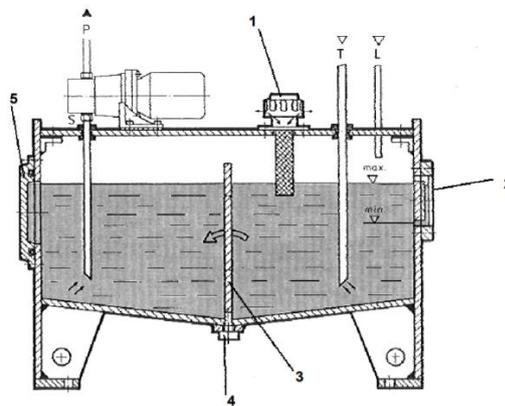


Figura 25. Esquema tanque hidráulico [1]

El tanque dispone de los siguientes elementos:

- Filtro de llenado y aireador
- Visor de nivel máximo y mínimo
- Placa separadora retorno-aspiración
- Tapón de vaciado
- Tapa para limpieza.

Para el dimensionamiento del tanque se suele adoptar la norma empírica que dice que el volumen de aquel ha de ser igual a 3 a 5 veces el volumen impulsado por la bomba en un minuto [1].

$$V = 4 * Q \quad (29)$$

$$V = 4 * 7.5708 \frac{l}{min}$$

$$V = 30.28 = 0.03028 m^3$$

Por lo tanto, el tanque tendrá las siguientes dimensiones:

$$V = a * b * h$$

$$V = 0.32m * 0.32m * 0.3m$$

$$V = 0.03072 m^3$$

CAPITULO III

CUERPO DE LA MÁQUINA (BASTIDOR)

3.1 Columnas

En el caso ideal, las columnas son rectas y relativamente largas y esbeltas.

Las propiedades importantes de la sección transversal son:

- El área de la sección transversal A .
- La inercia I de la sección con respecto al eje para que I sea menor.
- El valor mínimo del radio de giro de la sección, r .

Fórmula de radio de giro:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (30)$$

3.1.1 Perfiles usados para columnas

“La restricción en los extremos y su efecto en la capacidad de carga de una columna es en verdad un concepto muy importante. Las columnas con restricciones apreciables de rotación y desplazamiento pueden soportar cargas mucho mayores que aquellas con poca restricción de rotación de los extremos, como en el caso de los extremos articulados.” [20].

3.1.2 Longitud efectiva

La longitud efectiva se define como la distancia entre puntos de momento nulo en la columna, es decir, la distancia entre sus puntos de inflexión como se observa en la Figura 26.

$$Le = K.L \quad (31)$$

Donde:

$Le =$ longitud efectiva

$K =$ factor de longitud efectiva

$L =$ longitud de la columna

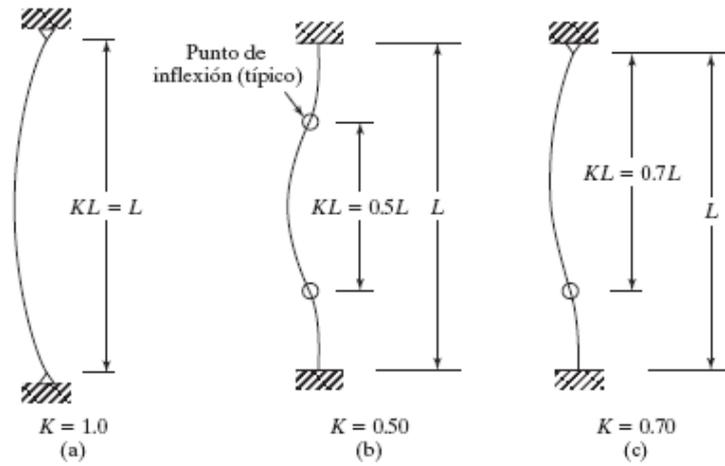


Figura 26. Longitudes efectivas (KL) de columnas en marcos arriostrados (ladeo impedido)

Además, se muestran en la Tabla 16, algunos valores aproximados de K.

Tabla 16

Valores aproximados del factor de longitud efectiva, K

	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna						
Valor K teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son aproximadas	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Símbolos para las condiciones de extremo		Rotación y traslación impedidas				
		Rotación libre y traslación impedida				
		Rotación impedida y traslación libre				
		Rotación y traslación libres				

3.1.3 Relación de esbeltez

La relación de esbeltez es el cociente de la longitud efectiva de la columna entre su radio de giro mínimo.

$$\text{Relación de esbeltez} = \frac{Le}{r_{\min}} = \frac{K \cdot L}{r_{\min}} \quad (32)$$

La relación de esbeltez se emplea para ayudar a seleccionar el método de análisis de columnas rectas y con carga central.

Además de la fórmula presentada se debe considerar la constante de columnas rectas con carga central para columnas largas y cortas.

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{S_y}} \quad (33)$$

Donde:

$C_c =$ Constante de columnas

$E =$ Módulo de elasticidad del material de la columna

$S_y =$ Resistencia de fluencia del material

El valor de la constante de columna, o relación de esbeltez de transición, depende de las propiedades del módulo de elasticidad y resistencia de fluencia del material.

En el análisis de una columna larga se emplea la fórmula de Euler.

$$P_{Cr} = \frac{\pi^2 \cdot EA \cdot r^2}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} = \frac{\pi^2 \cdot EA \cdot r^2}{(KL)^2} \quad (34)$$

Y de acuerdo a la definición de radio de giro r de la ecuación (3), se eleva al cuadrado la igualdad:

$$r^2 = \frac{I}{A}$$

Reemplazando r^2 en la ecuación se obtiene la fórmula de Euler alternativa.

$$P_{Cr} = \frac{\pi^2 \cdot EI}{(KL)^2}$$

Esta última ecuación es útil cuando el objetivo es especificar el tamaño y la forma de una sección transversal de columna para soportar cierta carga.

De esta ecuación se puede despejar y se obtiene una ecuación en función de la Inercia.

$$I = \frac{N \cdot P_{Cr}(KL)^2}{\pi^2 \cdot E} \quad (35)$$

3.1.4 Factor de diseño

Este concepto se aplica en forma distinta que en la mayor parte de los miembros sometidos a cargas. De acuerdo a las ecuaciones presentadas este factor se aplicará a la carga crítica.

“Para aplicaciones típicas en el diseño de máquinas, se emplea un factor de diseño de 3. Para columnas estacionarias con cargas y extremos empotrados bien conocidos se podrá emplear un factor menor, tal como 2. En algunas aplicaciones de construcción se emplea un factor de 1.92.” [18].

Entonces la carga admisible será:

$$P_a = \frac{P_{Cr}}{N} \quad (36)$$

La carga aplicada P debe ser menor que P_a

Donde:

P_{Cr} = Carga crítica de pandeo

P_a = Carga admisible

P = Carga real aplicada

N = Factor de diseño

La carga aplicada P debe ser menor que P_a

Diseño de columna.

Para las columnas se utiliza plancha ASTM A-36 con esfuerzo de fluencia de 250Mpa (36Ksi).

$$K = 2 \quad \text{factor de pandeo (ver tabla 3.1)}$$

$$KL = 2 \cdot 1475\text{mm} = 2950\text{mm}$$

$$P_a = \frac{P_{Cr}}{N}$$

$$N = 4$$

$$r_x = \frac{H}{\sqrt{12}}$$

$$r_x = \frac{90}{\sqrt{12}} = 25.98\text{mm}$$

$$r_y = \frac{B}{\sqrt{12}}$$

$$r_y = \frac{25.4}{\sqrt{12}} = 7.33\text{mm}$$

Usando la ecuación 3.3

$$\text{Relación de esbeltez} = \frac{2950\text{mm}}{7.33\text{mm}} = 402.45$$

$$S_y = 250 \times 10^6 \text{Pa}$$

$$E = 207 \times 10^9 \text{Pa}$$

De la ecuación 3.4 de constante de columnas

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot (207 \times 10^9)}{(250 \times 10^6)}} = 127.84$$

Si Relación de esbeltez > C_c → Columna larga

Si Relación de esbeltez < C_c → Columna corta

Entonces:

Como 212.28 < 127.24 → COLUMNA CORTA

Debido a que la columna es larga se usa la siguiente fórmula:

$$P_{Cr} = A S_y \left[1 - \frac{S_y \cdot \left(\frac{KL}{r}\right)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot E} \right] \quad (37)$$

$$P_{Cr} = (2.25 \times 10^{-3}) \cdot (250 \times 10^6 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2) \left[1 - \frac{(250 \times 10^6 \text{ Pa}) \left(\frac{5.35}{0.733}\right)^2}{4 \cdot \pi^2 (207 \times 10^9 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2)} \right]$$

$$P_{Cr} = 561\,937.5 \text{ N} \cong 561.938 \text{ kN}$$

$$P_a = \frac{P_{Cr}}{N}$$

$$P_a = \frac{561.938}{4} = 140.484 \text{ kN}$$

La carga aplicada total es de 200 kN distribuida para 4 columnas, entonces

$$140.484 \text{ kN} > 50 \text{ kN} \rightarrow \text{cumple}$$

Se obtiene este valor debido a que la estructura fue diseñada para soportar 20 toneladas adicionales en caso de ser necesario según requerimiento de la empresa.

3.2 Diseño de la viga

Una viga es un elemento que soporta cargas transversales a su eje. Esas cargas producen momentos de flexión en la viga, las cuales a su vez causan el desarrollo de esfuerzos de flexión que son esfuerzos normales, de tensión o de compresión. El esfuerzo cortante máximo en una sección transversal de una viga está en la parte más alejada del eje neutro de la sección [18].

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (38)$$

Donde:

σ = Esfuerzo de flexión en la viga

M = Magnitud del momento de flexión en esa sección.

I = Momento de inercia del área transversal con respecto a su eje neutro.

c = Distancia del eje neutro a la fibra más alejada, en la sección transversal.

La magnitud del esfuerzo de flexión varía linealmente dentro del área transversal, desde el valor cero en el eje neutro, hasta el esfuerzo de tensión máximo en un lado del eje neutro, y hasta el esfuerzo de compresión máximo en el lado contrario.

La fórmula de flexión está sujeta a las siguientes condiciones:

- a. La viga debe estar en flexión pura. El esfuerzo cortante debe ser cero o despreciable. No se presentan cargas axiales.
- b. La viga no debe torcerse ni estar a una carga de torsión.
- c. El material de la viga debe obedecer la ley de Hooke.
- d. El módulo de elasticidad del material debe ser igual tanto a tensión como a compresión.
- e. La viga es recta inicialmente, y tiene una sección transversal constante.
- f. Cualquier sección transversal plano de la viga permanece plana durante la flexión.
- g. Ninguna parte de la forma de la viga falla por pandeo o arrugamiento local.

Para el caso de diseño, es conveniente definir el término módulo de sección S ,

$$S = \frac{I}{c} \quad (39)$$

Entonces, en la fórmula del esfuerzo de flexión en la viga se obtiene:

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad (40)$$

Ya que I y c son propiedades geométricas del área transversal de la viga, S también lo es, entonces, en el diseño, se acostumbra a definir un esfuerzo de diseño σ_d , y si se conoce el momento de flexión, despejando S [21].

$$S = \frac{M}{\sigma_d}$$

Con esto podemos determinar las dimensiones necesarias de la viga.

3.2.1 Cálculo de las vigas

Para el diseño de vigas se toman la carga efectuada por el cilindro (200 kN) distribuidas en las dos vigas que soportan las piezas, y las reacciones producidas en los puntos donde se apoya la placa como se puede observar en la Figura 27.

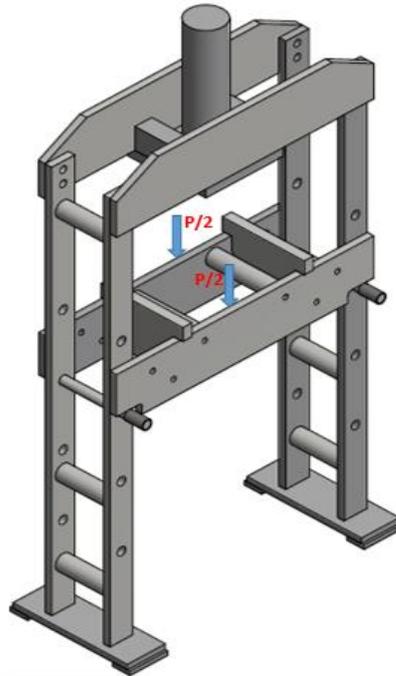


Figura 27. Distribución de cargas puntuales

Las fuerzas actuarán de manera distribuida, pero para efecto de cálculo se consideran cargas puntuales.

La placa se obtiene de una plancha de Acero A-36 cuyas dimensiones son 990x150x25.4mm. La ubicación de reacciones se observa en la figura 28.

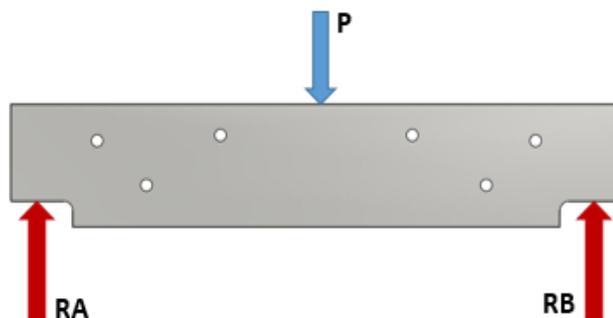


Figura 28. Reacciones en la viga

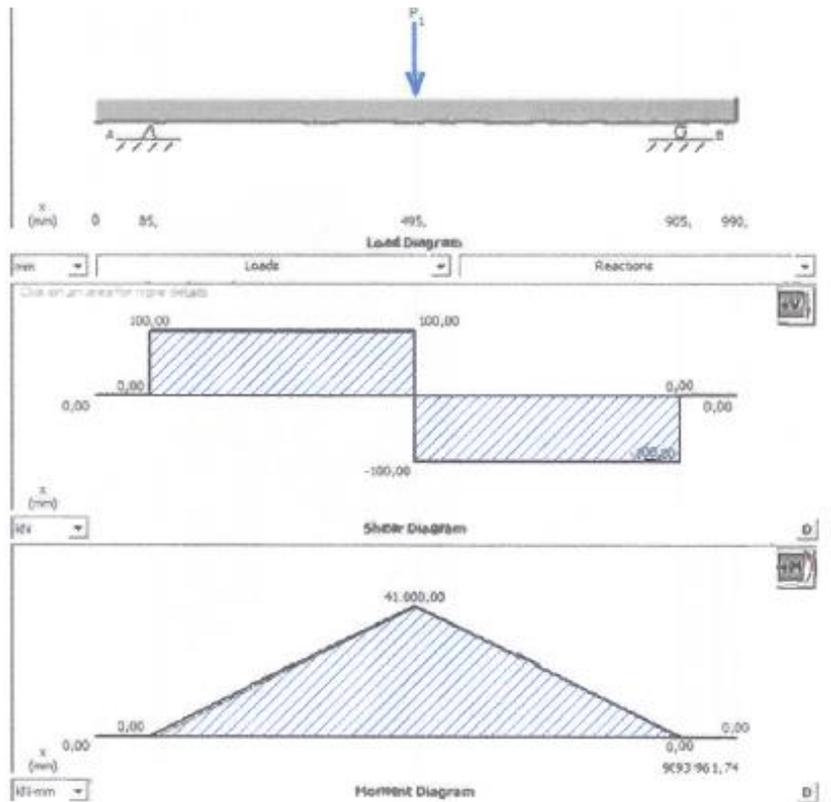


Figura 29. Muestra las reacciones de fuerza cortante al elemento

$$\sum F_y = 0$$

$$P - R_a - R_b = 0$$

$$R_a = R_b$$

$$200000\text{N} = 2R_a$$

$$100000\text{N} = R_a$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{PL}{8}$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{200000\text{N} \cdot 0,82\text{m}}{8}$$

$$M_{\text{máx}} = 20\,500\text{Nm}$$

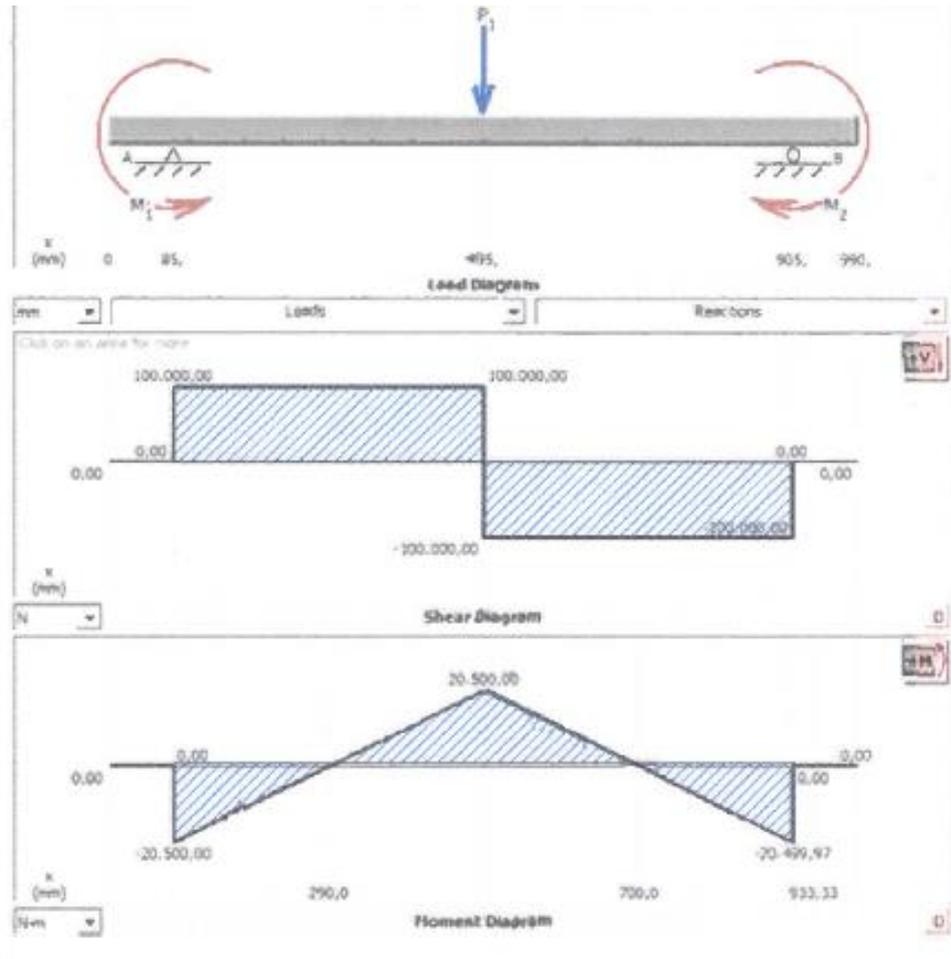


Figura 30. Diagrama de reacciones de momento flector

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

$$\sigma_d = \frac{250 \times 10^6 \text{ N/m}^2}{2}$$

$$\sigma_d = 125 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$S_x = \frac{M}{\sigma_d}$$

$$S_x = \frac{20500 \text{ Nm}}{125 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$S_x = 1.64 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$S_x = 164 \text{ cm}^3$$

Por deflexiones

$$I_x = \frac{BH^3}{12}$$

$$I_x = \frac{2.54 \cdot (15)^3}{12}$$

$$I_x = 245.805 \text{ cm}^4 = 7.143 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$\Delta_{max} = \frac{PL^3}{192 EI} \quad (41)$$

$$\Delta_{max} = \frac{100\,000 \text{ N} \cdot (0.99 \text{ m})^3}{192 \cdot (207 \times 10^9 \text{ N/m}^2) \cdot (7.143 \times 10^{-6} \text{ m}^4)}$$

$$\Delta_{max} = 3.417 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.342 \text{ mm}$$

3.3 Cálculo de la placa superior

En la Figura 31, se observa el perfil de la placa a utilizarse.

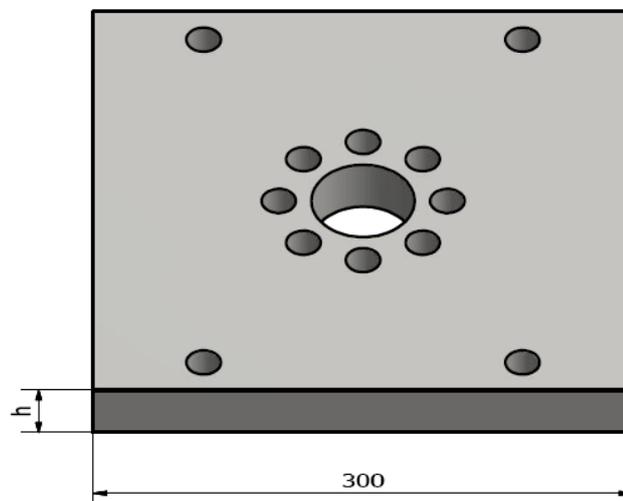


Figura 31. Diagrama de reacciones de momento flector

Se tomará la ecuación de inercia según el anexo 4 para comprobar el espesor necesario y que la placa superior tenga un funcionamiento óptimo.

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (42)$$

$$c = \frac{h}{2} \quad (43)$$

Y el momento máximo para la viga según anexo 5:

$$M = \frac{P \cdot l}{8} \quad (44)$$

Reemplazando los valores:

$$\sigma_d = \frac{12P \cdot l \cdot h}{16 \cdot b \cdot h^3} = \frac{s_y}{N}$$

Si $b = l$

$$\frac{3P \cdot l}{4 \cdot b \cdot h^2} = \frac{s_y}{N}$$

Despejando h

$$h = \sqrt{\frac{3P \cdot N}{4 \cdot S_y}}$$

$$h = \sqrt{\frac{3(200000N) \cdot 2}{4 \cdot 250 \times 10^6 N/m^2}}$$

$$h = 0.03464 \text{ m}$$

Se utiliza un espesor de 33 mm para la placa la cual se dispone en la empresa. Adicional se colocarán dos soportes para compensar las 20 toneladas adicionales solicitadas por la empresa.

3.4 Cálculo de elementos de sujeción

Para fijar las diferentes piezas de la prensa se utilizará tornillos de tipo allen M12 grado 8.8 y como la fuerza actúa perpendicularmente estos pernos están sometidos a cargas axiales de tensión, para este caso con uno de los elementos roscados.

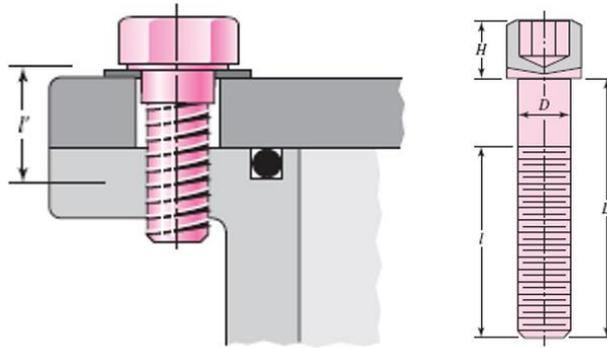


Figura 32. Pernos para tensión [21]

Como se explica en Shigley de la ecuación:

$$F_b = P_b + F_i = CP + F_i \quad (45)$$

El esfuerzo a tensión bajo la carga de servicio es:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{CP + F_i}{A_t} = C \frac{P}{A_t} + \sigma_i \quad (46)$$

La carga se dividirá según el número de pernos

$$P = \frac{P_{total}}{N} \quad (47)$$

Para el factor de seguridad de carga.

$$FS = \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{CP} \quad (48)$$

En donde:

$F_b =$ Carga resultante en el perno

$F_i =$ Precarga

$P =$ Carga externa de tensión

$C =$ Constante de rigidez de la unión

$\sigma_b =$ Esfuerzo a tensión

σ_i = Esfuerzo a precarga

A_t = Area de esfuerzo a tensión (tablas)

S_p = Resistencia de prueba del perno (tablas)

P_{total} = Carga total en la unión

N = Número de pernos

Para determinar esfuerzo y cargas se debe considerar:

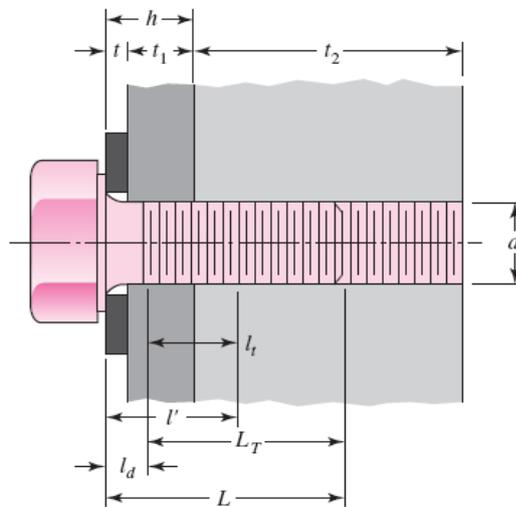


Figura 33. Longitudes del perno [21]

Longitud del perno

$$L > h + 1.5d \quad (49)$$

Donde:

L = Longitud del sujetador (tornillo – perno)

h = Longitud de agarre de placas sin roscado

d = Diámetro del perno seleccionado

Se necesitan 40mm para la unión de las placas y no se usará tuerca

$$L > h + 1.5d$$

$$55mm > 20mm + 1.5(20mm)$$

$$55mm > 50mm$$

Si tenemos:

$$LT = 2d + 6mm \quad (50)$$

Donde:

$LT =$ Longitud roscada

$d =$ Diámetro del perno

Se tiene una longitud roscada de 46 mm.

Para la longitud de la parte útil no roscada:

$$ld = L - LT$$

$$ld = 55mm - 46mm = 9mm$$

Para la longitud de la parte útil roscada:

$$lt = l - ld$$

$$lt = 35mm - 9m$$

$$lt = 26mm$$

Área del perno:

$$Ad = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

$$Ad = \pi \cdot \frac{20^2}{4}$$

$$Ad = 314.16mm^2$$

Con el diámetro 12mm del perno el área de esfuerzo por tensión se encuentra tabulada y es:

$$A_t = 272mm^2 \quad (\text{Anexo tabla})$$

Para el cálculo de rigidez efectiva:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (51)$$

Donde:

A_t = área de esfuerzo sometida a tensión

l_t = longitud de la parte roscada de agarre

A_d = área del diámetro mayor del sujetador

l_d = longitud de la parte sin rosca en agarre

Entonces reemplazamos:

$$k_b = \frac{(3 \times 10^{-4} \text{m}^2)(3 \times 10^{-4} \text{m}^2)(207 \times 10^9 \text{N/m}^2)}{(3 \times 10^{-4} \text{m}^2)(0.026 \text{m}) + (3 \times 10^{-4} \text{m}^2)(0.009 \text{m})}$$

$$k_b = 1.67 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Tomando la fórmula de la relación del resorte o rigidez de este tronco es:

$$k_m = \frac{0.5774 \pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 l + 0.5 d}{0.5774 l + 2.5 d} \right)} \quad (52)$$

$$k_m = \frac{0.5774 \pi (207 \times 10^9 \text{N/m}^2) 0.02 \text{m}}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774(0.035 \text{m}) + 0.5(0.02 \text{m})}{0.5774(0.035 \text{m}) + 2.5(0.02 \text{m})} \right)}$$

$$k_m = 4.9 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Con la ecuación referente a relación de esbeltez y rigidez tenemos la constante de rigidez:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (53)$$

$$C = \frac{1.67 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}}{1.67 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}} + 4.9 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}}$$

$$C = 2.54 \times 10^{-1}$$

Para conexiones no permanentes se utilizará la siguiente ecuación:

$$F_i = 0.75F_p \quad (54)$$

Donde F_p es la carga de prueba y se obtiene con la siguiente ecuación:

$$F_p = A_t S_p \quad (55)$$

$$S_p = 600 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \text{ (tablas)}$$

Reemplazando los datos se obtendrá:

$$F_i = 0.75(A_t S_p) = 0.75(3 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 600 \times 10^6 \text{ N/m}^2) = 122400 \text{ N}$$

Tomando como referencia la ecuación del esfuerzo a tensión bajo la carga:

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C(P/N)} \quad (56)$$

Se tendrá:

$$N = \frac{CnP}{S_p A_t - F_i}$$

Debido a que n se considera un factor de carga, sin embargo, se relaciona con la idea del factor de seguridad se tomará en cuenta que: $n > 1$ se toma el valor de 2

$$N = \frac{(2.54 \times 10^{-1})(2)(200000 \text{ N})}{(600 \times 10^6 \text{ N/m}^2)(3 \times 10^{-4} \text{ m}^2) - 12240 \text{ N}}$$

$$N = 3.73 \approx 4$$

3.5 Cálculo de soldaduras

Para el cálculo de soldaduras a tope o filete, en el caso de cargas de tensión o compresión se debe utilizar el esfuerzo promedio:

$$\tau = \frac{F}{hl} \quad (57)$$

Donde:

$F =$ Carga de tensión a la que se somete

$h =$ Garganta de la soldadura

$l =$ Longitud de soldadura

Para el tamaño del cordón se utilizará la Tabla 17.

Tabla 17
Tamaños mínimos de cordón [21]

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
$\leq 1/2$	3/16
$> 1/2 - 3/4$	1/4
$> 3/4 - 1 \ 1/2$	5/16
$> 1 \ 1/2 - 2 \ 1/4$	3/8
$> 2 \ 1/4 - 6$	1/2
> 6	5/8

El cordón de soldadura se dará por medio de la longitud del cordón y el tamaño de la garganta como se observa en la Figura 34.

$$h = 0.707 \cdot t \quad (58)$$

Para una soldadura sometida a flexión, experimentan diferentes tipos de fuerzas en combinación, una que actúa en cortante y otra en momento.

$$\tau' = \frac{v}{A} \quad (59)$$

τ' = Esfuerzo cortante primario

v = Fuerza cortante

A = Área total de la garganta de la soldadura tabulada en tablas

Se determinará el segundo momento del área unitaria I , tomando en cuenta el área de la garganta de soldadura.

$$I = 0.707 \cdot h \cdot I_u \quad (60)$$

I_u = Momento de inercia unitaria de acuerdo a la geometría de soldadura

h = Longitud de la garganta

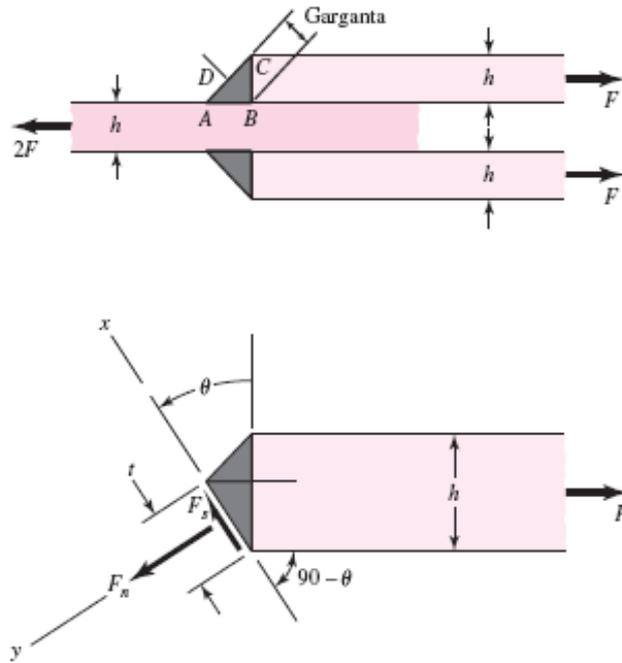


Figura 34. Determinación geométrica del tamaño de soldadura [21]

Con los resultados obtenidos en las ecuaciones 3.30 y 3.31 se puede determinar el esfuerzo nominal en la garganta.

$$\tau = \frac{Mc}{I} \quad (61)$$

M = Momento ejercido por una fuerza a una determinada distancia

I = Segundo momento de inercia

c = Dist. del eje neutro al extremo de la soldadura y se encuentra en tablas.

Debido a que la disposición de soldadura forma un triángulo de catetos iguales, para obtener el esfuerzo de la soldadura se tiene:

$$\tau_{total} = \sqrt{(\tau)^2 + (\tau')^2} \quad (62)$$

Soldadura en las bases

$$A = 1.414 \cdot hd \quad (63)$$

$$A = 1.414 \cdot hd$$

$$h = 4.2mm \quad d = 65mm$$

$$A = 1.414 \cdot (4.2 \cdot 65) = 386.002mm^2$$

$$\tau' = \frac{v}{A}$$

$$\tau' = \frac{125\,000\text{N}}{0.386022\text{m}^2}$$

$$\tau' = 323815\text{Pa}$$

$$\tau = \frac{Mc}{I}$$

$$c = 220\text{mm}$$

$$I_u = \frac{bd^2}{2}$$

$$I_u = \frac{0.065(0.44)^2}{2}$$

$$I_u = 6.292 \times 10^{-3} \text{m}^3$$

$$I = 0.707 \cdot (0.042\text{m}) \cdot (6.292 \times 10^{-3} \text{m}^3)$$

$$I = 1.868 \times 10^{-4} \text{m}^4$$

$$\tau = \frac{27500\text{Nm} \cdot 0.22\text{m}}{1.868 \cdot 10^{-4} \text{m}^4}$$

$$\tau = 32387580.3\text{Pa}$$

$$\tau = \sqrt{(323.815\text{KPa})^2 + (32387.58\text{KPa})^2}$$

$$\tau = 32389\text{KPa}$$

$$n = \frac{S \cdot S_y}{\tau}$$

$$n = \frac{0.577(393\text{MPa})}{147.216\text{MPa}}$$

$$n = 1.54$$

Factor de seguridad permisible para cortante

$$n_{\text{permisible}} = \frac{0.577}{0.4} \tag{64}$$

$$n_{\text{permisible}} = 1.44$$

Como $n_{\text{permisible}} < n(\text{calculado}) \therefore \text{ES CONSISTENTE}$

Soldadura en las bases de la columna

$$A = 1.414 \cdot hd \quad (65)$$

$$h = 4.2\text{mm} \quad d = 65\text{mm}$$

$$A = 1.414 \cdot (4.2 \cdot 65) = 386.002\text{mm}^2$$

$$\tau' = \frac{v}{A}$$

$$\tau' = \frac{125\,000\text{N}}{0.386022\text{m}^2}$$

$$\tau' = 323815\text{Pa}$$

$$\tau = \frac{Mc}{I}$$

$$c = 220\text{mm}$$

$$I_u = \frac{bd^2}{2}$$

$$I_u = \frac{0.065(0.44)^2}{2}$$

$$I_u = 6.292 \times 10^{-3}\text{m}^3$$

$$I = 0.707hl_u$$

$$I = 0.707 \cdot (0.042\text{m}) \cdot (6.292 \times 10^{-3}\text{m}^3)$$

$$I = 1.868 \times 10^{-4}\text{m}^4$$

$$\tau = \frac{Mc}{I}$$

$$\tau = \frac{27500\text{Nm} \cdot 0.22\text{m}}{1.868 \cdot 10^{-4}\text{m}^4}$$

$$\tau = 32387580.3\text{Pa}$$

$$\tau = \sqrt{(323.815\text{KPa})^2 + (32387.58\text{KPa})^2}$$

$$\tau = 32389\text{KPa}$$

$$n = \frac{S \cdot S_y}{\tau}$$

$$n = \frac{0.577(393MPa)}{147.216MPa}$$

$$n = 1.54$$

Factor de seguridad permisible para cortante

$$n_{permisible} = \frac{0.577}{0.4}$$

$$n_{permisible} = 1.44$$

Como $n_{permisible} < n(\text{calculado}) \therefore$ *ES CONSISTENTE*

$$\tau_{permisible} = 21ksi = 144.78MPa \text{ (tabla)}$$

$$\tau_{permisible} = 21ksi = 144.78MPa \text{ (tabla)}$$

Como $\tau < \tau_{permisible}$ cumple satisfactoriamente

3.6 Análisis y Simulación

Una vez realizados los cálculos individuales se realizará una simulación de elementos finitos del conjunto.

3.6.1 Fuerza aplicada a la estructura

Para el diseño de esta estructura se utilizará el material que se encuentra disponible en la biblioteca del software de análisis de elementos finitos, el cual ofrece un límite elástico de 250MPa los datos se encuentran especificados en la tabla 18.

Tabla 18

Datos para simulación (Autores: Criollo R., Terán D.)

Name		Steel A36
General	Mass Density	7,85 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0,3 ul
	Shear Modulus	80,7692 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,000012 ul/c
	Thermal Conductivity	56 W/(m K)
	Specific Heat	460 J/(kg c)
Part Name(s)		Prensa 20 toneladas

3.6.2 Estudio de tensión Von Mises

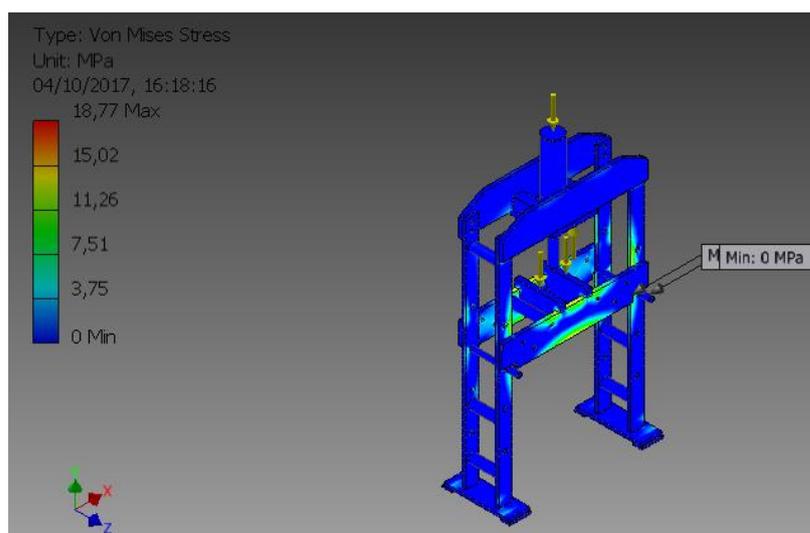


Figura 35. Esfuerzo de Von Mises

Se puede observar en la figura 35, que en el bastidor se aplicaron fuerzas puntuales, las cuales fueron distribuidas en los puntos en donde actúa el cilindro, es decir, en donde se realizan los trabajos de extracciones de pines, con lo que se puede obtener un rendimiento óptimo y puede soportar las cargas aplicadas.

Se obtiene un esfuerzo máximo de 18.77 MPa donde claramente la estructura resistirá debido a que el límite elástico del material es de 250 MPa.

3.6.3 Estudio de la deformación estructural

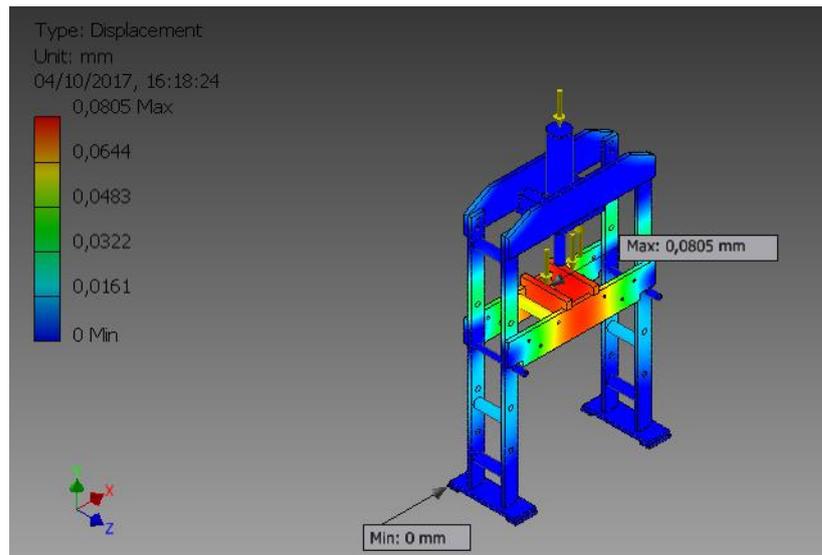


Figura 36. Deformación de la estructura

La figura 36, permite evaluar la deformación que puede ocurrir en condiciones extremas de carga (25 toneladas).

Como se puede observar existe un desplazamiento de 0.0805mm en toda la estructura cumpliendo con los requerimientos solicitados.

3.6.4 Factor de seguridad

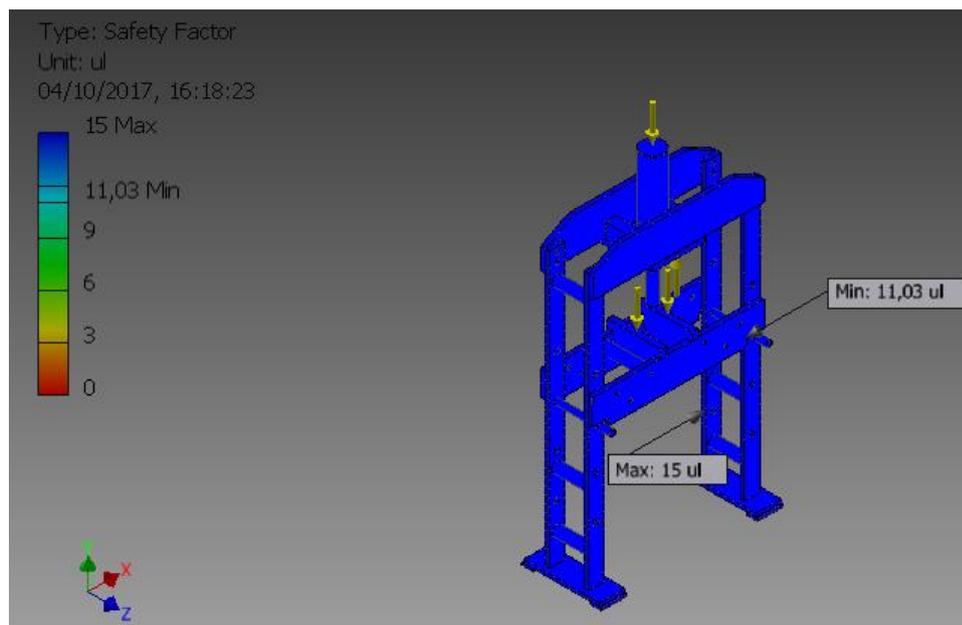


Figura 37. Factor de seguridad.

Cuando a la máquina se le presenta un trabajo continuo como en la simulación, cumple satisfactoriamente con los requisitos de seguridad.

Se puede observar en la Figura 37, que la estructura cumple con un valor de 15ul.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

4.1 Análisis de resultados

Una vez finalizado el proyecto se realiza un análisis con respecto a la eficacia en reducción de tiempos y desempeño en la empresa. Los resultados reflejan positivamente factores de tiempo, costo y por ende ahorro.

4.1.1 Rendimiento

El rendimiento del taller durante la operación manual de los diferentes elementos que ahí se extraen para continuar con la fase operativa de cada uno de los procesos se veía afectado tanto en esfuerzo físico como en tiempos. Con la implementación de la prensa electrohidráulica se logró aumentar la productividad del operario debido a la disminución de carga física excesiva y con ello una respectiva disminución de tiempos.

4.1.1.1 Extracción manual

En la planta de producción de la empresa durante el proceso de reparación de elementos de maquinaria pesada se realiza la actividad de extracción de elementos adicionales que se encuentran ensamblados en conjunto.

Actualmente durante el proceso de producción se extraen en un día 4 unidades de acuerdo a la necesidad, la operación la realiza un solo hombre en un turno de 8 horas. El método para la extracción es el mecánico con un leve calentamiento por soplete.

Para realizar el análisis de tiempos se utiliza un sistema de medición por cronometraje y se encuentran expresados en la tabla 19, La eficiencia inicial es del 60%.

Tabla 19

Tiempos de operación mecánica manual [17]

Actividad	Tiempo cronometrado (seg)
Preparación	120
Calentamiento de la pieza	180
Extracción de elemento	140
Enfriamiento	300
Total	740

4.1.1.2 Extracción con prensa electrohidráulica

Una vez que se haya implementado el uso de la máquina en el proceso productivo se estima obtener una disminución en los tiempos de un 65% a 70%.

Durante el proceso de pruebas de la máquina se tomaron tiempos para el mismo caso que el utilizado en el método mecánico.

Tabla 20

Tiempos de operación prensa electrohidráulica [17]

Actividad	Tiempo cronometrado (seg)
Preparación	120
Calentamiento de la pieza	0
Extracción de elemento	90
Enfriamiento	0
Total	210

4.2 Tiempos de producción

Para poder determinar una eficiencia se toma en cuenta una producción continua en una jornada de trabajo. Y se establecerá la eficiencia primero con el cálculo del tiempo normal.

$$T_n = T_c \cdot \frac{A_o}{A_n} \quad (66)$$

Donde:

$T_n =$ *Tiempo normal*

$T_c =$ *Tiempo cronometrado*

$A_o =$ *Productividad observada*

$A_n =$ *Actividad normal (siempre 100)*

$$T_n = 3.5min \cdot \frac{90}{100} = 3.15min$$

Realizando una regla de tres con los tiempos manuales vs tiempo utilizado una prensa se tiene una disminución de tiempos en un 71.61%.

4.2.1 Tiempo estándar

Ahora que se tiene un tiempo cronometrado se procede a obtener el tiempo estándar para la operación.

$$T_e = T_n(1 + k) \quad (67)$$

Donde:

$T_n =$ *Tiempo normal*

$k =$ *Suplementos por carga laboral (en porcentaje anexo)*

$$T_e = 3.15 \text{ min}(1 + 0.22)$$

$$T_e = 3.84min$$

Incluyendo el porcentaje de los suplementos el cual es el tiempo en el que el operario no produce (necesidades personales, fatiga, postura, fuerza) se tiene un tiempo normal mucho menor.

En una jornada de trabajo de 8 horas (480min), Se extraen 53 piezas según el tiempo estándar calculado. Tomando en cuenta 10 minutos de limpieza y 10 de engrasado en la jornada.

4.3 Eficiencia

$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{Cant. producida} \times \text{tiempo estándar}}{\text{horas nómina trabajadas}} \quad (68)$$

$$\text{Eficiencia} = \frac{53 \times 0.064}{7.8} = 4.34 \approx 434\%$$

El aumento de eficiencia es de un 324%.

4.4 Productividad

$$\text{Productividad} = \frac{\text{Cant. producida} \times \text{Tiempo estándar}}{\text{horas nómina trabajadas.}} \quad (69)$$

$$\text{Productividad} = \frac{53 \times 0.064}{8} = 0.424 \approx 424\%$$

Tomando en cuenta que por pieza se ahorran 3.43 minutos y se realizan 4 operaciones de extracción al día se obtendrá en un año un ahorro de tiempo de 79.45 horas.

Si el operario ganase el sueldo básico de \$375.00 la empresa percibirá un valor anual de \$1243.00 producto de la disminución de tiempos.

El número de horas efectivas trabajadas en la semana según la OIT en Ecuador de acuerdo a la actividad económica (industria manufacturera) es de 38.

4.5 Costos

Para el análisis de costos tomamos en cuenta todos los materiales utilizados para fabricación y montaje, así como también de la mano de obra [17].

4.5.1 Costos directos

Son todos aquellos que incurren directamente para la fabricación: materia prima, mano de obra, depreciación de equipos usados en la fabricación [17].

Tabla 21

Costo de materiales para estructura y montaje

Ítem	Detalle	Cantidad	Dimensiones (mm)	Material	Costo (USD)	Total (USD)
1	Placa soporte	2	440x146x20	ASTM A-36	\$ 10,96	\$ 21,92
2	Placa de apoyo	4	146x66x15	ASTM A-36	\$ 10,96	\$ 43,84
3	Columna	4	1600x88,9x25,4	ASTM A-36	\$ 8,90	\$ 35,60
4	Viga superior	2	990x190x25,4	ASTM A-36	\$ 6,50	\$ 13,00
5	Viga móvil	2	630x390	ASTM A-36	\$ 5,40	\$ 10,80
6	Eje pasador	2	660x390	ASTM A-36	\$ 12,50	\$ 25,00
7	Tubería de soporte columna	2	660x250	cedula 80	\$ 39,26	\$ 78,52
8	Tubería de soporte viga móvil	6	660x200	cedula 80	\$ 34,49	\$ 206,94
9	Placa superior	1	298x298x33	ASTM A-36	\$ 12,00	\$ 12,00
10	Soporte para piezas	2	SEGUN PLANOS	ASTM A-36	\$ 5,53	\$ 11,06
11	Soporte para placa superior	2	250X85X65	ASTM A-36	\$ 14,76	\$ 29,52
12	Tuercas	8			\$ 0,15	\$ 1,20
13	Pernos	8			\$ 0,30	\$ 2,40
14	Pernos	4			\$ 0,25	\$ 1,00
TOTAL						\$ 492,80

4.5.1.1 Costo de utilización de maquinaria

Dentro del costo por hora de utilización de maquinaria consta la depreciación del equipo que equivale al 10% del valor de la maquinaria en un año [17].

Tabla 22

Costos de utilización de maquinaria

Máquina / Herramienta	Costo / hora	Tiempo utilizado (horas)	Total
Fresadora	\$ 10,00	6	\$ 60,00
Suelda (GMAW)	\$ 12,00	6	\$ 72,00
Suelda (SMAW)	\$ 15,00	2	\$ 30,00
Torno	\$ 8,00	12	\$ 96,00
TOTAL			\$ 258,00

4.5.1.2 Costo de mano de obra

El costo de mano de obra comprende una masa salarial en la que consta el sueldo del colaborador, alimentación, transporte, aportación, entre otros [17].

Tabla 23
Costo de mano de obra

Máquina / Herramienta	Costo / hora	Tiempo utilizado (horas)	Total
Fresadora	\$ 5,00	6	\$ 30,00
Suelda (GMAW)	\$ 8,00	10	\$ 80,00
Suelda (SMAW)	\$ 10,00	5	\$ 50,00
Torno	\$ 4,00	12	\$ 48,00
Montaje	\$ 3,25	24	\$ 78,00
		TOTAL	\$ 286,00

4.5.1.3 Costo de materiales hidráulicos

Tabla 24
Costo de materiales hidráulicos

Ítem	Descripción	Cantidad	Especificación	Costo (USD)	Total (USD)
1	Cilindro	1	440x146x20	\$ 410,00	\$ 410,00
2	Central	1	T8-1,5HP,56MP- 3000PSI	\$ 1.590,00	\$ 1.590,00
3	Aceite hidráulico	5 (gl)	Aceite hidráulico	\$ 13,86	\$ 69,30
4	Adaptadores	2	6MP	\$ 1,70	\$ 3,40
5	Manguera	2	Alta presión	\$ 15,50	\$ 31,00
6	Válvula reguladora de caudal	2		\$ 65,00	\$ 130,00
7	Válvula de alivio	1		\$ 145,00	\$ 145,00
8	Adaptadores.	6		\$ 4,42	\$ 26,52
				TOTAL	\$ 2.405,22

4.5.1.4 Costo de materiales eléctricos

Tabla 25

Costo de materiales eléctricos

Ítem	Descripción	Cantidad	Especificación	Costo (USD)	Total (USD)
1	Cable	3	3x12 AWG	\$ 2,35	\$ 7,05
2	Cable	3	2x18 AWG	\$ 0,78	\$ 2,34
3	Cable	5	Flexible	\$ 0,65	\$ 3,25
4	Gabinete	1	30x30x20	\$ 15,00	\$ 15,00
5	Pulsador	2		\$ 2,45	\$ 4,90
6	Bornera	2		\$ 1,11	\$ 2,22
			TOTAL		\$ 34,76

4.5.1.5 Costo de acabados

Tabla 26

Costos de acabados

Descripción	Costo (USD)
Pintura máquina color verde martillo	\$ 60,00
TOTAL	\$ 60,00

4.5.1.6 Costo total

El costo total se refleja en la suma de todos los costos que se presentan en la tabla 27.

Tabla 27

Costo total Prensa electrohidráulica

Ítem	Descripción	Total (USD)
1	Estructura y montaje	\$ 474,80
2	Utilización de maquinaria	\$ 258,00
3	Mano de obra	\$ 196,00
4	Materiales hidráulicos	\$ 2.405,22
5	Materiales eléctricos	\$ 34,76
6	Acabados	\$ 60,00
	TOTAL	\$ 3.428,78

4.5.2 Análisis costo beneficio

El costo final de la máquina es de \$3.428,78 con un tiempo de empleo dentro del taller de 10 años, al finalizar este período se obtendrá un salvamento de \$300.

El valor del costo operativo y de mantenimiento es de \$50 al año y se estima que la prensa electrohidráulica promueva un aprovechamiento en el desempeño de los recursos de la empresa y reducción de tiempos en la ejecución de operaciones como extracción de pines, tendrá un ingreso de \$743.125 producto de la disminución de tiempos.

La tasa mínima atractiva de retorno es:

$$TIR = \frac{\text{Suma actual de inversión original}}{\text{inversión original}} \quad (70)$$

$$TIR = \frac{3428.78 + 743.125}{3428.743} \times 100\%$$

$$TIR = 78.32\%$$

$$\text{Flujo efectivo neto} = \text{entradas de efectivo} - \text{salida de efectivo} \quad (71)$$

$$\text{Flujo efectivo neto} = 623.25\$$$

Este flujo es el que se obtendrá anualmente por la producción que genera el uso de la prensa electrohidráulica.

El flujo del valor anual neto respecto a la prensa será:

$$VAN = -I \frac{R[1 - (1 + i)^{-n}]}{i} \quad (72)$$

Donde:

I = Inversión inicial

R = Flujo de caja constante

i = Costo de rentabilidad que se da al proyecto

n = número de períodos

$$VAN = -3428.743 \frac{623.205[1 - (1 + 743.25)^{-10}]}{743.25}$$

$$VAN = \$2874.95$$

El proyecto de prensa electrohidráulica tiene un VAN de \$2874.95 lo cual indica que el proyecto es rentable.

- Con el presente análisis se demuestra que la máquina obtiene anualmente una tasa interna de retorno del 78.32%, la cual genera una recuperación total de la inversión inicial a partir de 5.17 años.
- El valor anual neto dentro del primer año indica que después de una serie de egresos e ingresos con respecto al costo de mantenimiento y utilidad logramos obtener un costo positivo de margen de recuperación.
- El costo – beneficio demuestra que durante los cuatro primeros años no genera ganancias puesto que se implementa la inversión inicial, mientras que a partir del quinto año de trabajo genera ganancias de:
\$552.25 en el transcurso del quinto año
1215.70 para el sexto año

$$\% \text{costo} - \text{beneficio} = \frac{\text{Valor real neto}}{\text{Valor estimado de ganancia}} \quad (73)$$

$$\% \text{costo} - \text{beneficio} = \frac{552.25}{663.205} \times 100$$

$$\% \text{costo} - \text{beneficio} = 83.23\%$$

Mantenimiento General

Definiciones:

- Un día 8 horas de trabajo
- Una semana 40 horas de trabajo
- Un mes 180 horas de trabajo
- Un año 2000 horas de trabajo

Control de lubricación

- Se debe engrasar la máquina de acuerdo al uso.
- Comprobación periódica.

Diaria.

- Comprobar funcionamiento de sistemas de seguridad.
- Comprobar visualmente la correcta salida y retorno del émbolo

Mensual.

- Comprobar amperaje motor.

Anualmente

- Comprobar estabilidad
- Comprobar estado de mangueras
- Comprobar presión de trabajo
- Comprobar y limpiar cuadro eléctrico
- Asegurarse de que el aceite está en el mínimo de 70% de la capacidad total del depósito.
- Si el aceite se encuentra un poco turbio se deberá limpiar tuberías y filtros
- Controlar la temperatura del aceite entre -10 y 55°C para prevenir un mal funcionamiento de la bomba.
- Los accesorios no necesitan mantenimiento especial, pero si prestar atención en cuanto a limpieza.

CONCLUSIONES

- Para el diseño y construcción de la prensa electrohidráulica se elaboraron planos de taller y montaje con la finalidad de disminuir el tiempo de producción en un 26%.
- Con el diseño de la prensa el operario ahorra 10.45 minutos por pieza lo que significa un ahorro de \$743.125USD al año en mano de obra considerando que se generan únicamente 4 piezas por día, reduciendo a la vez el esfuerzo físico del operario y la carga laboral.
- Dentro de los 2.92 años se habrá recuperado la inversión y a partir de ese tiempo se generará una ganancia de \$1064.70 en el transcurso del cuarto año, valor que se mantendrá a lo largo de los años.
- La selección de elementos se realizó de acuerdo a la disposición de material en el taller optimizando en un 96% el presupuesto de material y mano de obra.
- Es una máquina que tiene un fácil mantenimiento. Se realiza una prueba de puesta en marcha y se comprueba que los resultados de diseño con los observados cumplen satisfactoriamente y se realizará la entrega del equipo en perfectas condiciones.

RECOMENDACIONES

- Controlar de manera continua el nivel de aceite antes de que inicie el funcionamiento del sistema hidráulico por primera vez.
- Se recomienda colocar un filtro de aceite con imán para retener la mayor cantidad de limallas posibles.
- Esta máquina puede adaptarse a cualquier otro tipo de cilindro en un rango de 20 a 40 toneladas.
- Para aumentar el tonelaje del cilindro se deberá tomar en cuenta los refuerzos que se han colocado en la estructura para ese fin
- La estructura está diseñada con un factor de seguridad de 2 por tal razón no se recomienda superar las 40 toneladas de presión.
- El diseño de la estructura permite trabajar con útiles para diferentes tipos de trabajos, es recomendable que para la fabricación de útiles se tome en cuenta el rango de capacidad de trabajo.

Bibliografía

- [1] J. Almandoz Berrondo, B. Mongelos Oquiñena y I. Pellejero Salaberria, «Makro Industrial,» septiembre 2007. [En línea]. Available: <https://makrodidactica.files.wordpress.com/2014/08/oleohidraulica.pdf>. [Último acceso: 23 junio 2018].
- [2] G. Bavarezco, «GABP Ingenieria,» [En línea]. Available: <https://gabpingeneria.weebly.com/uploads/2/0/1/6/20162823/prensas.pdf>. [Último acceso: 15 junio 2018].
- [3] V. Muñoz, «Prezi,» 08 junio 2014. [En línea]. Available: <https://prezi.com/4odjmeznacbz/fuerza-accion-capaz-de-modificar-el-estado-de-reposo-o/>. [Último acceso: 15 junio 2018].
- [4] Linea Prevencion, «Linea Prevencion,» [En línea]. Available: <http://www.lineaprevencion.com/ProjectMiniSites/IS42/html/cap-8/cap-8-3.html>. [Último acceso: 16 junio 2018].
- [5] F. Vargas y M. Saldarriaga, MAQUINAS ELECTRICAS ROTATIVAS, Lima: Megaprint Ediciones s.a., 1990.
- [6] F. Roca Ravell, «Diseño de circuitos,» de *Oleohidraulica Basica*, Mexico, D.F., ALFAOMEGA GRUPO EDITOR, S.A. de C.V., 1999.
- [7] «Tema2 ELASTICIDAD,» [En línea]. Available: <http://ocw.unican.es/enseñanzas-tecnicas/ciencia-y-tecnologia-de-los-materiales/materiales-de-clase-1/Tema2.pdf>. [Último acceso: 21 03 2017].
- [8] N. A. Serrano, «OLEOHIDRAULICA,» de *OLEOHIDRAULICA*, Madrid, McGRAW-HILL, 2002.
- [9] CARBONERAS INTERNACIONAL, «CARBONERAS,» FINISMEDIA, 2015. [En línea]. Available: <http://www.carboneras.biz/productos/prensas-mecanicas/neumaticas-hidroneumaticas-e-hidraulicas/>. [Último acceso: 30 MAYO 2017].

- [10] Art Systems, *Festo FluidSIM*, Paderborn, 2007.
- [11] M. Barraco Serra, *Oleohidráulica básica y Diseño de Circuitos*, Edicions UPC, 1998.
- [12] D. C. Giancoli, *Física para Ciencias e Ingeniería con física moderna*, México: Pearson Educación, 2009.
- [13] R. L. Mott, *Mecánica de fluidos aplicada*, Cuarta edición, México: Prentice Hall Hispanoamericana , 1996.
- [14] A. Creus Solé, *Neumática e Hidráulica*, España: Marcombo, S.A., 2007.
- [15] FEYSAMA, «www.feysama.es,» FEYSAMA, 2014. [En línea]. Available: <http://www.feysama.es/plegadoras-hidraulicas-de-chapa-economicas.php>. [Último acceso: 04 MAYO 2017].
- [16] G. B. «prensas PRENSAS,» [En línea]. Available: <file:///C:/Users/Usuario/Desktop/PLAN%20DE%20TESIS/prensas.pdf>. [Último acceso: 20 03 2017].
- [17] B. y. Tarquin, *Ingenieria Economica*, Texas: Printed in Colombia, 2000.
- [18] R. L. .. Mott, *Diseño de Elementos de Maquinas*, Pearson Educational, 2006, pp. 498 - 499.
- [19] S. Kalpakjian y S. R. Schmid, *Manufactura, ingeniería y Tecnología*, Quinta edición, México: Pearson Educación, 2008.
- [20] J. C. McCormac y S. F. Csernak, *Diseño de estructuras de acero*, Quinta edición, México: Alfaomega Grupo Editor, S.A. de C.V..
- [21] R. G. Budynas y K. J. Nisbett, *Diseño en Iongeniería Mecánica de Shigley*, octava edición., México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V., 2008.
- [22] R. C. Hibeler, *Mecánica de materiales*, México: PEARSON EDUCACION, 2011.

- [23] R. L. Mott, Resistencia de Materiales, México: Pearson Educación, 2009.
- [24] M. Galarraga y E. Rodriguez, Diseño y Construcción de una prensa hidráulica para conformado de chapa metálica de 5 toneladas con colchón neumático, Quito, 2015.
- [25] ROHEMHELD, «Cosas interesantes a conocer sobre cilindros hidráulicos».
- [26] F. Hydraulics, «Festo,» Festo Hydraulics, 2016. [En línea]. Available: <http://www.festo-didactic.com/int-en/learning-systems/equipment-sets/hydraulics/hydraulic-power-units/?fbid=aW50LmVuLjU1Ny4xNy4yMC41NTk>.
- [27] DIPAC, «DIPAC PRODUCTOS DE ACERO,» [En línea]. Available: <http://www.dipacmanta.com/tuberia-sin-costura/tc80/tubo-cedula-80>. [Último acceso: 30 junio 2018].
- [28] APUNTES CIENTÍFICOS, «CONCEPTOS DE COEFICIENTES DE SEGURIDAD, DE TENSIÓN ADMISIBLE,» 2012. [En línea]. Available: <http://apuntescientificos.org/coeficiente-seguridad.html>. [Último acceso: 30 junio 2018].
- [29] R. L. Mott, Mecánica de fluidos.
- [30] Central de mangueras S.A., «GUIA RAPIDA mangueras hidráulicas ISO 9001-2008,» [En línea]. Available: <https://centraldemangueras.com/catalogo/MANGUERAS-HIDRAULICAS.pdf>. [Último acceso: 22 junio 2018].
- [31] Fluid Power INTERNATIONAL, «Hydraulic Product Engineered to Meet Industries Most Demanding Applications,» [En línea]. Available: <http://intlfp.com/wp-content/uploads/2017/07/IFP-MD20-Manually-Operated-Monoblock-Valve-new.pdf>. [Último acceso: 20 junio 2018].
- [32] CONAUTO, «CONAUTO,» 15 marzo 2011. [En línea]. Available: http://www.conauto.com.ec/wp-content/uploads/2008/11/rando_hd_32-46-68.pdf. [Último acceso: 15 junio 2018].

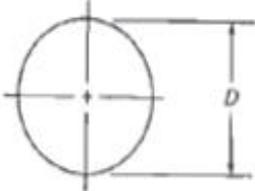
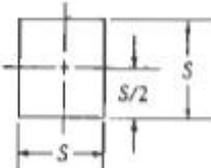
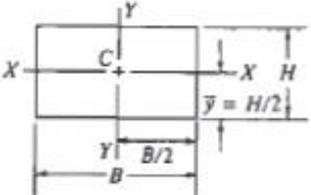
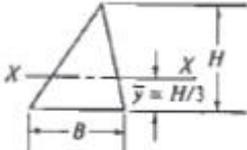
- [33] caproni, «HYDRAULIC COMPONENTS AND SYSTEMS MANUFACTURER,» [En línea]. Available: [http://www.caproni.bg/common/pdf/1330516687-en-10A\(C\)X176.pdf](http://www.caproni.bg/common/pdf/1330516687-en-10A(C)X176.pdf). [Último acceso: 23 junio 2018].
- [34] N. Larburu, Prontuario de Maquinas herramientas, Paraninfo, 2001, p. 518.
- [35] Renold, «Renold Chain Download,» [En línea]. Available: <http://www.renold.com/downloads/chain-brochures-and-downloads/>.
- [36] SKF, Catalogo General, 2015.
- [37] MASTER MACHINE MACHINE TOOL TRADERS, «MASTER MACHINE,» [En línea]. Available: http://www.master-machines.com/industrymc3_sp.htm. [Último acceso: 17 MAYO 2017].

ANEXOS

Anexo 1: Valores aproximados del factor de longitud efectiva K [18]

Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
						
Valor K teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son aproximadas	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Símbolos para las condiciones de extremo						
	Rotación y traslación impedidas Rotación libre y traslación impedida Rotación impedida y traslación libre Rotación y traslación libres					

Anexo 2: Propiedades de las áreas

a) Círculo		$A = \pi D^2/4 \quad r = D/4$ $I = \pi D^4/64 \quad J = \pi D^4/32$ $S = \pi D^3/32 \quad Z_p = \pi D^3/16$
b) Círculo hueco (tubo)		$A = \pi(D^2 - d^2)/4 \quad r = \sqrt{D^2 + d^2}/4$ $I = \pi(D^4 - d^4)/64 \quad J = \pi(D^4 - d^4)/32$ $S = \pi(D^4 - d^4)/32D \quad Z_p = \pi(D^4 - d^4)/16D$
c) Cuadrado		$A = S^2 \quad r = S/\sqrt{12}$ $I = S^4/12$ $S_x = S^3/6$
d) Rectángulo		$A = BH \quad r_x = H/\sqrt{12}$ $I_x = BH^3/12 \quad r_y = B/\sqrt{12}$ $S_x = BH^2/6$
e) Triángulo		$A = BH/2 \quad r = H/\sqrt{18}$ $I = BH^3/36$ $S = BH^2/24$

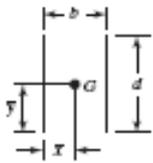
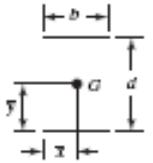
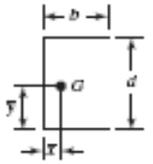
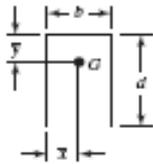
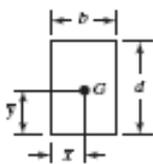
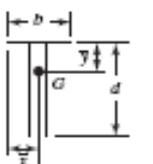
Elaborado por: Darío Terán y Rolando Criollo

Anexo 3: Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

*Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.226869p$, y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649519p$. La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

Anexo 4: Propiedades flexionantes de soldaduras de filete

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

Anexo 5: Selección del manómetro

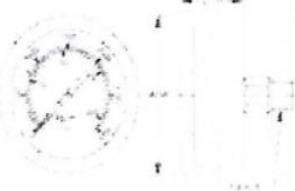


WOLVERINE
By Fisher Manufacturing

A C C E S S O R I E S

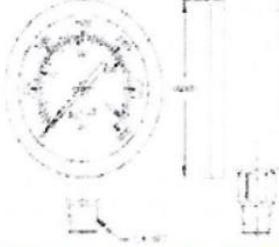
Pressure Gauges

2 ½" Round Face, stainless body, ¼ NPT (male brass fitting), dual scale (PSI & kg/cm²), center back mount

MODEL NO.	PSI
WLGC-600	0 - 600 PSI
WLGC-1000	0 - 1000 PSI
WLGC-2000	0 - 2000 PSI
WLGC-3000	0 - 3000 PSI

2 ½" Round Face, stainless body, ¼ NPT (male brass fitting), dual scale (PSI & kg/cm²), stem mount

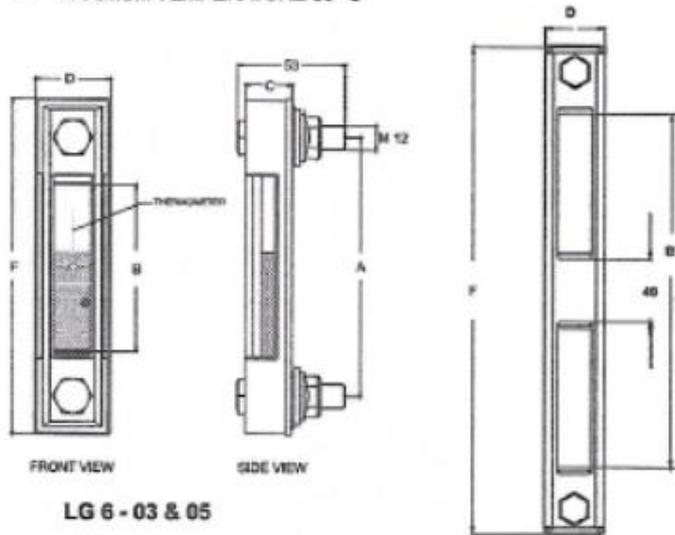
MODEL NO.	PSI
WLGS-600	0 - 600 PSI
WLGS-1000	0 - 1000 PSI
WLGS-2000	0 - 2000 PSI
WLGS-3000	0 - 3000 PSI
WLGS-5000	0 - 5000 PSI

Anexo 6: Selección de indicador de nivel

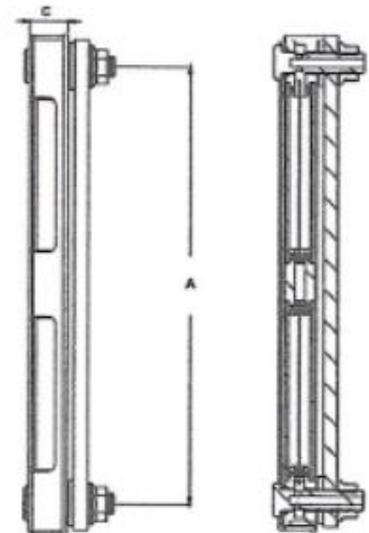
LEVEL GAUGE - LG 6



- 'O' RING TYPE CONSTRUCTION / STURDY DIE CAST COVER
- 3 SIZES 3", 5" & 10" BETWEEN BOLT CENTRES
- FOR NON PRESSURISED TANKS ONLY
- CAN BE MOUNTED ON TAPPED HOLES
- SUITABLE FOR MINERAL / PETROLEUM BASED OILS
- MAXIMUM TEMPERATURE 80° C



LG 6 - 03 & 05



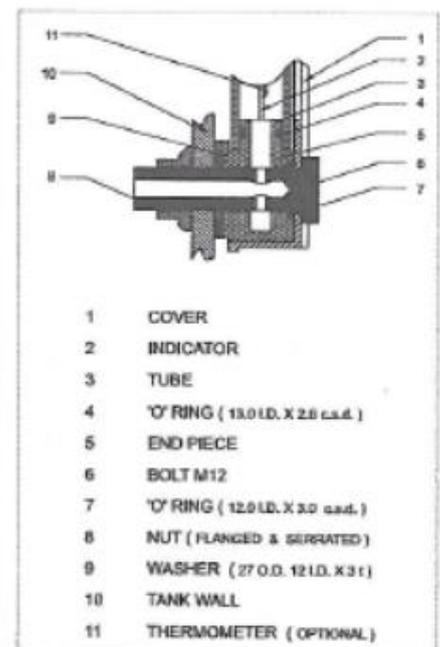
LG 6 - 10

MODEL	A	B	C	D	F	WT KGS
LG 6 - 03	76.2	32	23	35	111	0.23
LG 6 - 05	127.0	76	23	35	162	0.26
LG 6 - 10	254.0	200	23	35	289	0.36

MODEL CODE : ASSEMBLY

LG	- 03	T	- M 10	- X
SERIES	SIZE	FEATURE	FEATURE	FEATURE
	INCH	OPTIONAL #	SPECIAL #	OPTIONAL #
LG 6	03 - 3"		M12 - STD (M12 X 1.75 BOLT) Or #10N	
	05 - 5"	T - THERMOMETER (OMIT IF NOT REQD)	M10 - SPECIAL (M10 X 1.00 BOLT)	No Note (For Filling On Tapped Holes)
	10 - 10"		UNC - SPECIAL (1/2" - 13 UNC)	

NOTE : BOLT TORQUE TO BE LIMITED TO 3 FT LBS
OPTIONAL / SPECIAL FEATURE - OMIT IF NOT REQUIRED

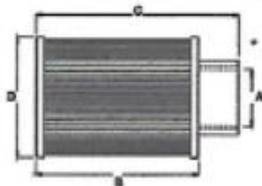
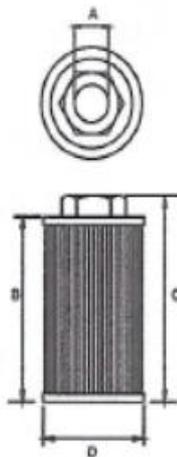


Anexo 7: Selección del filtro

SUCTION STRAINER - S C 2



- REUSABLE STAINLESS STEEL 100 MESH STANDARD
- STURDY ALL METAL STEEL CONSTRUCTION
- FILTRATION 149 MICRONS
- CONTINUOUS EPOXY BOND
- MAX. WORKING TEMP. 80° C.
- SUITABLE FOR HYDRAULIC / MINERAL OIL
- FLEXIBLE MAGNETIC WRAP AVAILABLE



MODEL NO	FLOW LPM	THREAD SIZE A	CODE	IT B	TOTAL IT C	CAP DIA D	SCREEN AREA (SQ. CMS)	WT KGS	MAGNET WRAP
SC 2 - 003	12	3/8	03	50	62	42	220	0.16	1
SC 2 - 005	20	1/2	04	64	78	66	400	0.24	1
SC 2 - 007	30	3/4	06	75	89	66	438	0.28	2
SC 2 - 010	40	1	08	122	137	66	710	0.33	2
SC 2 - 020	80	1-1/4	10	160	175	85	1045	0.45	2
SC 2 - 030	120	1-1/2	12	190	205	85	1460	0.50	2
SC 2 - 050	200	1-1/2	12	240	254	100	2195	0.60	2
SC 2 - 051	200	2	16	240	254	100	2195	0.70	2
SC 2 - 075	300	2-1/2	20	240	266	130	2580	0.95	3
SC 2 - 100	400	3	24	285	300	130	3225	1.15	3
SC 2 - 150	600	3	24	325	340	130	4650	1.60	3
*SC 2 - 200	800	4	32	220	285	200	6225	4.20	4
*SC 2 - 300	1200	4	32	306	381	200	8840	4.50	4
*SC 2 - 400	1600	4	32	387	462	200	11225	4.80	4
*SC 2 - 600	2400	4	32	540	615	200	15675	5.40	4

* AVAILABLE WITH NPT THREADS ONLY

MODEL CODE : ASSEMBLY

SERIES	SIZE	PORT THDS. SIZE	PORT THDS. CONNECTION	MICRONS, OPTIONAL #	FEATURE, SPECIAL 1	FEATURE, SPECIAL 2
SC 2	- 010	- **	- **	- **	- **	- **
		REFER TABLE OMIT IF STD	B-BSPP - STD N-NPT - OPTIONAL	149 - SS 100 MESH STD 125 - SS 120 MESH 100 - SS 150 MESH 074 - SS 200 MESH 063 - SS 250 MESH Also - 30 / 60 MESH	RB 3 - 3 PIG ByPass Optional	M - Magnet Wrap Optional

OMIT IF STANDARD

CONSULT FACTORY, FOR OPTIONAL / SPECIAL FEATURE

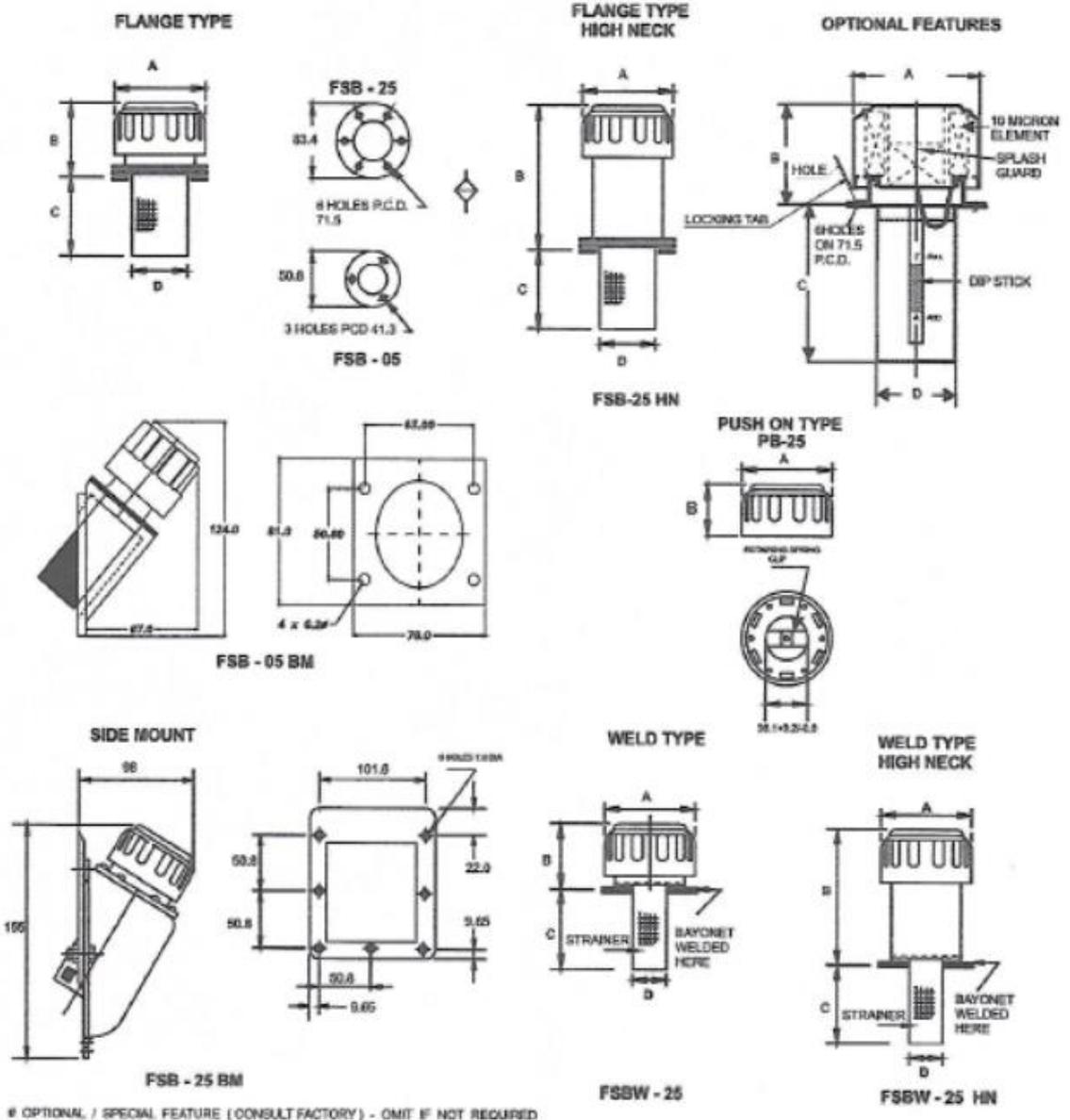
(Dimensions / Model Nos Revised W E F Oct 08)

Anexo 8: Selección del respirador

BREATHER - FSB / TB

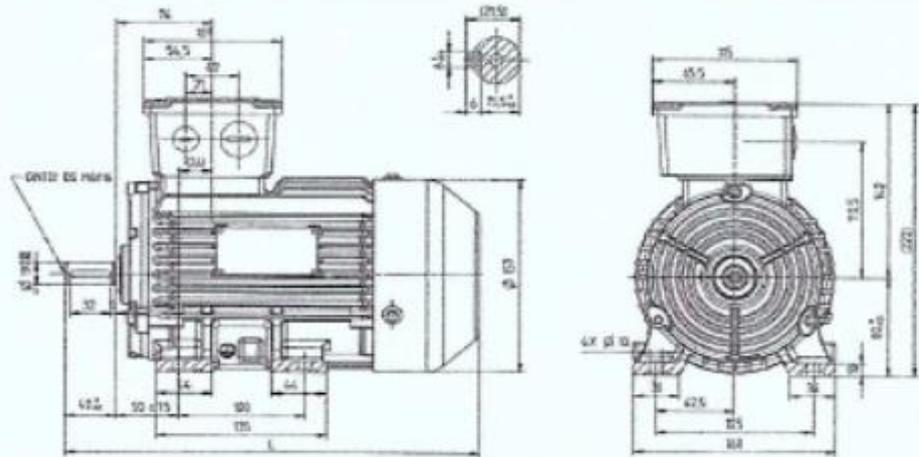


- ✦ CHROME PLATED STEEL CAP - VENTS UNDERNEATH
- ✦ ALTERNATELY CAP FINISH ZINC BLUE (ROHS) / POWDER COATED
- ✦ FILTRATION 40 MICRONS STANDARD / OPTIONAL 10 & 3 MICRONS
- ✦ AIR FLOWS TO 25 CFM (750 LPM)
- ✦ RUGGED CAST ALUMINIUM HOUSING (FOR BM MODEL)
- ✦ METAL STRAINER - STANDARD
- ✦ HARDWARE INCLUDES GASKETS & (10-32) SCREWS

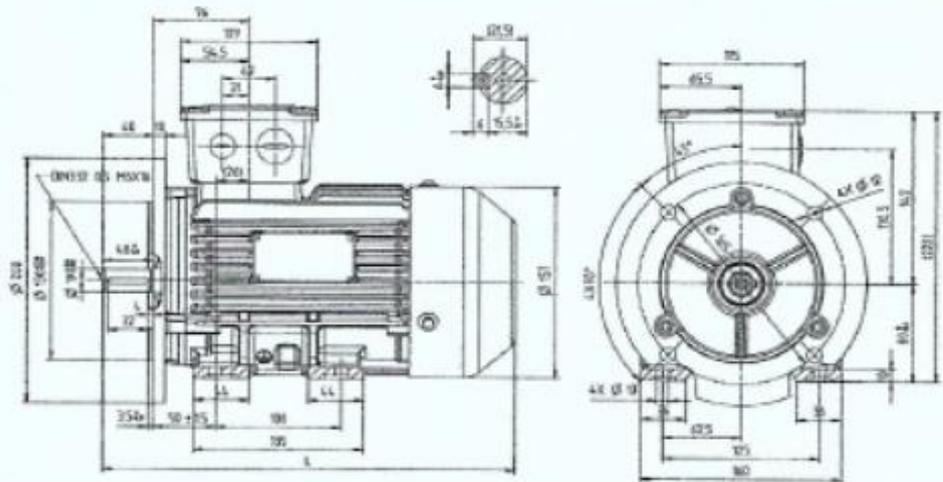


Anexo 9: Motor

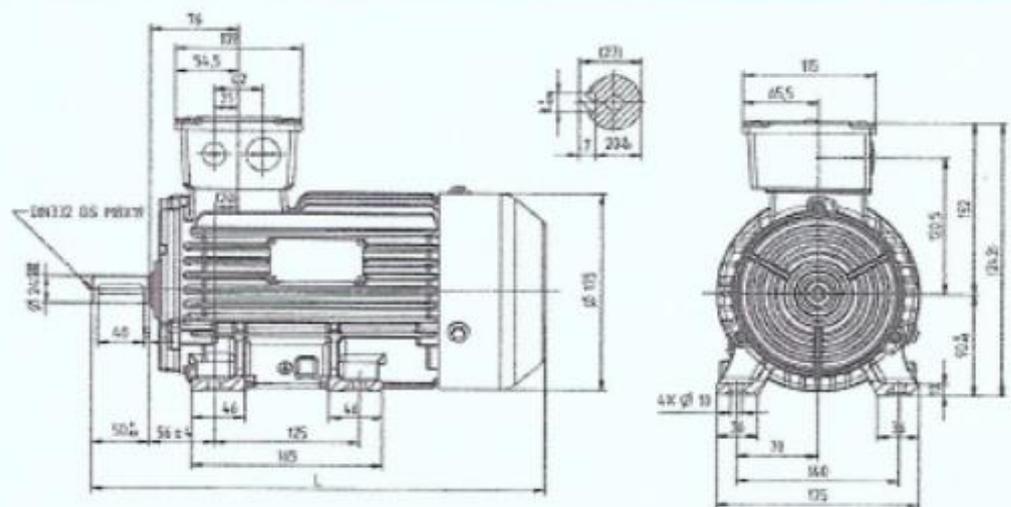
Tamaños constructivos 80 IMB3



Tamaños constructivos 80 IMB35



Tamaños constructivos 90 IMB3



Anexo 10: Selección de la bomba.

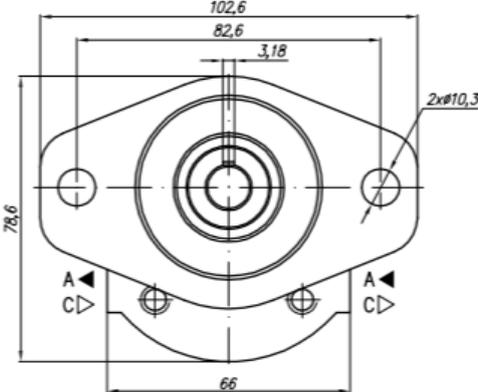
Pump type:
10A(C)...X176...

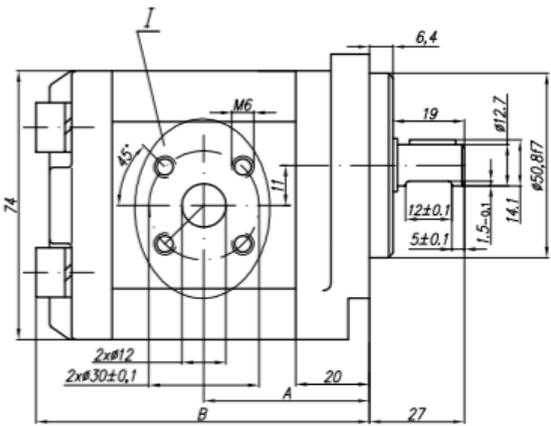


HYDRAULIC ELEMENTS AND SYSTEMS

www.caproni.bg
caproni@caproni.bg

Gear pumps catalogue
 Book 1.1
Page 20





I – variants

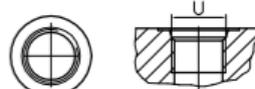
Variant M



Variant G



Variant U (SAEJ475 (ISO R725))



Variants:

- ...X176 - Normal version (flange);
- ...X176M - for M ports (see the picture I and the table below);
- ...X176G - for G ports (see the picture I and the table below);
- ...X176U - for U ports (see the picture I and the table below).

Type	Displacement	Flow		Pressure	max Speed	Dimension							
		at 1500 rpm	at max rpm			P _{nom}	n	A	B	Inlet			Outlet
	cm ³ /rev	l/min	l/min	bar	rpm	mm	mm	M	G	U	M	G	U
10A(C)1X176	1	1,40	3,26	250	3500	41,1	83	M16x1,5	G 3/8" - A	3/4" - 16UNF - 2B	M16x1,5	G 3/8" - A	9/16" - 18UNF - 2B
10A(C)1,25X176	1,25	1,74	4,07	250	3500	41,5	84						
10A(C)1,6X176	1,6	2,23	5,21	250	3500	42,3	85,6						
10A(C)2X176	2	2,82	6,58	250	3500	43,1	87,2						
10A(C)2,5X176	2,5	3,53	8,23	250	3500	44,1	89,2						
* 10A(C)2,65X176	2,65	3,74	8,72	250	3500	44,4	89,8	M20x1,5	G 1/2" - A	3/4" - 16UNF - 2B	M16x1,5	G 3/8" - A	9/16" - 18UNF - 2B
10A(C)3,15X176	3,15	4,44	10,36	250	3500	45,5	91,8						
10A(C)3,65X176	3,65	5,15	12,01	250	3500	46,4	93,9						
10A(C)4,2X176	4,2	5,92	13,82	250	3500	47,5	96,1						
* 10A(C)4,7X176	4,7	6,63	15,46	250	3500	48,5	98						
10A(C)5X176	5	7,05	14,10	250	3000	49,1	99,2	M22x1,5	G 1/2" - A	7/8" - 14UNF	M18x1,5	3/4" - 16UNF	
10A(C)5,7X176	5,7	8,12	16,25	200	3000	50,5	102						
10A(C)6,1X176	6,1	8,69	14,49	200	2500	51,4	103,8						
10A(C)7,4X176	7,4	10,55	17,58	180	2500	54,1	109,2						
* 10A(C)8X176	8	11,40	15,20	150	2000	55,4	111,7						
10A(C)8,5X176	8,5	12,11	16,15	150	2000	56,4	113,7						
10A(C)9,8X176	9,8	13,97	18,62	120	2000	59	119						

* - These pumps - only under a special order

Anexo 11: Selección de la válvula

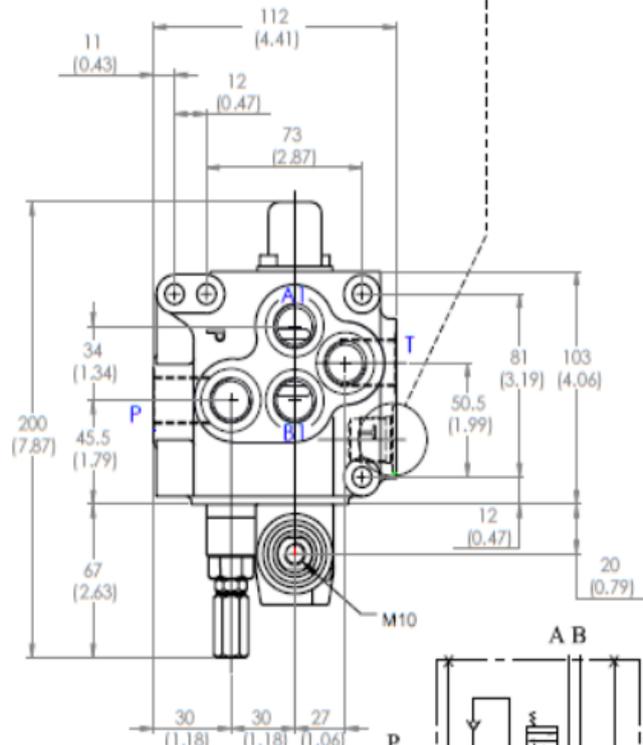
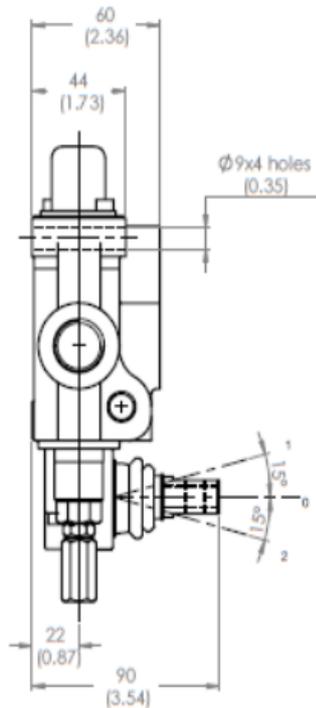
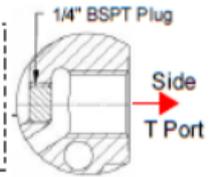
IFP MD20-DESIGN "73" Manually Operated Monoblock Valve "Single Spool"



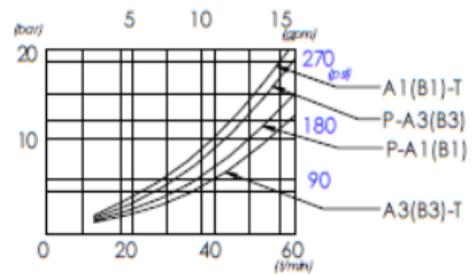
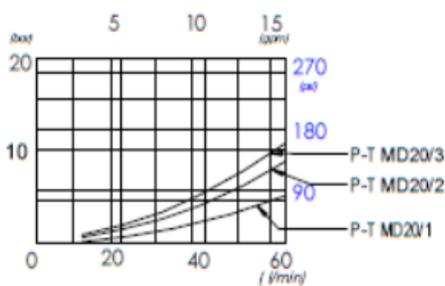
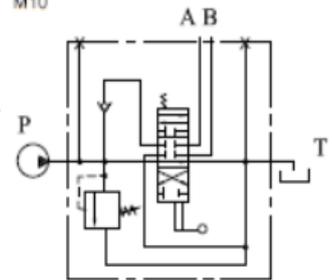
Dimensions: mm (Inches)

Power Beyond Conversion:
Insert 1/4 plug / Use Side tank port as power beyond port

Closer center Conversion:
Insert 1/4 plug / Plug Side tank port



Weight 7.9 lbs(5.1 kg)



PRESSURE DROP

Anexo 12: Selección de la manguera

421 MANGUERA SAE 100R1



A la vanguardia en cualquier demanda creciente del mercado, las mangueras 421SN han sido mejoradas con los tubos interiores de nitrilo para una mayor compatibilidad de fluidos junto con cubiertas resistentes al ozono y la abrasión.

Tubo : Nitrilo sintético.
Refuerzo: Una malla trenzada acero carbón
Cubierta : Hule sintético
Factor de seguridad : 4:1
Temperatura : -40°C a 100°C

Código	Diámetro interno		Presión trabajo PSI	Radio curvatura mm
	Pulgadas	mm		
00142104	1/4"	6.4	3250	100
00142106	3/8"	9.5	2600	130
00142108	1/2"	12.7	2325	180
00142112	3/4"	19	1525	240
142116	1"	25	1275	300
00142120	1 1/4"	31	900	420

NOTA : Utilice acoples de la serie 43

381 MANGUERA SAE 100R2



Manguera para aplicaciones hidráulicas de alta presión hasta 5000PSI. Aplicaciones en industria de la construcción, agricultura, navegación e industria.

Tubo : Hule sintético
Refuerzo: 2 mallas trenzadas de acero carbón
Cubierta : Hule sintético MSHA
Factor de seguridad : 4:1
Temperatura : -40°C a 100°C

Código	Diámetro interno		Presión trabajo PSI	Radio curvatura mm
	Pulgadas	mm		
00138104	1/4"	6.4	5800	100
00138106	3/8"	9.5	5000	130
00138108	1/2"	12.7	4250	180
00138110	5/8"	15.8	3600	200
00138112	3/4"	19	3100	240
00138116	1 "	25.4	2500	300
00138120	1 1/4"	31.8	2250	420
00138124	1 1/2"	38	2000	500
00138132	2"	50	1300	630

NOTA : Utilice acoples de la serie 43

Anexo 14: Planos