



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño de una prensa hidráulica para
pruebas destructivas aplicadas a
soldadura**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A N

José Ernesto Badillo Conde

Josué David Marino García

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Adrián Espinosa Bautista



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2018

Dedicatoria

Marino García Josué David

A Dios, a mi familia y todos aquellos presentes y no presentes que me han formado como ingeniero y persona, dedico este trabajo.

Agradecimientos

Badillo Conde José Ernesto

A mis padres, Rosa y Ernesto, por darme toda la confianza y el apoyo durante todos estos años, les debo todo lo que soy y lo que seré. Gracias por acompañarme en las noches y en las mañanas, siempre eh sentido sus ánimos y su preocupación. Gracias por compartir sus experiencias, sus valores, su cariño y sus sueños, eso me ha fortalecido y en gran parte han hecho de mi la persona que soy ahora. Los quiero, son lo mejor en este mundo.

A mis hermanos, Luis y Tania, porque son parte importante en mi vida y son mi motivación para seguir cumpliendo mis propósitos.

A la nueva integrante de la familia, mi sobrina Madison Alinne, por darme una nueva inspiración y motivarme a ser el mejor tío, como lo es mi tío Paco para mí.

A mi familia, Badillo y Conde, por estar siempre preocupados por mí y darme su apoyo incondicional.

A mi amigo y compañero de tesis, Josué Marino por siempre motivarme durante todo el camino de este trabajo. Por aguantar mi carácter y tomar siempre con paciencia mis observaciones y correcciones.

A todos mis amigos de la prepa y la facultad que me apoyaron y son parte importante en este logro.

A mi mejor amiga, Paula Martínez que desde hace muchos años cuento con su gran compañía y apoyo en las buenas y en las malas. Por su asesoría a lo largo de toda la carrera y por aguantar el sin fin de bromas que le hice.

A mis mejores amigos Lupita y Gerardo, por siempre estar al pendiente de mí durante toda la carrera. Siempre estaré agradecido por todos estos años de grandes aventuras y logros obtenidos. También por aguantar mis malos chistes y hacerles mal tercio.

Al Ing. Miguel Ángel Hernández, por compartir todo su conocimiento y experiencias de ingeniería durante el servicio social. Por su consejo y el apoyo moral que me brindó en lo profesional y en lo personal. Porque ahora sé cómo ser una mejor persona y como desempeñarme en lo profesional de la manera correcta. Finalmente por guiarnos y asesorarnos en la realización de esta tesis. Por todo el tiempo que nos brindó en explicar, analizar, leer y corregir este proyecto.

Al Ing. Rodrigo Navarrete por sus observaciones y consejos en la parte de soldadura. A nuestros compañeros de servicio social del cubículo, por su participación e interés en las realización de este proyecto.

A nuestro director de tesis, el Dr. Adrián Espinosa Bautista por darnos el tiempo y consejo en la revisión de esta tesis.

Al Dr. Gabriel Ascanio por compartir sus conocimientos y experiencias de hidráulica de potencia.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN

OBJETIVO

CAPÍTULO 1 GENERALIDADES DE LA PRENSA HIDRÁULICA

1.1 Reseña histórica.....	2
1.2 Tipos de prensas.....	5
1.2.1 Mecánicas.....	5
1.2.2 Neumáticas.....	6
1.2.3 Hidráulicas.....	6
1.3 Teoría básica de funcionamiento: El Principio de Pascal.....	8
1.4 Conjunto cilindro-pistón y su clasificación por funcionamiento.....	9
1.5 Las válvulas de Control Hidráulico.....	10
1.5.1 Válvula de control de presión.....	10
1.5.2 Válvula de control de flujo.....	12
1.5.3 Válvula de control direccional.....	15
1.6 La Válvula direccional.....	17

CAPÍTULO 2 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA Y ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

2.1 Descripción general del problema.....	20
2.2 Requerimientos y necesidades del sistema.....	20
2.3 Criterios en la solución del problema.....	20
2.4 Matriz de Pugh aplicada en la selección en las prensas a utilizar.....	22
2.5 Consideraciones en la realización del diseño.....	23
2.6 Descripción general de funcionamiento.....	24
2.7 Selección de válvula direccional.....	26

CAPÍTULO 3 DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

3.1 Diseño del pistón y vástago.....	32
3.2 Cálculo de fuerzas a tracción y compresión.....	40
3.3 Diseño del cilindro hidráulico.....	41
3.4 Selección de sellos en el sistema.....	42
3.5 Diseño de tapas.....	46
3.6 Diseño de varillas de contención.....	48
3.7 Selección del fluido hidráulico.....	50
3.8 Selección de mangueras.....	52
3.9 Esquema del circuito hidráulico.....	56
3.10 Velocidad del pistón.....	57
3.11 Diseño de la válvula direccional.....	57
3.12 Cálculo de pérdidas de carga en el circuito hidráulico.....	63
3.13 Cálculo de potencia.....	66

CAPÍTULO 4 COMPUTACIÓN APLICADA AL DISEÑO E INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA

4.1 Modelos en computadora.....	68
4.2 Estudios en elemento finito.....	75

CAPÍTULO 5 DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS DESTRUCTIVAS

5.1 Análisis del marco.....	81
5.2 Análisis de la viga por el criterio de Von-Misses.....	90
5.3 Descripción de las pruebas destructivas.....	91

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	96
BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS.....	97
ANEXO 1.....	98
ANEXO 2.....	104

INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo se plantea el diseño de una prensa hidráulica aplicada a pruebas destructivas de soldadura, así como sus especificaciones, alcances y limitaciones.

La industria a nivel mundial requiere de herramientas que permitan evaluar los conocimientos y habilidades que tienen las personas que practican algún oficio. En este caso, diseñar un equipo para el laboratorio de manufactura de la Facultad de Ingeniería que nos permita evaluar la técnica de un soldador o el alumno que está aprendiendo a soldar.

En el capítulo 1 se hace una breve descripción de las prensas hidráulicas para conocer su evolución a lo largo de su historia; además, se mencionan sus principios básicos de funcionamiento, los tipos y componentes que lo conforman.

Posteriormente, en el capítulo 2, se hace una comparación de los diferentes tipos de prensas existentes en el mercado y se selecciona la mejor opción en base a las necesidades y requerimientos del sistema. Se hace una breve descripción del funcionamiento de cada componente que integra la prensa, además de sus características generales y selección de la válvula direccional a utilizar.

Una vez que se tiene seleccionado el tipo de prensa a utilizar se procede a realizar el diseño y cálculos del cilindro-pistón y válvula direccional en función de sus requerimientos, así como la selección de distintos accesorios que conforman al sistema hidráulico. Con ayuda de herramientas computacionales en el capítulo 4 se hacen estudios por medio del elemento finito, donde los resultados se comparan con los resultados calculados teóricos hechos en el capítulo 3.

Finalmente, en el capítulo 5 se hace el estudio de implementación del pistón hidráulico a un marco existente en el laboratorio de mecánica de la Facultad de Ingeniería, así como la descripción de la prueba destructiva según la norma AWS.

OBJETIVO

Diseñar una prensa hidráulica aplicada a pruebas destructivas de soldadura

CAPÍTULO 1: GENERALIDADES DE LA PRENSA HIDRÁULICA

1.1 Reseña histórica

El aprovechamiento de los recursos naturales para la generación de energía se han aprovechado a lo largo de la historia, ya que desde tiempos antiguos la humanidad ha obtenido energía en forma de trabajo con el uso de molinos de viento y de agua, inclusive, para mover un barco mediante el empuje del aire a través de una vela, sin embargo, dicho trabajo era poco eficiente, a causa de la poca presión que entrega la misma naturaleza sin ayuda de aparatos que aumenten su eficiencia energética.

Antes del siglo XIV el acuñado de monedas se realizaba de forma manual golpeando con un martillo una matriz de doble cara. Esta aplicación fue perfeccionada en 1645 con los trabajos de Nicolas Briot, que implementó un sistema en forma de balancín (Fig. 1.1) constituida por un tornillo central con brazos de palanca en donde los extremos habían bolas pesadas que pendían correas, y eran tiradas por varios hombres.



Fig. 1. 1 Prensa de balancín de Nicolas Briot¹

Fue hasta 1770 que apareció la primera prensa hidráulica, desarrollada por el industrial inglés Joseph Bramah (Fig. 1.2) apoyándose en el principio de Pascal, sin embargo, no fue hasta que los hermanos Perier lograron adaptar las prensas hidráulicas para usos afines a los de la época: el acuñado de monedas, ya que tenían presiones más altas y útiles para la deformación de algunos metales.

¹ Museo máquina herramienta Maquinaria Madrid S. A.

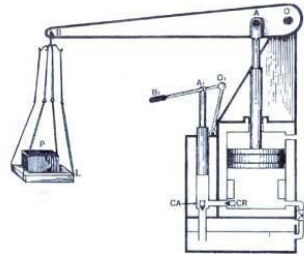


Fig 1.2 Prensa hidráulica de Bramah^[1]

Dicha aplicación fue sumamente solicitada alrededor del mundo, para ello, la Fábrica de la Moneda de París desarrolló las primeras prensas de fricción (Fig. 1.3). Estas prensas fueron ampliamente utilizadas para el acuñado de monedas, medallas, escudos, tenedores, cucharas y doblado de piezas de chapa.



Fig. 1.3 Prensa de fricción para estampar^[1]

Las producciones a gran escala durante el siglo XIX eran consecuencia del crecimiento económico y del desarrollo industrial, obligando a una evolución en los procesos de manufactura. Muchos de estos procesos ya eran ineficientes para las necesidades existentes como el punzonado de clavos, que era un procedimiento rústico que se realizaba mediante prensas de balancín. Sin embargo, en 1870 se lograron grandes avances en este ámbito, la empresa americana Bliss&Williams comercializó las primeras prensas mecánicas excéntricas (Fig. 1.4) que mejoraron la capacidad y rendimiento en los procesos de estampado, forja y pequeñas embuticiones, haciéndose sumamente necesarias en la industria.

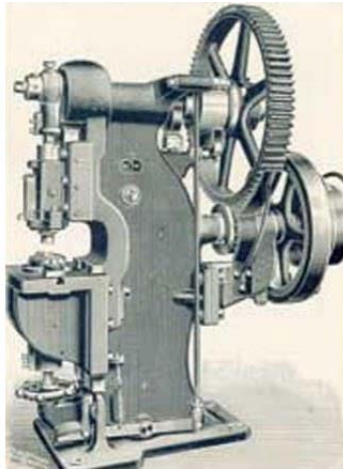


Fig. 1.4 Prensa excéntrica para embutir^[1]

Actualmente, las prensas hidráulicas utilizan los mismos principios físicos y mecánicos en su funcionamiento que los que utilizaban las prensas del siglo XIX. Los avances en la tecnología y en materiales permitieron mejorar los componentes principales, como el reforzamiento con varias capas de alambre de acero en las mangueras, mejoras en capacidades y rendimiento en bombas, mayor rigidez y durabilidad de herramientas, haciéndolas más robustas y flexibles, así como el control por PLC (controlador lógico programable) de diferentes parámetros como: velocidad, temperatura, tiempo de trabajo, desplazamiento y presión de manera electrónica a través de pantalla. Las prensas actuales se encuentran disponibles en una amplia gama de tamaños y capacidades según las características de su aplicación. La figura 1.5 muestra una prensa hidráulica de formación isotérmica, donde la matriz y las piezas de trabajo tienen las mismas temperaturas para eliminación de estrés residual. La prensa tiene un control de alta precisión de la velocidad y de la fuerza del pistón para adaptarse a la geometría de la pieza durante el proceso de conformado^[2].



Fig. 1.5 Prensa hidráulica de formación isotérmica^[2]

Las aplicaciones en la industria de las prensas hidráulicas son diversas, entre las que podemos mencionar: embutido en chapas de metal, forja, ensamblaje ajustado, prensado, enderezado, elevación de carga, compactación y destrucción de material.

1.2 Tipos de prensas

Las prensas se pueden clasificar según la forma de transmitir la energía:

1.2.1 Mecánicas

Este tipo de prensas utilizan la energía cinética producida por el giro de un volante de inercia activado por un motor eléctrico, esta energía es transmitida a un mecanismo excéntrico unido a una biela que acciona una corredera en un movimiento de vaivén. El disparo de la prensa se realiza mediante el accionamiento de un pedal y su correspondiente conjunto de palancas, aunque los modelos más modernos incorporan un sistema de disparo eléctrico. Se usan para trabajos de corte, estampado, doblado, forja y embutido.

También dentro de las prensas mecánicas se encuentran las prensas manuales (Fig. 1.6), son de las más sencillas y económicas del mercado, requieren de la

² <https://www.schulergroup.com>, 2017

intervención de un operador que por medio de una palanca o volante transmite la energía mecánica a través de un tornillo o cremallera. Se usan principalmente para sujeción o prensado.



Fig. 1.6 Tornillo de banco

1.2.2 Neumáticas

Este tipo de prensas utilizan aire presurizado para la transmisión de energía, se utiliza aire ya que es muy accesible, de bajo costo y seguro en ambientes donde existe el riesgo de incendios. La prensa neumática se basa en el principio de Pascal. Principalmente es utilizada para prensado, sujeción, estampado y troquelado en procesos donde la higiene y precisión son importantes como en la industria farmacéutica y de alimentos.

1.2.3 Hidráulicas

La prensa hidráulica es una máquina-herramienta que aplica el principio de Pascal en la transmisión y ampliación de fuerzas, teniendo aplicaciones de compresión de materiales. Existen diferentes tipos de prensas hidráulicas en la actualidad.

Prensa hidráulica tipo H: este tipo de prensa se caracteriza por tener lados rectos, asemeja una estructura en forma de H (Fig. 1.7). Esta configuración da rigidez al sistema y facilita su mantenimiento. Principalmente utilizadas para doblado, enderezado, prensado y mantenimiento.



Fig 1.7 Prensa hidráulica tipo H^[3]

Prensa hidráulica tipo C: en este tipo de prensa se puede acceder fácilmente para instalación y cambio de herramienta en tres de sus cuatro lados (Fig. 1.8). Es utilizada para corte, punzonado, embutido profundo y prensado.



Fig. 1.8 Prensa hidráulica tipo C^[4]

Prensa hidráulica tipo columna: este tipo de prensas se caracteriza por tener exactitud y alineación gracias a sus cuatro columnas que aseguran un movimiento paralelo ideal para troqueles (Fig. 1.9). También es utilizada para embutido, doblado, vulcanizado y estampado.

³ <http://www.daniluk.com.ar/prensahidraulica.html>, 2017



Fig. 1.9 Prensa hidráulica tipo columna^[4]

1.3 Teoría básica de funcionamiento: El Principio de Pascal

El principio básico de funcionamiento de la prensa hidráulica fue desarrollado por el físico y matemático francés Blaise Pascal en 1650, quien establece que “un cambio de presión aplicado a un fluido encerrado se transmite, sin reducirse, a todo punto del fluido y a las paredes de forma perpendicular del recipiente”.

Como se observa en la figura 1.10, una fuerza F_1 hacia abajo se aplica a un pequeño émbolo de área A_1 . La presión se transmite mediante un fluido a un émbolo más grande de área A_2 como se observa en la figura 1.2. Debido a que la presión es la misma en ambos lados, vemos que $P = F_1/A_1 = F_2/A_2$. Por lo tanto, la magnitud de la fuerza F_2 es mayor que la magnitud de F_1 en un factor de A_2/A_1 ^[5]

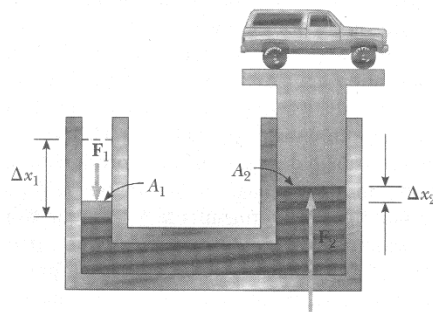


Fig. 1.10 Aplicación principio de Pascal^[5]

⁴ <http://www.fluidica.com/hidraulicas.html>, 2017

⁵ Serway, Raymond A., Faughn, Jerry S. "Física", 6ª edición, Thomson, México, 2005.

1.4 Conjunto cilindro-pistón y su clasificación por funcionamiento

El conjunto cilindro-pistón, también llamado actuador hidráulico lineal, es un dispositivo encargado de transmitir la energía del fluido hidráulico en energía mecánica para realizar trabajo. Su diseño varía conforme a su tamaño, características y al fabricante; sin embargo, la mayoría de estos actuadores están conformados por un cilindro, tapas en ambos extremos del cilindro, un pistón, uno o dos vástagos que están acoplados al pistón, uno o dos puertos para la inyección y expulsión del fluido del cilindro, y diversos tipos de juntas como se ilustra en la figura 1.11.

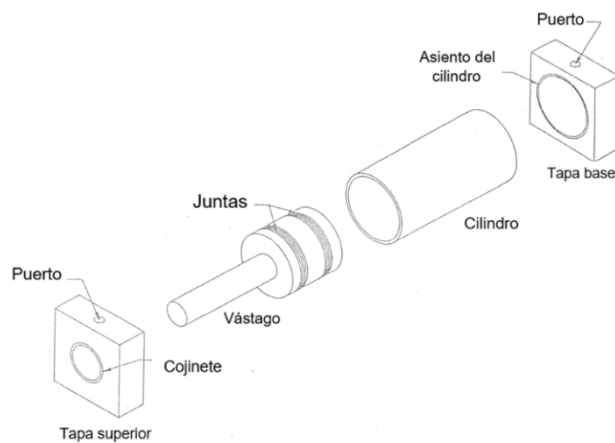


Figura 1.11 Partes principales conjunto cilindro-pistón^[6]

Los conjuntos cilindro-pistón pueden clasificarse, de manera general, en dos tipos:

De simple efecto: en los que un solo sentido de la carrera es accionado hidráulicamente, el retorno se efectúa mecánicamente por medio de un resorte o por acción de la gravedad para dispositivos verticales (Fig. 1.12).

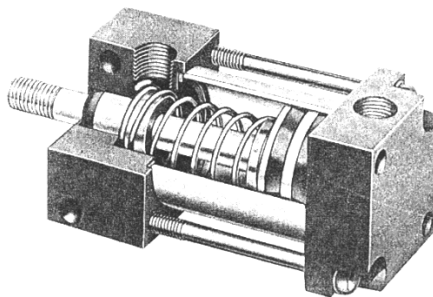


Fig. 1.12 Conjunto cilindro-pistón simple efecto^[7]

⁶ Reeves, Willian W. "Technology of fluid power", Delmar, USA, 1997.

De doble efecto: En los que la carrera es accionada en ambos sentidos hidráulicamente. El área efectiva durante el retorno del pistón es menor a la de extensión. El área anular se calcula restando el área del vástago al pistón, por lo tanto la fuerza de extensión es mayor a la de retorno (Fig. 1.13).

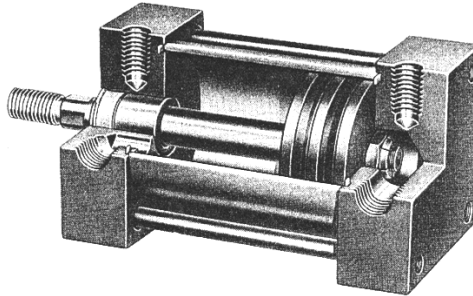


Fig. 1.13 Conjunto cilindro-pistón de doble efecto ^[7]

1.5 Las válvulas del control hidráulico

El abanico de posibilidades de las válvulas en sistemas de ingeniería es muy grande. Existen tres tipos de válvulas de control hidráulico: de control de presión, de control de flujo y de control direccional. En este apartado se abordarán los principales tipos de válvulas en los sistemas hidráulicos utilizados en la industria:

1.5.1 Válvulas de control de presión

Válvulas de seguridad

Este tipo de válvula (también llamadas válvulas de alivio) impide una sobrecarga de presión en el sistema para evitar posibles daños en la máquina en la cual está integrada.

Esta válvula está integrada por un sistema de bola-resorte (en ciertos modelos se puede reemplazar a la bola por un disco), donde un tornillo ayuda a regular la tensión en el resorte, el funcionamiento del sistema es sencillo: el resorte provoca una fuerza en la bola que mantiene cerrada la válvula, por otro lado el fluido del sistema ejerce una presión sobre el área superficial del elemento de cierre que provoca una fuerza de sentido opuesta al resorte. Cuando la presión del sistema aumenta, la fuerza del resorte es superada y provoca que la válvula se abra y el fluido escape por una garganta lateral B redirigiendo el fluido al tanque (Fig. 1.14),

⁷ Eposito, Anthony. "Fluid Power with applications", 3ª edición, Prentice-Hall, USA, 1993.

cuando la presión del sistema se estabiliza la fuerza que ejerce el fluido es menor a la del resorte y la válvula se cierra nuevamente. En consecuencia se eliminan picos en la presión no deseados para el equipo o para el tipo de proceso.

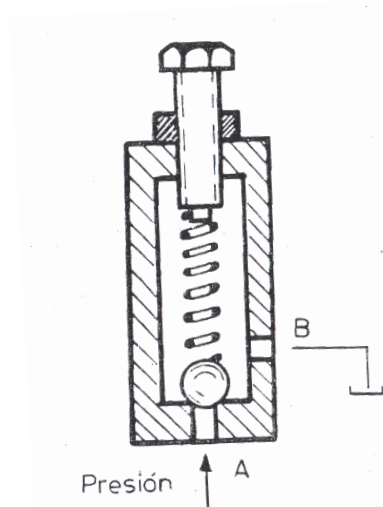


Fig. 1.14 Válvula de seguridad ^[8]

Válvula reguladora de presión

Este tipo de válvula tiene una función similar a la anterior descrita, regular la presión, sin embargo no es utilizada plenamente para fines de seguridad, sino que regula la presión del flujo de trabajo en el sistema o en determinado punto del mismo.

El funcionamiento general de estos dispositivos es similar al dispositivo anterior, por lo general el elemento más utilizado en estos dispositivos es un diafragma en reemplazo del disco o bola sin embargo, el muelle de esta válvula es controlado directamente por el usuario, y esto permite mantener una presión constante en todo el flujo (Fig. 1.15), dicha presión se tiene que monitorear constantemente con un manómetro (dispositivo que mide presión tomando como referencia el valor de la presión atmosférica) para poder tener control pleno de la presión que trabajamos a través de la válvula.

Al momento de hacer la selección de estos dispositivos se debe tener la precaución en el dimensionado de los mismos, ya que a mayores presiones de trabajo, mayor debe ser la constante elástica y tamaño del resorte que soporte la presión, y en consecuencia, mayor dimensión debe tener la cámara de la válvula.

⁸ Gil, Pedro E. "Mecanismo Hidráulicos", Gustavo GILI, Barcelona, 1997.

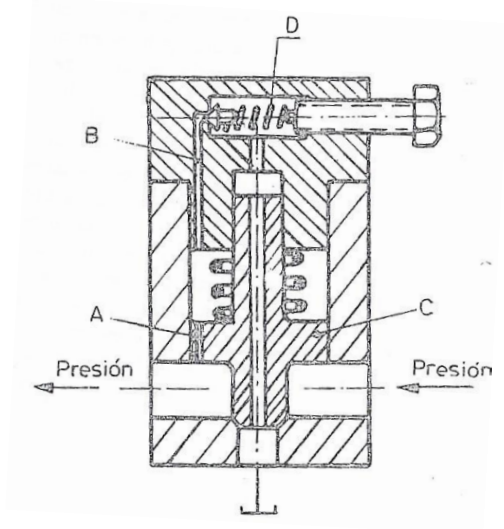


Fig. 1.15 Válvula reguladora de presión ^[8]

1.5.2 Válvulas de control de flujo

Válvulas sin retorno o unidireccional

Este tipo de válvulas como su nombre lo indica, impide el retorno de cierto fluido a través de una tubería, llevando el fluido en una dirección, sin permitir que regrese o bien que haya un flujo contrario.

El funcionamiento de este dispositivo es mediante una compuerta de paso en forma de disco que mantiene cerrado el paso del flujo, éste es manipulado por un brazo de palanca el cual permite el flujo en dirección de A-B (Fig. 1.16), ya que provoca un momento que mueve el disco abriendo la compuerta, sin embargo al efectuarse un cambio en la dirección del flujo B-A la compuerta se mantiene cerrada, ya que no hay momento que permita el movimiento de la compuerta.

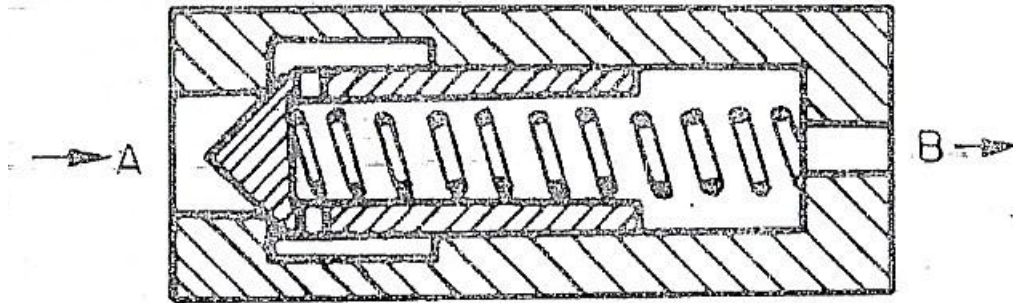


Fig. 1.16 Válvula unidireccional ^[8]

Válvula estranguladora

Este tipo de válvula es muy utilizada en sistemas hidráulicos de potencia, ya que sus principales funciones recaen en estrangular el paso del fluido hidráulico en una dirección y permitirlo libremente en la dirección opuesta.

El aceite llega por la entrada A empujando al pistón D de la válvula hacia abajo (Fig. 1.17), comprimiendo el resorte integrado y abriendo el orificio de salida, por lo que encuentra un paso libre, en el caso contrario cuando el fluido entra por B se encuentra con el paso estrangulado por el pistón que es ajustado por un resorte cuya tensión es regulada por un tornillo.

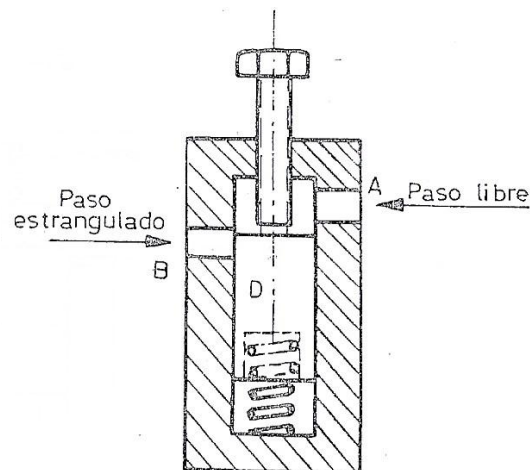


Fig. 1.17 Válvula estranguladora ^[8]

Válvula de prellenado

Este tipo de válvula se emplea para llenar los recorridos en vacío que hacen algunos pistones. El sistema consiste en el cierre de cono accionado por un pequeño pistón hidráulico.

Cuando en la cámara de almacenaje de fluido se produce una depresión a causa del descenso del pistón, la presión atmosférica y el peso del fluido de trabajo que se almacena encima del cono ejerce una fuerza que vence a la fuerza del resorte y por ende abren la entrada de la válvula, la cámara se llena rápidamente con el aceite del depósito y llena el vacío. Cuando el pistón es activado, entra aceite a presión por la garganta A y cierra la válvula. Cuando el pistón regresa, aceite a presión ingresa por la garganta B, una parte de ese aceite activa al pequeño pistón de la válvula permitiendo que entre el aceite que regresa por A de vuelta al depósito.

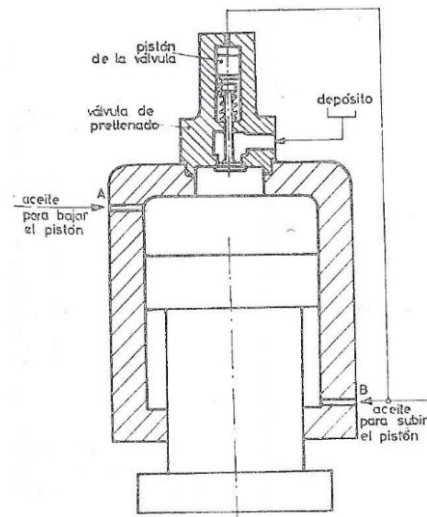


Fig. 1.18 Válvula de prellenado [8]

Válvula de máxima y de mínima

Este tipo de válvulas se instala en circuitos hidráulicos provistos de acumuladores a base de gas comprimido, la válvula mínima (Fig. 1.19a) evita que dicho gas pueda escaparse debido a un exceso de consumo y la válvula máxima (Fig. 1.19b) descarga la bomba cuando el acumulador alcanza la presión máxima de servicio.

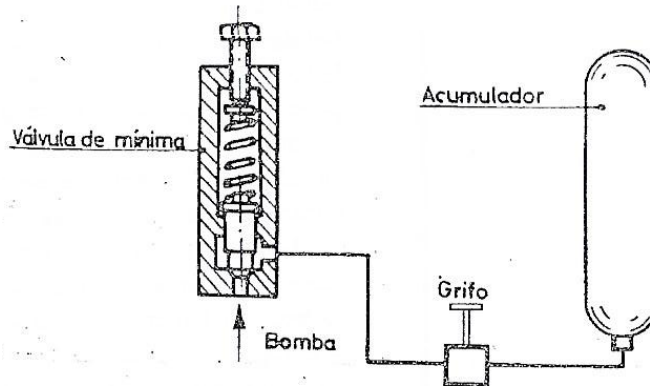


Fig. 1.19a Válvula de mínima ^[8]

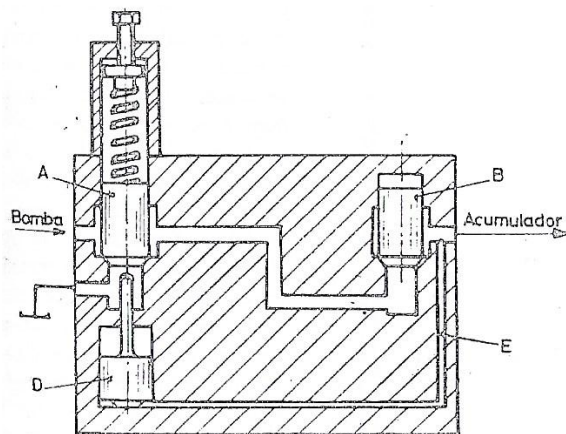


Fig. 1.19b Válvula de máxima ^[8]

1.5.3 Válvulas de control direccional

Este tipo de dispositivos, también llamados distribuidores, tienen como finalidad distribuir en diferentes direcciones el caudal que suministra un dispositivo de entrada (generalmente una bomba) o, en algunos casos el de salida, como es el caso de diversos dispositivos de trabajo hidráulico.

Este tipo de dispositivos se dividen en dos grupos principales, en función del cierre que se efectúe mediante las válvulas de conos, o bien con auxilio de un cilindro ranurado llamado corredera.

Distribuidor de Válvulas

Este tipo de válvula direccional es la más utilizada en dispositivos hidráulicos cilindro-pistón de doble efecto ya que ayuda a suministrar y distribuir el aceite

tanto a la entrada del cilindro como a la salida del mismo, cambiando el flujo del mismo con ayuda de un dispositivo de distribución con entradas y salidas por medio de la combinación y movimientos de diferentes válvulas internas. Esta válvula puede ser accionada de forma manual (mecánica) o controlada (electrónica).

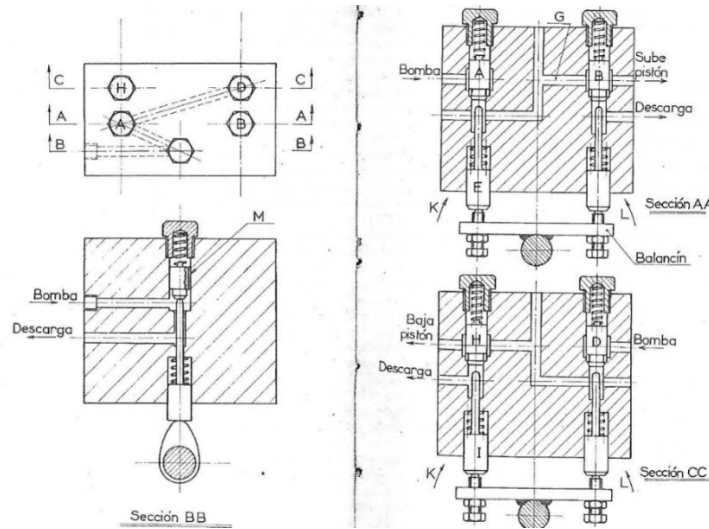


Fig. 1.20 Distribuidor de válvulas ^[8]

Distribuidor de Corredera

Este tipo de dispositivos, también llamado válvula direccional, consiste en un cilindro ranurado o corredera que ajusta en el interior del cuerpo de la válvula, que al ser desplazado en ambos lados ayuda a distribuir el fluido a presión a la salida donde se requiera. Estos dispositivos, al igual que el distribuidor de válvulas, se utilizan principalmente como accionador de pistones de doble o simple efecto según la configuración de la corredera. El movimiento de la corredera puede ser manual, eléctrico o hidráulico.

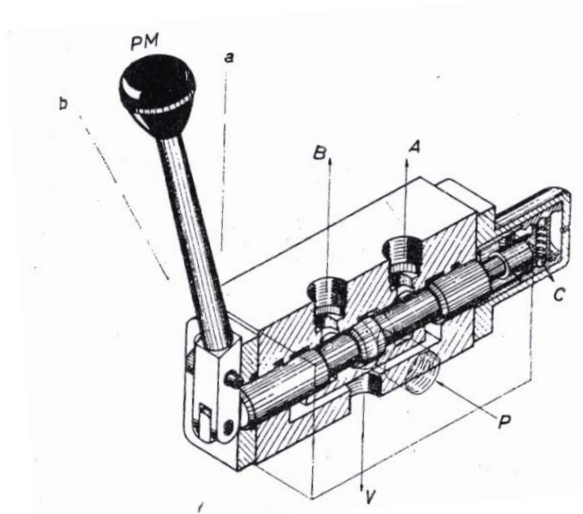


Fig. 1.21 Distribuidor de corredera por accionamiento manual ^[8]

1.6 Válvula direccional

Anteriormente se mencionó que la válvula direccional distribuye o bloquea el fluido a presión con la ayuda de una corredera, para el accionamiento de pistones.

El número de puertos o gargantas funcionales que tenga el cuerpo de la válvula nos indica el número de pasos que controla, mientras que los movimientos que puede realizar la corredera nos indica el número de posiciones; así una válvula de tres pasos y dos posiciones tiene tres gargantas: para el suministro de aceite de la bomba (presión), para el retorno de aceite hacia el tanque y otra para el suministro al cilindro. La figura 1.22 muestra las dos posiciones que la corredera puede realizar; a la izquierda permite el paso de aceite hacia el cilindro accionando el pistón, y a la derecha el regreso de éste hacia el tanque. Esta configuración es la de un conjunto cilindro-pistón de simple efecto, donde el retorno del pistón se hace mediante un muelle.

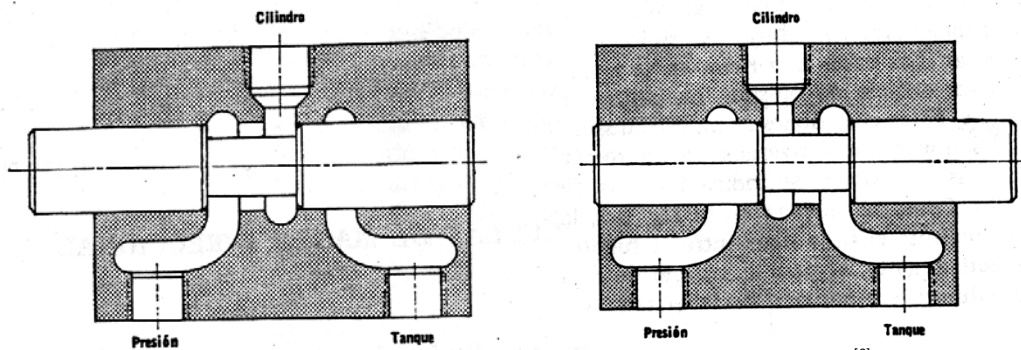


Fig. 1.22 Válvula direccional de tres pasos y dos posiciones ^[9]

⁹ Pippenger, John J. "Controles de la Potencia de los Fluidos", 1 Ed, 1965.

Otra importante configuración es la válvula de cuatro pasos y tres posiciones para el accionamiento del conjunto cilindro-pistón de doble efecto donde el aceite a presión puede ser aplicado en ambos extremos del cilindro (puertos A y B de la figura 1.23).

Ahora la corredera tiene una posición central o punto muerto (PM) que es mantenida por medio de un cojinete de bolas, por el balance de fuerzas de resortes o por la acción de una leva. En esta posición el flujo de aceite puede ser bloqueado (centro cerrado), direccionado a un extremo del cilindro y el tanque (centro abierto) o dirigido totalmente al tanque según la aplicación del sistema. Para reducir el tamaño de la corredera el flujo de aceite puede ser conducido hacia el tanque por una corredera hueca con agujeros radiales.

La figura 1.23 muestra una válvula de cuatro pasos y tres posiciones. Cuando el carrete se encuentra en el centro de la válvula el flujo de aceite de la bomba está bloqueado al igual que los puertos del cilindro A y B dejando al pistón enclavado, mientras que al moverlo a la izquierda el aceite fluye hacia el puerto B empujando al pistón para entregar una fuerza y permitiendo desalojar el aceite por A, finalmente, moviendo el carrete hacia la derecha el aceite fluye por el puerto A permitiendo al pistón entregar la fuerza en dirección contraria.

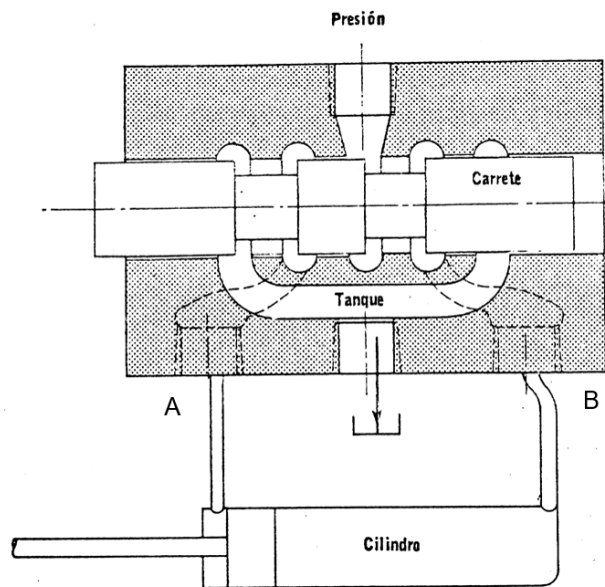


Fig. 1.23 Válvula de cuatro pasos y tres posiciones posicionada a la izquierda

En este primer capítulo se describió brevemente el desarrollo y aplicación de la prensa a lo largo de la historia, también su aprovechamiento para solucionar las

necesidades de cada época, facilitar el trabajo, ahorrar tiempo y dinero. El Principio de Pascal, la palanca y la energía cinética fueron los principios básicos de funcionamiento que en la actualidad aún son utilizados.

Se expusieron los tipos de prensas hidráulicas existentes en el mercado, así como sus aplicaciones, principio básico de funcionamiento y los elementos principales de accionamiento.

Con esta investigación se identificó que las prensas hidráulicas existentes en el mercado, para la aplicación de este proyecto, tienden a ser de alto costo de adquisición y su disponibilidad se encuentra en mercados internacionales añadiendo un costo por importación.

Debido a lo anterior se diseñará un modelo que sea capaz de entregar las especificaciones requeridas al menor costo posible.

CAPÍTULO 2: REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA Y ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

2.1 Descripción general del problema

En la industria mexicana existen pocas instituciones que certifiquen la técnica del soldador, actualmente con el crecimiento industrial se ha incrementado la demanda de profesionales certificados que cuenten con las capacidades y conocimientos en el área de soldadura. Una de las herramientas utilizadas en la certificación es una prensa que destruye elementos soldados. En el presente capítulo se abordarán las posibles maneras de realizar esta prueba destructiva.

Se requiere de una prensa para pruebas destructivas en la unión de dos soleras hecha mediante el proceso de soldadura para examinar las piezas fracturadas y ayude al alumno a visualizar su técnica de soldeo, los defectos y las características de la misma. Se hará uso de una unidad de potencia hidráulica que se tiene dentro de los laboratorios de manufactura ubicados en la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México y está sin aprovecharse, además de integrar un marco de metal al proyecto.

2.2 Requerimientos y necesidades del sistema

- Rango de carga de diez a quince toneladas.
- Accionamiento manual.
- Que cuente con un pistón de doble efecto.
- Fácil manejo tanto para los profesores como para los alumnos.

2.3 Criterios en la solución del problema

Como se trató en el capítulo 1, existen tres tipos de prensas actualmente en el mercado: las prensas neumáticas, mecánicas e hidráulicas. En este apartado se muestran las ventajas y desventajas que tienen cada uno de estos sistemas, y en base a ellas se muestra la matriz de decisión que ayude a seleccionar del mejor tipo de prensa a utilizar para la aplicación requerida:

Prensa neumática

<u>Ventajas</u>	<u>Desventajas</u>
Funcionamiento a base de aire comprimido, el cual al ser una fuente abundante y gratuita soluciona los problemas de adquisición de aceite hidráulico que mueva un pistón.	La naturaleza compresible del aire no lo hace viable para entregar la carga necesaria para hacer la prueba.
La velocidad y la fuerza son regulables, lo cual la hace útil para trabajos que requieran precisión y velocidad.	Requiere de limpieza constante, sobre todo previa a su utilización para el buen funcionamiento del mismo.
No existe peligro de explosión o incendio, además de ser muy resistente a variaciones de temperatura.	En extremo ruidosa.
Rápido desplazamiento del pistón	A mayores fuerzas mayor demanda de presión.

Tabla 2.1 Ventajas y desventajas de las prensas neumáticas

Prensa mecánica

<u>Ventajas</u>	<u>Desventajas</u>
No requiere de ningún tipo de fluido de trabajo a diferencia de las prensas hidráulicas o neumáticas	Requiere de mucha precisión en la colocación de los componentes a trabajar.
Velocidades de trabajo grandes	La fuerza total es entregada al final de la carrera
	Mantenimiento constante y costoso.

Tabla 2.2 Ventajas y desventajas de las prensas mecánicas

Prensa hidráulica

<u>Ventajas</u>	<u>Desventajas</u>
La fuerza que entrega este tipo de máquinas es constante a lo largo de la carrera, también puede ser ajustable por medio de válvulas que regulan el flujo de aceite hacia el conjunto cilindro-pistón.	Susceptible a ensuciarse de polvo, lo cual requiere de sellos que impidan el acceso al interior del sistema.
Dispositivos muy compactos.	Desplazamiento lento.
Mantenimiento sencillo comparado con las prensas mecánicas ya que tiene pocos componentes.	El fluido de trabajo más utilizado en este tipo de sistemas es el aceite hidráulico, el cual para propósitos ambientales contamina más que los otros dispositivos.

Tabla 2.3 Ventajas y desventajas de las prensas hidráulicas

2.4 Matriz de Pugh aplicada en la selección en la prensa a utilizar

Una vez presentadas las ventajas y desventajas de cada opción se procede a hacer el análisis por medio de una matriz de Pugh para decidir cuál es la mejor opción de los tres tipos de prensas.

Como opciones de decisión en el presente trabajo se tomaron en cuenta los siguientes puntos a evaluar (códigos entre paréntesis):

- 1) Fuerza de trabajo de entrega (FuerzaEntrega) los requerimientos del sistema exigen la mayor carga posible para realizar la prueba destructiva.
- 2) Capacidad de regular y medir la presión de entrega (ReguMediFuerza), para que el alumno logre visualizar a qué fuerza se presentó la falla en la probeta en estudio.
- 3) Costo de mantenimiento (Mantenimiento).
- 4) Facilidad en su manejo (FacilidadManejo) sin necesidad de hacer grandes ajustes para colocar la pieza.
- 5) Seguridad en su manejo (SeguridadManejo) que evite posibles accidentes a los usuarios.
- 6) Velocidad de entrega en la fuerza (VelocidadFuerza) que el proceso de compresión sea lo más ágil posible.

A continuación se muestra la matriz de decisión a utilizar en la selección de la mejor alternativa que cumpla con los requerimientos del sistema. Para hacer la evaluación de los criterios se marcó como 1 si el criterio es mejor al criterio base, 0 si el criterio es similar a los requeridos y -1 si el criterio es peor a los solicitados, finalmente se suman los puntos acumulados en cada uno de los sistemas para poder determinar aquel que cumpla en lo mejor posible los requerimientos solicitados en el problema.¹⁰

¹⁰ <http://ctcalidad.blogspot.mx/2016/10/la-matriz-de-pugh-para-la-toma-de.html>

		Sistemas		
		Neumático	Mecánico	Hidráulico
Criterios	FuerzaEntrega	-1	1	1
	ReguMediFuerza	0	0	1
	Mantenimiento	0	-1	0
	FacilidadManejo	1	-1	1
	SeguridadManejo	1	0	0
	VelocidadFuerza	0	0	-1
Total		1	-1	2

Tabla 2.4 Matriz de Pugh básica

A esta matriz de decisión se le asigna a cada criterio un valor asociado en función de su importancia en una escala del 1 al 3, donde 3 es muy importante y 1 no tan importante.

		Valor Asociado	Sistemas		
			Neumático	Mecánico	Hidráulico
Criterios	FuerzaEntrega	3	-3	3	3
	ReguMediFuerza	2.5	0	0	2.5
	Mantenimiento	2	0	-2	0
	FacilidadManejo	1.5	1.5	-1.5	1.5
	SeguridadManejo	3	3	0	0
	VelocidadFuerza	1	0	0	-1
Total			1.5	-0.5	6

Tabla 2.5 Matriz de Pugh considerando valores asociados en los criterios

Como podemos observar, la prensa hidráulica es la mejor alternativa para solucionar nuestro problema, por lo tanto se decide seleccionar al dispositivo hidráulico para desarrollo en el presente trabajo.

2.5 Consideraciones en la realización del diseño

Para empezar el diseño de la prensa hidráulica, es importante mencionar que existen diferentes tipos de alternativas en su funcionamiento, y en particular podemos proceder al diseño del conjunto cilindro-pistón adecuado al sistema, donde podemos encontrar dos formas de entregar la fuerza: de simple efecto o los de doble efecto, componentes ya mencionados en el capítulo 1. Se selecciona el

diseño de una prensa hidráulica de doble efecto ya que, para la aplicación que se pretende utilizar, tiene ventajas sobre los de simple efecto:

- Mayor control en el accionamiento del pistón al efectuar la carrera en ambos sentidos hidráulicamente.
- Posibilidad de detener el pistón en cualquier posición de la carrera.

2.6 Descripción general de funcionamiento

La prensa hidráulica aplica el Principio de Pascal para transmitir energía por medio de un fluido incompresible y amplificar la fuerza para poder realizar la prueba destructiva de la solera soldada. Esta prensa está compuesta por tres dispositivos principales: el conjunto cilindro-pistón, la válvula direccional y la bomba hidráulica, todas interconectadas con un sistema de mangueras que conducen el aceite hidráulico.

A continuación se describe el funcionamiento general de los tres principales dispositivos de la prensa:

La bomba

La bomba (ver figura 2.1) es el componente que se encarga de suministrar el aceite al sistema, esta máquina al encontrarse en funcionamiento transfiere energía mecánica al aceite y permite a su vez, mover este fluido por todo del sistema, este dispositivo recibe el trabajo de flecha por medio de un motor eléctrico.

La bomba cuenta con un depósito, el cual tiene como función recibir, filtrar y transmitir el aceite para que funcione de forma adecuada, este dispositivo también cuenta con un sistema de reserva el cual ayuda a recircular el fluido a través de toda la máquina.



Fig 2.1 Bomba hidráulica

La válvula direccional

La válvula direccional (ver figura 2.2) es la encargada de controlar el avance y el retroceso del pistón, es un sistema de entradas y salidas que permite al fluido direccionarse a hacia el cilindro o bien, de regresar a la bomba. Es accionada manualmente por medio de una palanca que mueve de izquierda a derecha una corredera que abre o cierra los puertos que conectan al conjunto cilindro-pistón.

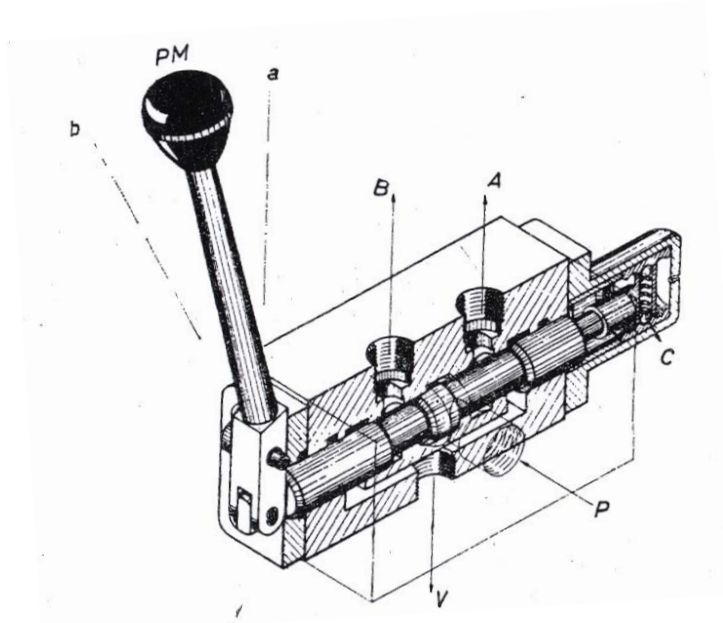


Fig 2.2 Válvula direccional [8]

Conjunto cilindro-pistón

En el conjunto cilindro-pistón el fluido entra por un extremo del cilindro empujando al pistón para entregar una fuerza y por el otro extremo del cilindro el fluido es desalojado de vuelta al tanque. El proceso del accionamiento del pistón se describe con más detalle a continuación en la Figura 2.3a se puede observar que el fluido es conducido por la válvula a la garganta de avance dentro del cilindro, el aceite, al ser un flujo incompresible, acapara poco a poco el volumen dentro de la carrera y provoca un empuje en el pistón generando el avance del vástago y permitiendo entregar la fuerza. El aceite contenido en el lado opuesto del pistón es desalojado hacia el puerto de retroceso del cilindro, el cual éste es transportado hacia la válvula, y a su vez, devuelto al depósito de la bomba para ser circulado de nuevo al sistema por medio del bombeo.

En la Figura 2.3b el fluido entra por el puerto de retroceso permitiendo al pistón entregar la fuerza en dirección contraria, el aceite es desalojado por el otro

extremo. Cabe mencionar que la presión del aceite suministrado en ambas gargantas dentro del cilindro es el mismo, sin embargo, la fuerza de retroceso es menor debido a que el área del pistón en la cual se aplica la presión es menor, pero la velocidad del pistón aumenta debido a la reducción de volumen de el vástago y por lo tanto el flujo llena más rápido la cámara.

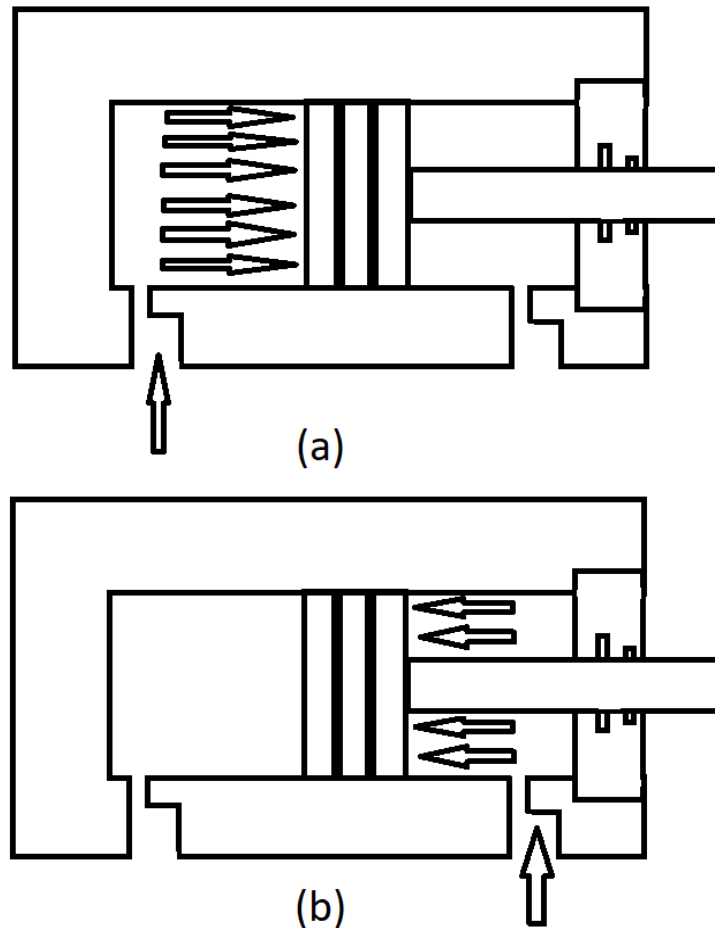


Fig 2.3 Esquema del funcionamiento interno del cilindro

2.7 Selección Válvula Direccional

Como se mencionó en el capítulo 1, con la válvula direccional se puede controlar el accionamiento del conjunto cilindro-pistón de doble efecto. El principio básico de funcionamiento es comunicar internamente los puertos, direccionando el flujo de aceite por medio de una corredera que se desplaza de izquierda a derecha en el interior del cuerpo de la válvula para accionar el pistón (en el caso de válvulas direccionales de tres posiciones). En la transición de la corredera de un extremo de la válvula al otro existe una posición central que es de vital importancia para el

comportamiento del flujo. Dependiendo de la simplicidad o complejidad del diseño de la corredera se determinará las aplicaciones para las cuales puede utilizarse la válvula.

El comportamiento del pistón, durante los tiempos de espera de la válvula, lo determinará la posición central o punto muerto de la corredera. A continuación se describen las tres principales configuraciones:

Válvula direccional de centro cerrado: Bloquea el flujo de aceite desde y hacia el cilindro deteniendo el movimiento del pistón (enclavamiento). También el flujo de aceite proveniente de la bomba queda bloqueado, por lo tanto no es regresado al depósito, el retorno al tanque se hace mediante una válvula de alivio operada por piloto instalada previo a la válvula. En este momento, el fluido hidráulico logra fugar a través de la holgura que hay entre la corredera y el cuerpo de la válvula hacia los puertos del cilindro provocando un aumento de presión y un movimiento del pistón (ver figura 2.4).

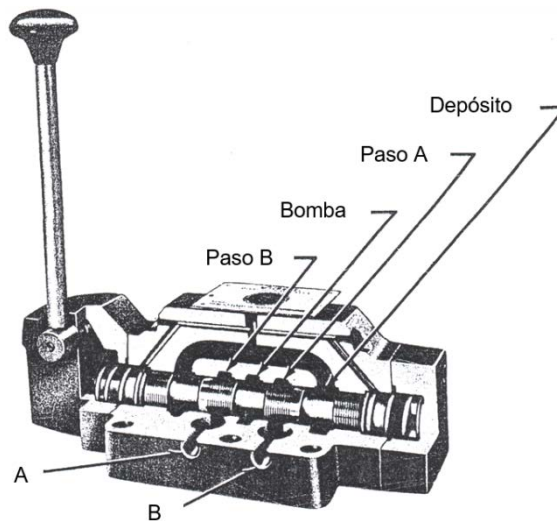


Fig.2.4 Válvula direccional de cuatro vías, tres posiciones, de centro cerrado y posicionada al centro por resorte ^[7]

Válvula direccional de centro abierto: En esta configuración, el flujo de aceite es direccionado hacia el depósito y a los dos puertos del cilindro deteniendo el movimiento del pistón, pero este puede empezar a moverse debido a que la presión actúa sobre ambas áreas del pistón y éstas no son iguales.

Otra configuración es bloquear el puerto de flujo de la bomba y direccionar los puertos del cilindro hacia el tanque, dejando al pistón susceptible a moverse debido a fuerzas externas aplicadas sobre vástago.

Válvula direccional de centro tándem: Los dos puertos del cilindro son bloqueados y el pistón queda enclavado, el flujo de la bomba se conecta al depósito por medio de un conducto que pasa por el centro de la corredera, esto ahorra espacio y el número de conductos en la válvula.

La posición central de la corredera se mantiene por la acción de cojinete de bolas, por el balance de fuerzas de resortes o por la acción de una leva. Estos sistemas de posicionamiento de la corredera pueden estar a ambos lados de la válvula o sólo en un extremo como se muestra en la figura 2.4. El posicionamiento de la corredera puede ser controlado por un solenoide, piloto hidráulico o neumático, mecánico como levas o manualmente con una palanca o pedal.

Corredera

La corredera es la encargada de bloquear o direccionar el fluido a través de la válvula por medio de émbolos y canales construidos sobre la corredera. Los émbolos o bandas forman un sello metal a metal contra el cuerpo de la válvula bloqueando el paso de aceite (Fig. 2.5), por otro lado los canales permiten el flujo de aceite conectando los puertos en la válvula. Este dispositivo puede construirse con dos o más bandas dependiendo de la aplicación y la complejidad del circuito que controle.

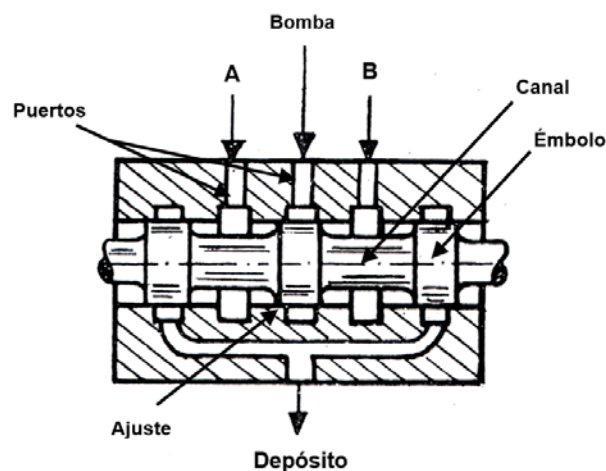


Fig 2.5 Corredera de tres bandas y dos canales ^[8]

El émbolo al colocarse en un conducto o puerto bloquea el paso de aceite hacia la válvula, el ajuste del émbolo con el puerto puede ser parcial o total dependiendo de las características de flujo que se requiera en el diseño. En un ajuste línea a línea la fuga hacia el canal de la corredera estará en función del huelgo entre la corredera y el cuerpo de la válvula; por otro lado, un ajuste de holgura donde existe un claro entre el émbolo y el puerto genera una mayor fuga hacia el canal. Finalmente; el ajuste de traslape, donde se reducirá al mínimo la fuga. Hay que tomar en cuenta que en los dos últimos ajustes la corredera debe recorrer primero la distancia de la holgura o del traslape para poder mover el pistón.

Cuerpo de la válvula

En el cuerpo de la válvula están contenidos los principales sistemas de funcionamiento como: la corredera, puertos, conductos de comunicación de flujo, conectores, venas de comunicación internas, así como los sistemas de posicionamiento y centrado de la corredera. El material utilizado para la manufactura de estas válvulas es de hierro de colada continua.

La corredera está ajustada en su interior moviéndose de extremo a extremo para permitir o bloquear los puertos, estos conductos son barrenados desde el exterior de la válvula y posicionados estratégicamente y sincronizados con la corredera. También puede tener conductos auxiliares en el cuerpo de la válvula para distribuir el flujo internamente según la configuración de la corredera. Para conectar los puertos en la válvula con el conjunto cilindro-pistón, la bomba, manómetros, filtros y otras válvulas se utilizan mangueras reforzadas de alta presión, estas son instaladas con conectores que están roscados a las salidas de los puertos en la válvula.

La válvula puede tener puertos adicionales para la instalación de sistemas de posicionamiento de la corredera accionados por piloto hidráulico o neumático.

También el cuerpo de la válvula contiene empaques a los extremos del alojamiento de la corredera para eliminar fugas o impedir la entrada de elementos contaminantes.

Con esta información se selecciona la válvula direccional a diseñar para la prensa hidráulica según los requerimientos y necesidades del problema.

Consideraciones:

En los requerimientos y necesidades del sistema se pide que el accionamiento de la prensa sea mediante un pistón de doble efecto, por lo tanto se seleccionará una válvula direccional de cuatro vías mencionada en el capítulo uno, también que la válvula sea de accionamiento manual y el pistón pueda quedar enclavado en cualquier punto de su carrera.

Cabe mencionar que el objetivo de la prensa hidráulica es realizar pruebas destructivas a soleras soldadas; por lo tanto, no es un requisito la precisión en el control del movimiento del pistón.

Selección de tipo de corredera

La selección del tipo de carrete está relacionada con el comportamiento de la válvula en su posición central o punto muerto; se descartó de centro cerrado ya que esta configuración requiere de la incorporación en el sistema de válvulas de alivio, también de centro abierto ya que el pistón tiende a moverse debido a la diferencias de áreas en las dos caras del pistón. También se descarta de centro tándem debido a la complejidad de la manufactura al realizar un conducto que pasa por el centro de la corredera.

Finalmente, se selecciona un carrete que haga la función de centro cerrado pero incorporando el retorno del fluido en el cuerpo de la válvula como se muestra en la figura 2.6

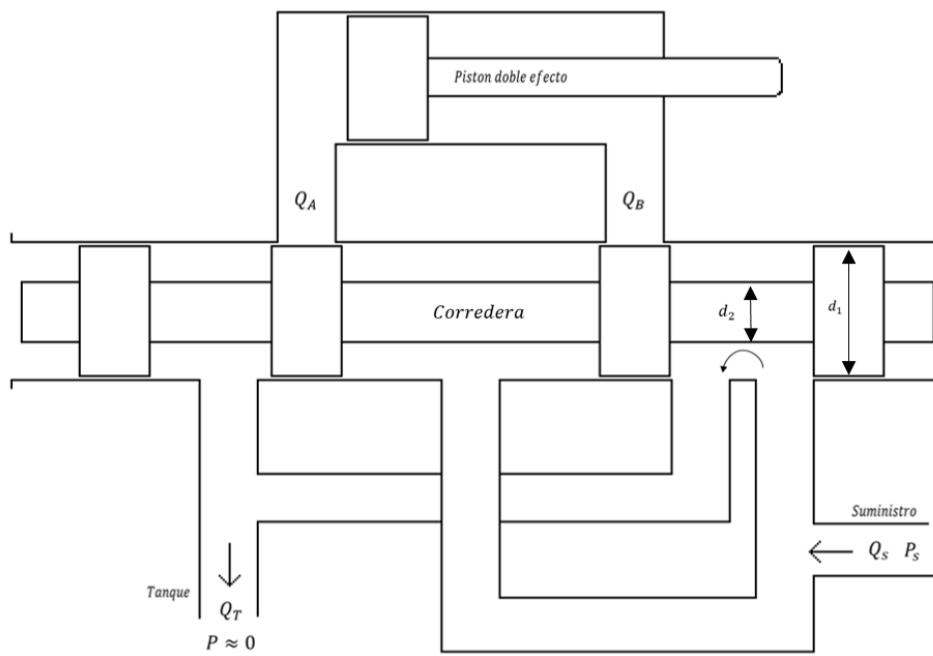


Fig. 2.6 Selección de carrete para la válvula direccional

El material más utilizado comercialmente para la manufactura de la corredera es redondo de acero inoxidable rectificado T316.

En función de los requerimientos y necesidades del sistema se selecciona la prensa hidráulica como mejor opción. Anteriormente se describió brevemente los componentes principales de esta prensa y su funcionamiento. También se describieron los diferentes tipos de válvulas direccionales. Teniendo en cuenta esta información, se realiza el diseño y la selección de componentes del conjunto cilindro pistón y la válvula direccional.

CAPÍTULO 3 DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

3.1 Diseño del pistón y vástago

Es importante analizar la estabilidad del vástago para soportar la carga a compresión de parte del aceite sobre el pistón sin experimentar cambios súbitos en su configuración, en otras palabras, evitar el pandeo lo mayor posible, para ello podemos visualizar al vástago como un elemento prismático vertical (ver figura 3.1) que soporta una carga axial (en este caso la presión del fluido que ejerce sobre el pistón).

Con ayuda del libro de Diseño de Elementos de Máquina de Mott ^[11], cuarta edición, se determina el diámetro mínimo permisible que debe utilizarse en el vástago para que pueda usarse para soportar la carga dada.

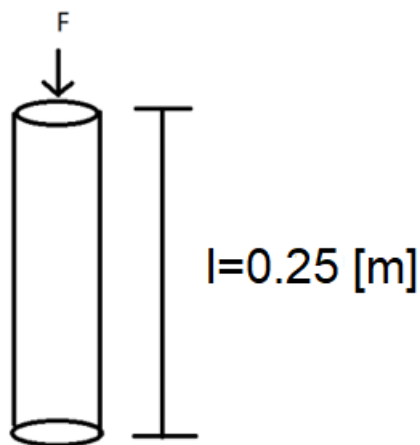


Fig 3.1 Representación de la fuerza aplicada al vástago

El cálculo de las dimensiones del vástago depende del material utilizado, la longitud del mismo, la carga axial aplicada a compresión, el factor de seguridad y el tipo de empotramiento, donde existen dos criterios para el diseño de columnas que son de suma utilidad para determinar el diámetro de la barra: el criterio de Euler para columnas largas y el de J. B. Johnson para columnas cortas.

La siguiente fórmula se utiliza para determinar el diámetro de una columna con sección transversal circular sólida:

$$D = \left[\frac{4NP}{\pi s_y} + \frac{4s_y (Kl)^2}{\pi^2 E} \right]^{1/2} \quad (1)$$

Donde:

s_y = Es la resistencia a la fluencia del material a analizar

l = La longitud de la columna

P = La carga a compresión a someter

N = Factor del diseño del vástago

K = Factor de empotramiento

E = Módulo de elasticidad del material

El material sugerido en los vástagos de la prensa hidráulica es el acero cromado, debido principalmente a que el proceso de cromado permite al acero soportar el ambiente corrosivo que genera el aceite hidráulico sobre este componente, a su vez que aumenta ligeramente la dureza superficial de la misma y contiene altos niveles de fluencia y resistencia frente a esfuerzos mecánicos. Los valores de resistencia a la fluencia y del módulo de elasticidad para este material son: 530 [MPa] y 206 [GPa] respectivamente.

Se requiere una columna homogénea con una longitud de 25 [cm], dicho dimensionado es debido a la carrera con la cual dicha columna se desplazará dentro del cilindro, aparte, requiere de una carga F de 110.703 [kN], que es la carga máxima a la cual será sometido el vástago.

El factor de diseño (N) se toma con un valor de 3, debido a que este factor es el más adecuado para el diseño de elementos de máquinas.

El factor de empotramiento tiene un valor de 0.65 en este caso, por recomendaciones de Mott por tratarse de un sistema empotrado.

Se procede a reemplazar todos estos valores en la ecuación 1, dando como resultado:

$$D = \left[\frac{4(3)(110703[N])}{\pi(530 \times 10^6 [Pa])} + \frac{4(530 \times 10^6 [Pa])(0.65 \cdot 0.25[m])^2}{\pi^2(206 \times 10^9 [Pa])} \right]^{1/2} = 0.028729266[m] = 2.873[cm]$$

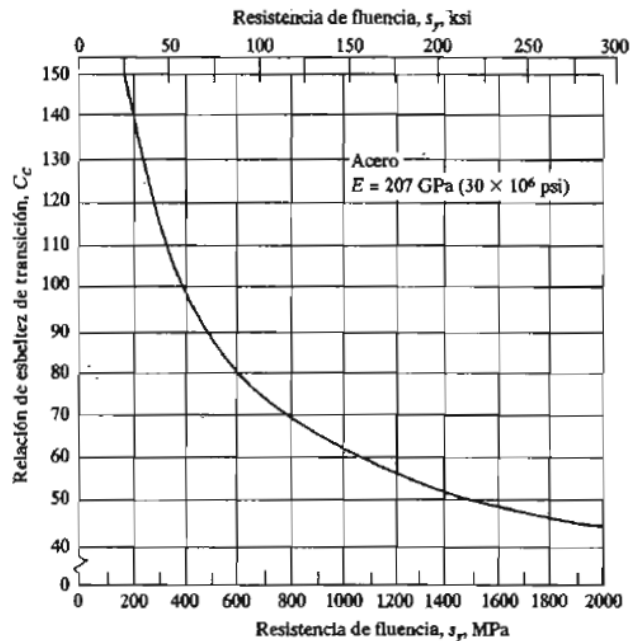
Se procede a corroborar que la columna sea capaz de soportar la carga aplicada, para ello se encuentra su radio de giro (r)

$$r = \frac{D}{4} = 7.1825 \times 10^{-3} [m]$$

y con ayuda de este dato se procede a encontrar su relación de esbeltez

$$\text{Relación de esbeltez} = \frac{Kl}{r} = \frac{(0.65)(0.25 [m])}{7.1825 \times 10^{-3} [m]} = 22.6244$$

Esta relación es de suma utilidad para determinar si la consideración de una columna corta es adecuada para el vástago, para ello se tiene que comparar con la relación de esbeltez de transición C_c , dato que se consigue en la gráfica 3.1.



Gráfica 3.1 Resistencia de esbeltez de transición C_c contra la resistencia de fluencia del acero.

El factor C_c es aproximadamente 86 en la gráfica anterior, contrarrestándola con el valor obtenido mediante el cálculo hecho que fue de 22.6244, y en consecuencia ser mayor que el calculado, podemos comprobar que las consideraciones son acertadas y se puede utilizar un diámetro de 3 [cm].

El estudio del vástago anteriormente realizado fue con respecto a su capacidad para soportar la carga a compresión y a tensión suministrada, este elemento se diseña para que sea un elemento independiente del pistón, para lo cual se tiene que hacer el diseño de un sujetador que permita unir a estos dos elementos de

máquina, y que pueda soportar las condiciones de manejo a la cual sea sometido, se propone manufacturar un sujetador roscado integrado al mismo vástago, por eso se analiza que el material del vástago soporte la carga a la cual será sometida y se evite que la rosca sufra modificaciones en su configuración.

Con ayuda del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley ^[11] se puede analizar la resistencia del perno a diferentes tipos de esfuerzos, como se puede verificar en la siguiente figura (sacada del mismo libro) se puede verificar que el perno ASTM A307 tiene una resistencia a la prueba de 33 [kpsi], condición que es mucho mayor que la condición de carga a la cual es sometido el cilindro hidráulico.


Designación ASTM núm.	Intervalo de tamaños, de inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
A307	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo carbono	

Tabla 3.1 Dimensiones, resistencia, material y perfil del tornillo ASTM A307¹²

Al verificar de igual forma el dato del material utilizado en este tipo de tornillo, se ve que es un acero de bajo carbono (aproximadamente 0.1%). El acero con el cual está propuesto el vástago es de un acero de medio carbono (aproximadamente 0.45%), el cual le da la ventaja de ser de una resistencia más alta que el material del cual está compuesto este tipo de tornillo, por lo que se concluye que se puede manufacturar la rosca al vástago tomando como inspiración el tornillo ASTM A307.

Revisando especificaciones de productos comerciales se puede encontrar el número de hilos por pulgada que contiene este tipo de acero, consultando a la empresa TORMEX¹³ se puede encontrar las siguientes especificaciones:

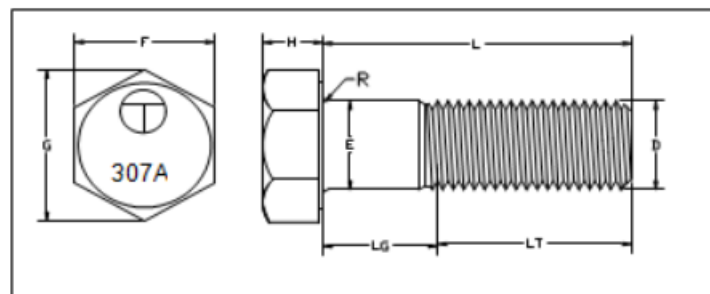


Figura 3.2 Dimensiones del tornillo ASTM A307 de la empresa TORMEX¹³

¹¹ Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Budynass y Nisbett, 8° Edición, Mc Graw Hill, 2008.

¹² <https://tormex.com/tienda/productos-de-fabrica/tornillos-a-307-grado-a>

Medida Nominal	E		F			G		H			R		Lt	
	Diam Cuerpo	Max	Distancia entre caras			Distancia entre esquinas		Altura			Radio bajo cabeza		Largo Cuerda	
			Basico	Max	min	Max	Min	Basico	Max	Min	Max	Min	6 Pulg	+ de 6
1/2	0.500	0.515	3/4	0.750	0.725	0.866	0.826	11/32	0.364	0.302	0.030	0.010	1.250	1.500
5/8	0.625	0.642	15/16	0.938	0.906	1.083	1.033	27/64	0.444	0.378	0.060	0.020	1.500	1.750
3/4	0.750	0.768	1 1/8	1.125	1.088	1.299	1.240	1/2	0.524	0.455	0.060	0.020	1.750	2.000
7/8	0.875	0.895	1 5/16	1.312	1.269	1.516	1.447	37/64	0.604	0.531	0.060	0.020	2.000	2.250
1	1.000	1.022	1 1/2	1.500	1.450	1.732	1.653	43/64	0.700	0.591	0.090	0.030	2.250	2.500
1 1/8	1.125	1.149	1 11/16	1.688	1.631	1.949	1.859	3/4	0.780	0.658	0.090	0.030	2.500	2.750
1 1/4	1.250	1.277	1 7/8	1.875	1.812	2.165	2.066	27/32	0.876	0.749	0.090	0.030	2.750	3.000
1 3/8	1.375	1.404	2 1/16	2.062	1.994	2.382	2.273	29/32	0.940	0.810	0.090	0.030	3.000	3.250
1 1/2	1.500	1.531	2 1/4	2.250	2.175	2.598	2.480	1	1.036	0.902	0.090	0.030	3.250	3.500
1 3/4	1.750	1.785	2 5/8	2.625	2.538	3.031	2.893	1 5/32	1.196	1.054	0.120	0.040	3.750	4.000
2	2.000	2.039	3	3.000	2.900	3.464	3.306	1 11/32	1.388	1.175	0.120	0.040	4.250	4.500

Tabla 3.2 Dimensiones de los tornillos ASTM A307¹³

Tamaño de Tornillo	Hilos por Pulgada	Area de Esfuerzo pulg ²	Resistencia a la Tensión lbf	
			Min	Max
1/2	13 UNC	0.142	8,500	
5/8	11 UNC	0.226	13,550	
3/4	10 UNC	0.334	20,050	
7/8	9 UNC	0.462	27,700	
1	8 UNC	0.606	36,350	
1 1/8	7 UNC	0.763	45,800	
1 1/4	7 UNC	0.969	58,150	
1 3/8	6 UNC	1.155	69,300	
1 1/2	6 UNC	1.405	84,300	
1 3/4	5 UNC	1.908	114,000	
2	4-1/2 UNC	2.500	150,000	

Tabla 3.3 Tamaño del tornillo, hilos por pulgada, área de esfuerzo y resistencia a la tensión del tornillo ASTM A307¹³

Se eligió un tamaño de tornillo de 7/8, el cual tiene un largo de cuerda de 2 [in], con 9 UNC de hilos de pulgada y un área transversal de 0.895 [in], aproximadamente 2.27 [cm].

Ahora se procede al diseño del pistón. En este caso, se tiene que considerar que la selección corresponderá a un cilindro diferencial de doble efecto, por consecuencia, es necesario hacer el análisis del pistón cuando se encuentra en las dos posiciones estáticas dentro del cilindro, tal como se describe a continuación, estos cálculos ayudarán a determinar la deformación que sufre el pistón en los extremos del cilindro.

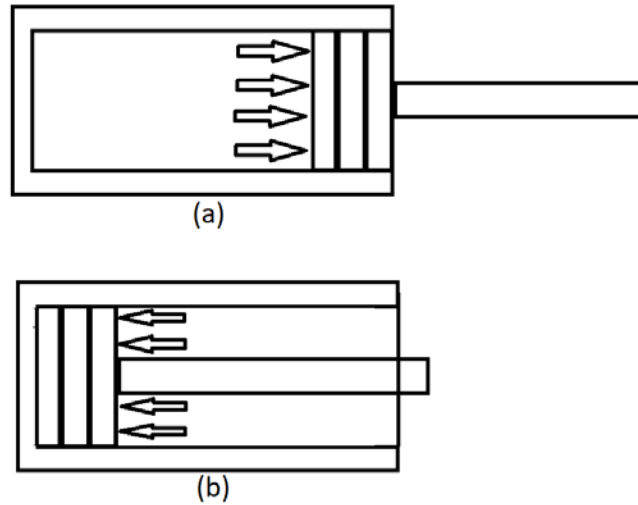


Fig 3.3 Pistón sometido a compresión después del avance completo de carrera (a) y pistón sometido a compresión después del retroceso (b)

Se requiere calcular la deformación que sufrirá el material con respecto a la carga suministrada, se toma como referencia el libro de Mecánica de Materiales de Beer y Johnston^[13], para esto, se parte la sección transversal del pistón tal como se muestra en las figuras 3.4 y 3.5.

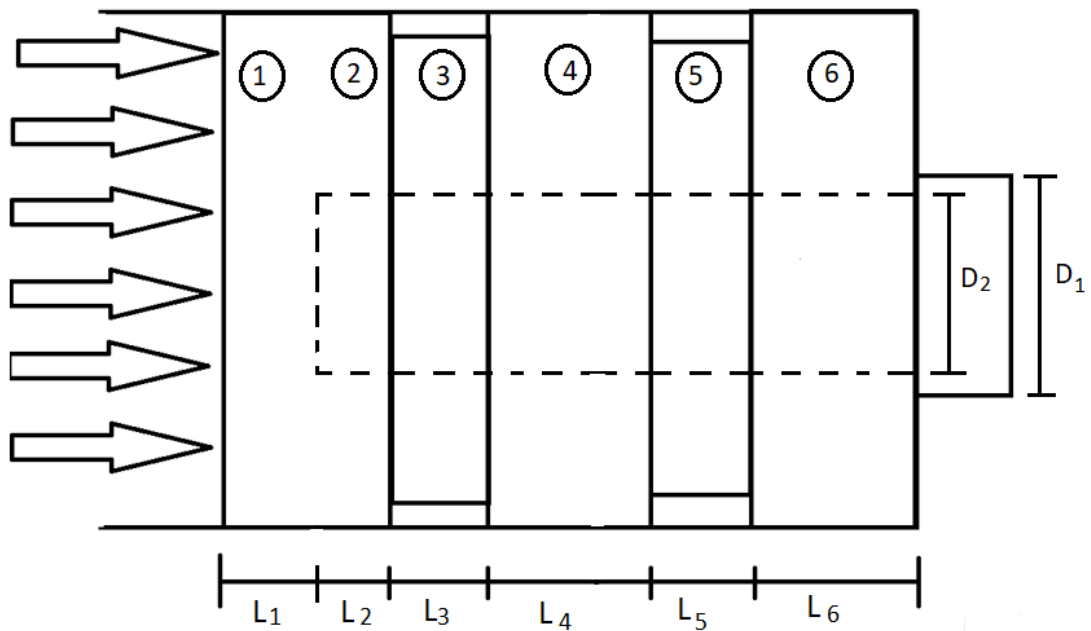


Fig. 3.4 Separación del pistón por secciones durante la compresión en el avance, $D_1=0.0845[m]$ y $D_2=0.022733[m]$

¹³ Mecánica de Materiales, Beer & Johnston, 6° Edición, Mc Graw Hill, 2013

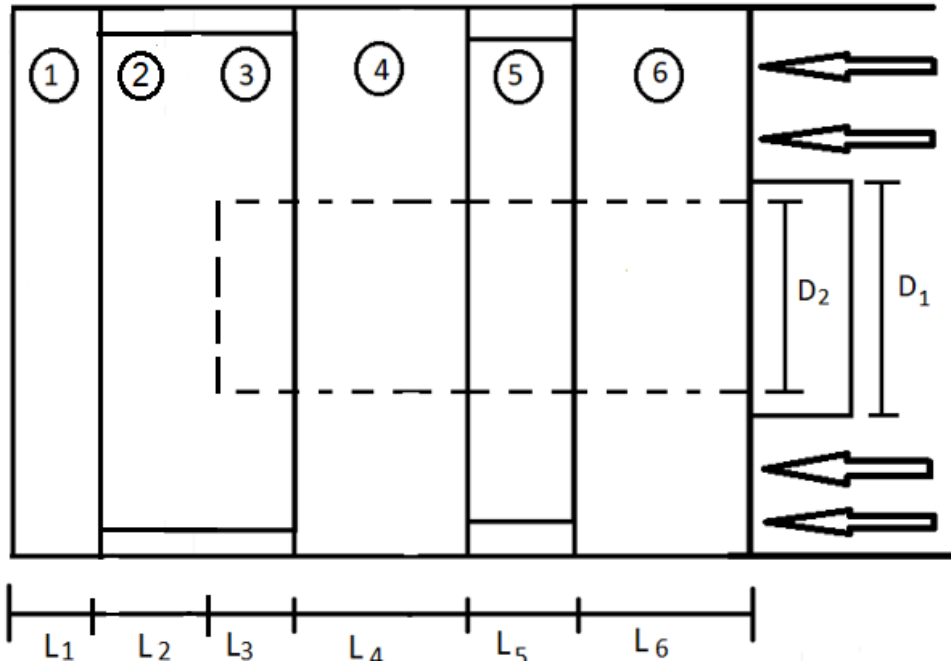


Fig. 3.5 Separación del pistón por secciones durante la compresión en el retroceso

Sección	Longitud [m]	Diámetro [m]	Área [m ²]
1	0.00761	0.08230	0.005319741966
2	0.00761	0.0793	0.004938980046
3	0.00739	0.0793	0.004533200858
4	0.00631	0.08230	0.005315684174
5	0.015	0.05255	0.001763104875
6	0.02130	0.08230	0.005315684174

Tabla 3.4 Longitudes y áreas del pistón

Al hacer referencia al diámetro D_2 en el pistón, se refiere al diámetro interno de la pieza a consecuencia de la rosca interna donde embona el vástago, dicha área influye en el área transversal de las secciones 3,4,5 y 6. En consecuencia, a las áreas comprendidas en estas secciones se les tiene que restar el área de la sección hueca, dichas áreas se encuentran calculadas en la tabla 3.4.

Para calcular la deformación de nuestro material, primero se requiere calcular el esfuerzo al cual es sometida cada sección de la pieza, con ayuda de la fórmula:

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

Donde P se toma igual al caso del vástago, 110 703 [N] y el área depende de cada sección de la pieza.

Posteriormente, se determina la deformación unitaria axial con ayuda de la ley de Hooke:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (3)$$

Donde “ ε ” es la deformación unitaria del material y “E” el módulo de Young del mismo material.

El módulo de elasticidad es del material del cual está realizada la pieza, en este caso se escoge un acero máquina ($E=206 \times 10^9$ [Pa]).

De igual forma se debe realizar el cálculo por cada sección por separado. Finalmente, para poder calcular la deformación del material se recurre a la siguiente fórmula:

$$\delta = \varepsilon L \quad (4)$$

Donde “ δ ” es el alargamiento del material y “L” la longitud total del mismo material.

La siguiente tabla muestra el cálculo del cambio de longitud de todas las secciones siguiendo los pasos anteriormente ya descritos:

Sección	σ [Pa]	ε [m/m]	δ [m]
1	20809843.9	0.00010102	-7.68752E-07
2	-22414142	0.00010881	-8.28018E-07
3	-22414142	0.00010881	-8.0408E-07
4	20809843.9	0.00010102	-6.37428E-07
5	51041455.8	0.00024777	-3.71661E-06
6	20658957.3	0.00010029	-2.1361E-06
		total	-8.89x10 ⁻⁰⁶ [m]

Tabla 3.5 Estudio de deformación en cada sección del pistón

Como referencia de diseño, las deformaciones axiales no deben sobre pasar el medio milímetro de longitud, en la tabla 3.5 se puede apreciar que la deformación total del pistón es de -8.89×10^{-3} [mm] por lo tanto podemos concluir que el pistón cumple con los criterios de diseño.

3.2 Cálculo de fuerzas a tracción y compresión

En el cilindro se buscaron las dimensiones tales que permitan el buen funcionamiento de nuestro sistema. En este caso se puede mencionar el caso de el diámetro del pistón, el cual denominamos D_1 y el diámetro del vástago que se denomina D_2 , este último ya calculado previamente, se tuvo mucho cuidado que los diámetros de nuestro componente contengan dimensiones tales que permitan acoplar de la mejor manera posible los sellos hidráulicos.

Calculando la fuerza de compresión la cual impondrá el sistema:

$$F_{comp} = (P_1 [Pa]) A_1 = 110703.04869 [N]$$

Donde:

$$P_1 = 3000 \text{ psi } (2.0684 \times 10^7 \text{ [Pa]})$$

$$A_1 = 5.352110 \times 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

La fuerza de tracción (o de retroceso) es calculada de una forma similar, como ya se mencionó, se calcula restando el área del vástago de la del pistón.

$$F_{tra} = (2.0684 \times 10^7 \text{ [Pa]}) (0.004946 \text{ m}^2) = 102309.911973 \text{ N}$$

$$F_{tra} = 10.23 \text{ Ton}_f$$

Como punto importante a aclarar, estas fórmulas son válidas si no existe ninguna contrapresión o fuerza opuesta al momento de desplazar el pistón, las fuerzas opuestas se deben deducir de las fuerza de compresión o tracción, según se dé el caso.

La presión calculada propuesta en el apartado anterior, es función de la máxima presión de trabajo a la cual se someterá el elemento hidráulico, sin embargo, hay que considerar que los elementos como las válvulas, tubos flexibles, tubos, etc. deben ser capaces de soportar la presión de servicio máxima, en la cual se hará funcionar a nuestro sistema.

3.3 Diseño del cilindro hidráulico

En el diseño del cilindro hidráulico se debe de tener en cuenta que, para evitar posibles roturas del cilindro, se tiene que dimensionar el espesor mínimo del material para poder garantizar la seguridad del dispositivo a presiones de trabajo.

Tampoco se debe exceder en el espesor del cilindro, ya que conlleva a mayores costos en material, y a su vez, manufactura del dispositivo. Los materiales utilizados en los cilindros, por lo general son de acero sin soldadura, rectificado y “rodado”; las tapas son de fundición de cromo con níquel de alta calidad. Con estos materiales en mente se puede hacer una aproximación en el diseño de la pared del cilindro. En el libro de Mandos Hidráulicos en las Máquinas Herramientas de Pomper se sugiere una holgura entre el pistón y cilindro de 0.1 [mm], valor que se aplicará para poder determinar el diámetro interno del cilindro, tal como se muestra en la figura 3.6.

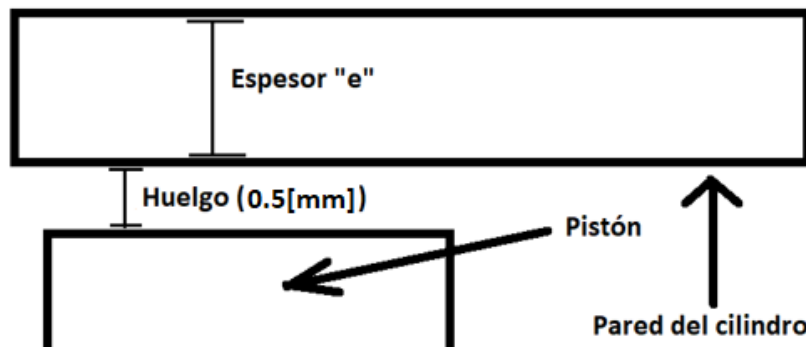


Fig. 3.6 Huelgo necesario entre el pistón y el cilindro

Para poder determinar el espesor mínimo “e” en la pared del cilindro, se recurre a la siguiente fórmula:

$$e = \frac{Pdn}{2\sigma} \quad (5)$$

Donde:

- P es la presión que ejerce el aceite hidráulico al interior del cilindro (20.684 [MPa]).
- d es el diámetro interno del cilindro 0.08255 [m].
- σ es el valor del esfuerzo de cedencia del material del cilindro, que tiene un valor de 415 [MPa], correspondiente al acero AISI 1026.
- n es el factor de diseño.

$$e = \frac{(2.0684 \times 10^7 [Pa])(0.08255 [m])(3)}{2(415 \times 10^6 [Pa])} = 6.1715 \times 10^{-3} [m] = 6.1715 [mm]$$

En la literatura especializada especifican que este dato sólo es válido si el cilindro no tiene discontinuidades que provoquen un concentrador de esfuerzos, como por ejemplo las tapas y su respectiva unión al cilindro, para lo cual es conveniente analizar este tipo de modelos con ayuda del análisis por elemento finito^[14].

3.4 Selección de sellos en el sistema

Los sellos son componentes que impiden el paso de fluidos a través del sistema, es conveniente buscar proveedores que ayuden a suministrar estos componentes. A continuación, se hará mención de los principales sellos que se utilizan en el sistema, al igual de su lugar de aplicación y características, todos los sellos son sacados del catálogo PARKER^[15].

Sello de pistón en cilindros de doble efecto modelo OE.



Fig. 3.7 Sello de pistón tipo OE

El conjunto de sellado para pistón, perfil OE de doble efecto está compuesto por un anillo de sellado de pistón en PTFE y una junta tórica de elastómero como elemento de precarga útil en su aplicación de cilindros de doble efecto, se coloca alrededor del pistón contenido dentro del cilindro hidráulico (ver Fig. 3.7).

Entre sus características podemos encontrar:

- Buen rendimiento de sellado en condiciones de montaje extremadamente reducidas.

¹⁴ Mechanics of Materials, Gere & Goodno, 7° Edition, Cengage Learning.

¹⁵ www.parker.com

- Excelente resistencia al desgaste.
- Mínima rotura y fricción dinámica y la no tendencia al pegue-despegue garantiza un movimiento uniforme incluso a bajas velocidades.
- Buena eficiencia energética obtenida gracias a la baja fricción.
- Es posible efectuar el montaje en un pistón de una pieza.
- No sensible a los picos de presión.
- Resistencia a altas temperaturas garantizada gracias a la selección adecuada del compuesto de la junta tórica.
- Alta resistencia a la extrusión.
- Adaptable a prácticamente todos los medios gracias a la elevada resistencia química del anillo de sellado y a la amplia selección de compuestos de la junta tórica.
- Es posible conseguir tamaños adicionales mediante mecanización en cortos plazos de tiempo.

Cintas guía

Las cintas de guiado proporcionan la función de cojinete entre los componentes metálicos de la unidad durante el movimiento de la carrera y en condiciones estáticas. Evitan el contacto metálico entre los pistones y los cilindros o los vástagos y los casquillos, en los que las fuerzas actúan en perpendicular a la dirección del movimiento (ver figura 3.8).



Fig. 3.8 Cinta guía

Sellos para vástago modelo ON

Este tipo de sello es especializado en prensas hidráulicas de doble efecto, fabricado en material PTFE y con una junta tórica como elemento de precarga (ver figura 3.9), entre sus características se puede encontrar:

- Buen rendimiento de sellado en condiciones de montaje extremadamente reducidas.
- Excelente resistencia al desgaste.
- Mínima rotura y fricción dinámica y la no tendencia al pegue-despegue garantiza un movimiento uniforme incluso a bajas velocidades.
- Buena eficiencia energética obtenida gracias a la baja fricción.
- No sensible a los picos de presión
- Resistencia a altas temperaturas garantizada gracias a la selección adecuada de compuesto de la junta tórica.
- Alta resistencia a la extrusión.
- Adaptable a prácticamente todos los medios gracias a la elevada resistencia química del anillo de sellado y a la amplia selección de compuestos de la junta tórica.
- Es posible conseguir tamaños adicionales mediante mecanización en cortos plazos de tiempo.



Fig. 3.9 Sello para vástago modelo ON

Rascador modelo AD,POLON

La función de los anillos rascadores es evitar la penetración de polvo, suciedad, granos de arena y virutas de metal en los percutores y los vástagos de movimiento axial (ver Fig. 3.10). De este modo se evita en gran medida que se produzcan arañazos, se protegen los elementos de guiado y las juntas y se amplía la vida útil del sistema de sellado.

El perfil AD está compuesto por un anillo rascador en PTFE y una junta tórica de elastómero como elemento de precarga. Combina dos funciones: rascado frente a la contaminación procedente del exterior y función de sellado que reduce la película de aceite residual. La combinación de materiales del anillo deslizante (PTFE) y la junta tórica (elastómero) convierten a este producto en adecuado para una amplia gama de aplicaciones, especialmente para fluidos agresivos y/o altas temperaturas.

Entre sus características podemos encontrar:

- Resistencia al desgaste.
- Mínima rotura y fricción dinámica y la no tendencia al pegue-despegue garantiza un movimiento uniforme incluso a bajas velocidades.
- Buena eficiencia energética obtenida gracias a la baja fricción.
- Resistencia a altas temperaturas garantizada gracias a la selección adecuada de la junta tórica.
- Adaptable a prácticamente todos los medios gracias a la elevada resistencia química del anillo de sellado y a la amplia selección de compuestos de la junta tórica.



Fig. 3.10 Rascador modelo AD

Directrices de instalación para juntas de PTFE

Hay que tomar en cuenta que las ranuras deben limpiarse y desbarbarse cuidadosamente. El calibre del cilindro debe disponer de un chaflán de entrada. Al instalar el anillo de sellado del pistón siempre existe el peligro de que el anillo se incline y sea rasgado por los chaflanes de entrada normales.

En el caso de los vástagos es recomendable utilizar diseños de ranura abierta para los diámetros de vástago inferiores a los 30 [mm], ya que estos anillos son propensos a romperse si se deforman tal y como se ha descrito anteriormente.

Instrucciones de montaje para juntas de PTFE

Se puede instalar la junta tórica en la ranura mediante el procedimiento normal. Los anillos de sellado de los pistones de hasta 100 [mm] de diámetro y de un grosor de pared de más de 1.6 [mm] deben expandirse “lentamente” e instalarse mediante una herramienta de montaje. Los anillos más grandes pueden expandirse a mano. Debe evitarse efectuar un estiramiento no uniforme o un exceso de estiramiento en cualquier circunstancia.

En primer lugar la junta tórica debe instalarse en la ranura. A continuación, la junta de vástago debe moldearse cuidadosamente en forma de riñón sin curvaturas bruscas. Este anillo deformado se coloca en la ranura y se moldea con la ayuda de un pasador.

3.5 Diseño de tapas

El primer paso para diseñar las tapas en el conjunto cilindro-pistón, es determinando el mínimo espesor permisible que garantice que las tapas no sufran deformaciones plásticas, para ello se hace un corte a la sección longitudinal de la pieza y visualizamos a nuestro elemento como una viga doblemente empotrada, de longitud “L” que conforma la longitud de ambas varillas (ver figura 3.11) donde la presión puede ser idealizada como una carga distribuida “w” de longitud “b” (ver figura 3.12).

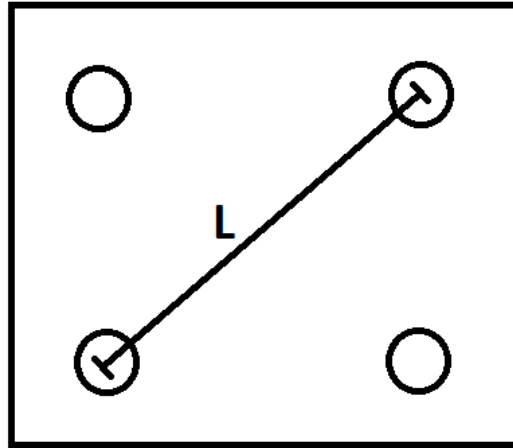


Fig. 3.11 Esquema dimensional de la sección transversal de la tapa

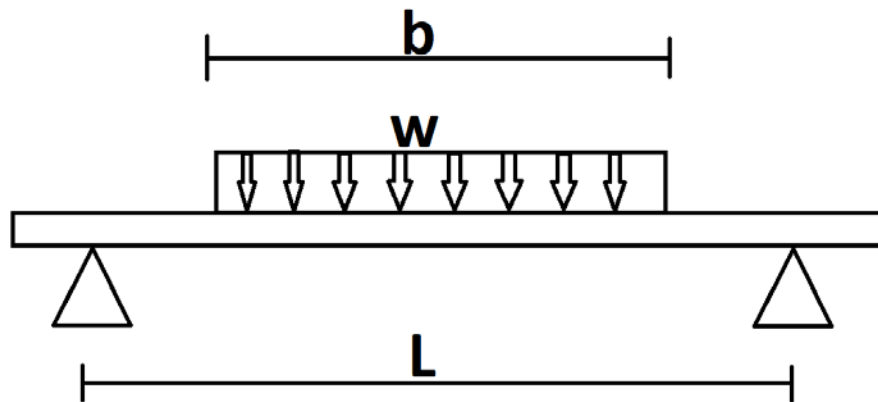


Fig. 3.12 Idealización de la tapa como una viga.

Transformando la presión a una carga distribuida sobre la viga:

$$P = 2.0684 \times 10^7 \text{ [Pa]}$$

Consideramos un ancho “c” de la viga con valor de 0.0127 [m] y se multiplica por la presión ejercida sobre la viga, para poder obtener la carga distribuida:

$$w = Pc = 2.0684 \times 10^7 \text{ [Pa]} * 0.0127 \text{ [m]} = 262686.8 \text{ [N/m]}$$

El largo “b” y “L” de la viga tienen valores de 0.08255 [m] y 0.140474 [m] respectivamente.

Es importante calcular el máximo momento flector al cual está sometido la viga bajo la carga distribuida que soporta ($M_{m\acute{a}x}$), recurriendo a la siguiente ecuación:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{wb(2L-b)}{8} = \frac{(262686.8 \left[\frac{N}{m} \right])(0.08255[m])(2(0.14047[m]) - 0.08255[m])}{8} = 537.756[Nm]$$

Con ayuda del máximo momento flector y de las propiedades elásticas del material, se puede calcular el mínimo espesor requerido “ h ” el cual garantice que la tapa no sufrirá deformaciones permanente, y en consecuencia, el sistema falle, para ello, se calcula el módulo de sección permitido con ayuda de la siguiente fórmula:

$$S = \frac{2.5M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{perm}} \quad (6)$$

El factor de 2.5 es debido al factor de diseño el cual se decide en el componente, el esfuerzo permisible se toma del esfuerzo de cedencia del acero 1018, que tiene un valor de 370 [MPa], calculando el módulo permitido por medio de la ecuación 6:

$$S = \frac{2.5(537.756[Nm])}{370 \times 10^6 [Pa]} = 3.633 \times 10^{-6} [m^3]$$

La sección transversal tiene un perfil rectangular, por lo tanto el interés del presente estudio es calcular el mínimo espesor permisible “ b ” en la tapa, sabiendo que:

$$S = \frac{ch^2}{6} = \frac{0.0127h^2}{6} 3.633 \times 10^{-6} [m^3]; \quad h = 4.14 \times 10^{-2} [m] = 4.14 [cm]$$

3.6 Diseño de varillas de contención

Las varillas de contención son de suma utilidad, ya que mantienen a las tapas unidas al cilindro, evitando que los componentes del sistema salgan disparados durante su funcionamiento. Dichas varillas están hechas de un acero herramental 1045 cuyas propiedades de este material permiten que no sufran deformaciones permanentes en su configuración durante el flujo del aceite dentro del cilindro. Estas varillas resisten la fuerza ejercida por el aceite, distribuyendo la fuerza entre las cuatro barras, lo cual aplicando la ley de Hooke se puede determinar la deformación que sufre cada una de estas barras.

$$\sigma = \frac{P}{4A} = \frac{110703[N]}{4(\pi * 0.00635^2)} = 218.474654[MPa]$$

$$\delta = \sigma \left(\frac{L}{E} \right) = 218.474654[MPa] \left(\frac{0.3446[m]}{206000[MPa]} \right) = 3.6547 \times 10^{-4} [m]$$

Donde se contempla que cada varilla sufre una deformación menor al milímetro cuando experimenta toda la carga ejercida por el aceite a través del cilindro.

Se procede a calcular la mínima longitud de rosca necesaria para poder garantizar la sujeción bajo la máxima carga a la cual se somete al cilindro (L_e) :

$$L_e = \frac{S_{wB} (2A_{IB})}{S_{wN} \pi OD_{B\min} [0.5 + 0.57735n(OD_{B\min} - PD_{N\max})]}$$

Donde:

A_{IB} = área del perno para esfuerzo a tensión ($9.161272 \times 10^{-5} [m^2]$)

S_{wB} = resistencia a la fluencia de tensión, del material del perno ($530 \times 10^6 [Pa]$)

S_{wN} = resistencia a la fluencia de tensión, del material de la tuerca ($370 \times 10^6 [Pa]$)

$OD_{B\min}$ = diámetro exterior mínimo de la rosca del perno ($0.013081 [m^2]$)

$PD_{N\max}$ = diámetro de paso máximo de las roscas de la tuerca ($0.0120523 [m^2]$)

n = número de roscas por pulgada

Reemplazando los valores se obtiene:

$$L_e = \frac{530 \times 10^6 (2 * 9.161272 \times 10^{-5})}{370 \times 10^6 \pi (0.013081) [0.5 + 0.57735(13)(0.013081 - 0.0120523)]} = 1.25789295 \times 10^{-2} [m] = 1.26 [cm]$$

3.7 Selección del fluido hidráulico

Un elemento importante en el equipo hidráulico es el fluido de trabajo adecuado para el sistema. El aceite es el encargado de transmitir la energía mecánica entregada por la bomba hacia el pistón, también tiene la función de lubricar, sellar, recolectar partículas contaminantes en el sistema y como medio de transferencia de calor.

Su selección es importante ya que, en general, debe cumplir las siguientes cualidades:

- Viscosidad apropiada – es importante tomar en cuenta las condiciones de trabajo ya que la viscosidad del aceite influye en la importancia de las fugas y en las pérdidas de carga en las mangueras. Para un servicio normal donde las temperaturas y presiones de trabajo son menores a 55 [°C] y 2000 [psi] se emplean generalmente aceites con viscosidad del orden de 32 cSt a 37[°C]. Cuando las presiones y las temperaturas de operación son elevadas se emplean frecuentemente aceites con viscosidad de 45 a 220 cSt a 37 [°C]. Por otro lado, para circuitos que operan en bajas temperaturas se utilizan valores entre 8 y 21 cSt a 37 [°C].

Se recomienda emplear para circuitos con bombas de caudal constante aceites con viscosidad entre 33 y 65 cSt a 37 [°C].

- Elevado índice de viscosidad – la viscosidad de los aceites varía con la temperatura, un descenso de la viscosidad por una elevada temperatura provocará variaciones en la importancia de las fugas. Al contrario, si la viscosidad del aceite aumenta por bajas temperaturas, provocará pérdidas de carga en las tuberías. Para los circuitos hidráulicos es recomendado utilizar aceites con índice de viscosidad mayor que 75.
- Película de aceite resistente – para prevenir el desgaste del cilindro, vástago, pistón, bomba y válvulas. El desgaste de estos elementos provoca un aumento del juego y por lo tanto un aumento en las fugas y un bajo rendimiento en el equipo hidráulico.
- Demulsibilidad elevada - para asegurar la separación rápida y eficaz del agua y el aire. Si el agua penetra en el depósito, esta se separa bajando al fondo del depósito y evitando circular por el circuito hidráulico.
- Estabilidad química – para asegurar una resistencia a la oxidación e impedir la formación de pozos negruzcos o gomosos que se adhieran a los mecanismos hidráulicos. La oxidación del aceite se acelera con la

presencia de polvos u otros cuerpos extraños, por esto es muy importante la instalación de filtros y el mantenimiento periódico del sistema.

- Grado de acidez bajo – Los aceites ácidos provocan la corrosión de las superficies pulidas de los elementos del sistema hidráulico así como a los sellos, por lo tanto, es importante seleccionar un aceite con un grado de acidez bajo.

A partir de los parámetros anteriores se selecciona el aceite Mobil DTE 24^[16] aceite hidráulico anti-desgaste de alto desempeño, con estabilidad a la oxidación y estabilidad térmica lo que permite garantizar una vida útil prolongada del aceite y del filtro en servicio minimizando la formación de depósitos en el sistema y mayor protección contra la corrosión de los componentes de sistemas que utilizan diversas metalurgias. Su alto índice de viscosidad le permite un amplio rango operacional de temperaturas y a su vez mantiene la eficiencia hidráulica.

Grado de viscosidad ISO	32
cSt @ 40 [°C]	31.5
cSt @ 100 [°C]	5.3
Índice de viscosidad ASTM	98
Densidad 15 [°C], ASTM D 4052, kg/L	0.8468
Punto de fluidez, [°C], ASTM D 97	-27
Punto de inflamación, [°C], ASTM D 92	220

Tabla 3.5 Propiedades del aceite Mobil DTE 24

¹⁶ <https://www.mobil.com.mx/es-mx/industrial/lubricants/products/mobil-dte-24>

3.8 Selección de mangueras

La selección de mangueras es tan importante como la selección de aceite ya que son parte fundamental en el equipo hidráulico para transportar el fluido a todo el sistema. Una manguera está construida de un tubo interior de goma sintética extruido reforzada con capas de acero o material textil (o de ambas). Finalmente estas capas interiores son cubiertas con goma sintética para protegerlas de las condiciones ambientales.

Existen diferentes parámetros importantes que hay que considerar antes de seleccionar una manguera:

- Presión de trabajo – la presión de trabajo máxima recomendada para la manguera debe ser igual o mayor a la presión máxima del sistema.
- Compatibilidad química – la manguera debe ser compatible químicamente con el fluido de trabajo y con el ambiente que lo rodea.
- Temperatura de trabajo – las mangueras deben ser seleccionadas tomando en cuenta las temperaturas mínimas y máximas del sistema. Al sobrepasar los límites de temperaturas marcados por el proveedor se genera desgaste prematuro de las mangueras, pudiendo causar la rotura y la fuga del fluido.
- Radio de curvado de la manguera – una manguera no debe doblarse fuera de los radios mínimos de curvatura indicados por el fabricante, ya que esto puede provocar deformación de la misma y la correspondiente pérdida de resistencia mecánica, dando lugar a una posible rotura.

La instalación de las mangueras en el sistema se debe hacer con una extensión suficiente para compensar los cambios de longitud cuando el sistema esté bajo presión. Tomar estas medidas permite que los componentes del sistema se muevan o vibren sin crear tensión en la manguera y que no sea muy extensa para que no se enganche o roce con otros equipos como se muestra en la figura 3.13

Con las especificaciones anteriores se selecciona el tipo de manguera adecuada para el equipo hidráulico. Los datos del sistema son los siguientes:

$$P_{\text{máx}} = 3000 \text{ [psi]} = 20.68 \text{ [MPa]}$$

$$Q_{\text{bomba}} = 50 \text{ [l/min]} = 13.20 \text{ [GPM]}$$

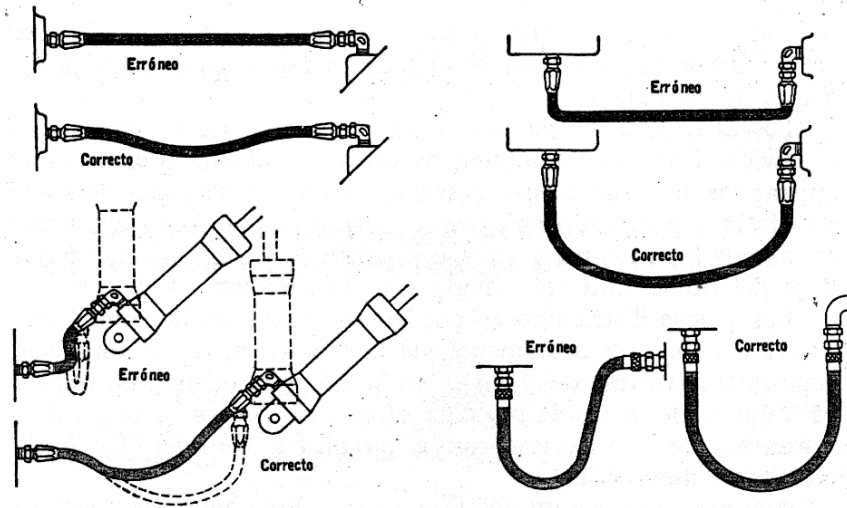


Fig. 3.13 Instalación correcta de mangueras hidráulicas^[9]

Por seguridad, las velocidades máximas del fluido recomendadas por Parker para sus mangueras a una presión de trabajo de 3000 psi son:

Líneas de presión: 5.5 [m/s]

Líneas de retorno: 3 [m/s]

Líneas de aspiración: 1.2 [m/s]

Se calcula el diámetro interior de la manguera para la línea de presión por medio de la siguiente expresión:

$$Q_b = v_f A_{\text{manguera}} \quad (7)$$

despejando d_i

$$d_{ip} = \sqrt{\frac{4Q_b}{\pi v}} \quad (8)$$

$$d_{ip} = \sqrt{\frac{4Q_b}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4(8.33 \times 10^{-4} \text{ [m}^3/\text{s]})}{\pi(5.5 \text{ [m/s]})}} = 0.01389 \text{ [m]}$$

su equivalente en pulgadas:

$$d_{ip} = 0.547 \text{ [in]}$$

El diámetro calculado fue de 0.547 pulgadas pero comercialmente es inexistente, por lo tanto seleccionamos el diámetro comercial inmediato superior que es de 5/8 [in].

Con estos datos y medidas de seguridad se consultó el manual técnico Parker para la correcta selección de la manguera. Con el diámetro interior de la manguera calculado y la presión máxima se selecciona la manguera Parker 302 de la Tabla 1A ubicada en el anexo 1 del presente trabajo.

La Manguera de media presión 302 tiene una presión máxima de trabajo de 3626 psi, diámetro interior de 5/8 in (módulo Parker -10) y refuerzo de doble malla de alambre de acero de alta resistencia.

Con la Tabla 1B del manual de mangueras flexibles de Parker (ubicada en los anexos 1) se corrobora la compatibilidad química de los materiales del tubo interior de la manguera Parker 302 con el fluido seleccionado Mobil DTE 24(ISO 32).

De igual manera, se calcula el diámetro interior de la manguera para la línea de retorno por medio de la ecuación 8:

$$d_{ir} = \sqrt{\frac{4Q_b}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4(8.33 \times 10^{-4} \text{ [m}^3\text{/s]})}{\pi(3 \text{ [m/s]})}} = 0.0188 \text{ [m]}$$

su equivalente en pulgadas

$$d_{ir} = 0.74 \text{ [in]}$$

El diámetro calculado fue de 0.74 pulgadas pero comercialmente es inexistente, por lo tanto se selecciona el diámetro comercial inmediato superior que es de 3/4 [in].

Se selecciona el mismo código de manguera Parker 302 con un diámetro interior de 3/4 [in] (módulo Parker -12) con una presión máxima de trabajo de 3118 [psi], y refuerzo de doble malla de alambre de acero de alta resistencia.

Número de Reynolds

Para minimizar las fugas y pérdidas de presión en los sistemas hidráulicos es necesario que el flujo sea laminar. El régimen del flujo se determina por un número

adimensional llamado número de Reynolds y este debe ser menor a 2000 para que el flujo sea laminar ^[17].

Calculando la velocidad del fluido con el nuevo diámetro seleccionado en la manguera para la línea de presión por medio de la ecuación 7 tenemos:

$$v_f = \frac{Q_b}{A_{manguera}} = \frac{4(8.33 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s})}{\pi(0.0159)^2} = 4.19 \frac{m}{s}$$

Datos:

$$\rho = 846 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$v_{fluido} = 4.19 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$d_i = 5/8 \text{ [in]} (0.0159 \text{ [m]})$$

$$\nu = 32 \text{ [cSt]}$$

$$Re = \frac{\rho v d_i}{\mu} = \frac{(846 \left[\frac{kg}{m^3} \right])(4.19 \left[\frac{m}{s} \right])(0.0159 \text{ [m]})}{0.03485 \left[\frac{Ns}{m^2} \right]}$$

$$Re = 1617.26 \therefore \text{Laminar}$$

¹⁷http://olimpia.cuautitlan2.unam.mx/pagina_ingenieria/mecanica/mat/mat_mec/m7/LABORATORIO%20DE%20TERMOFLUIDOS.pdf

3.9 Esquema del circuito hidráulico

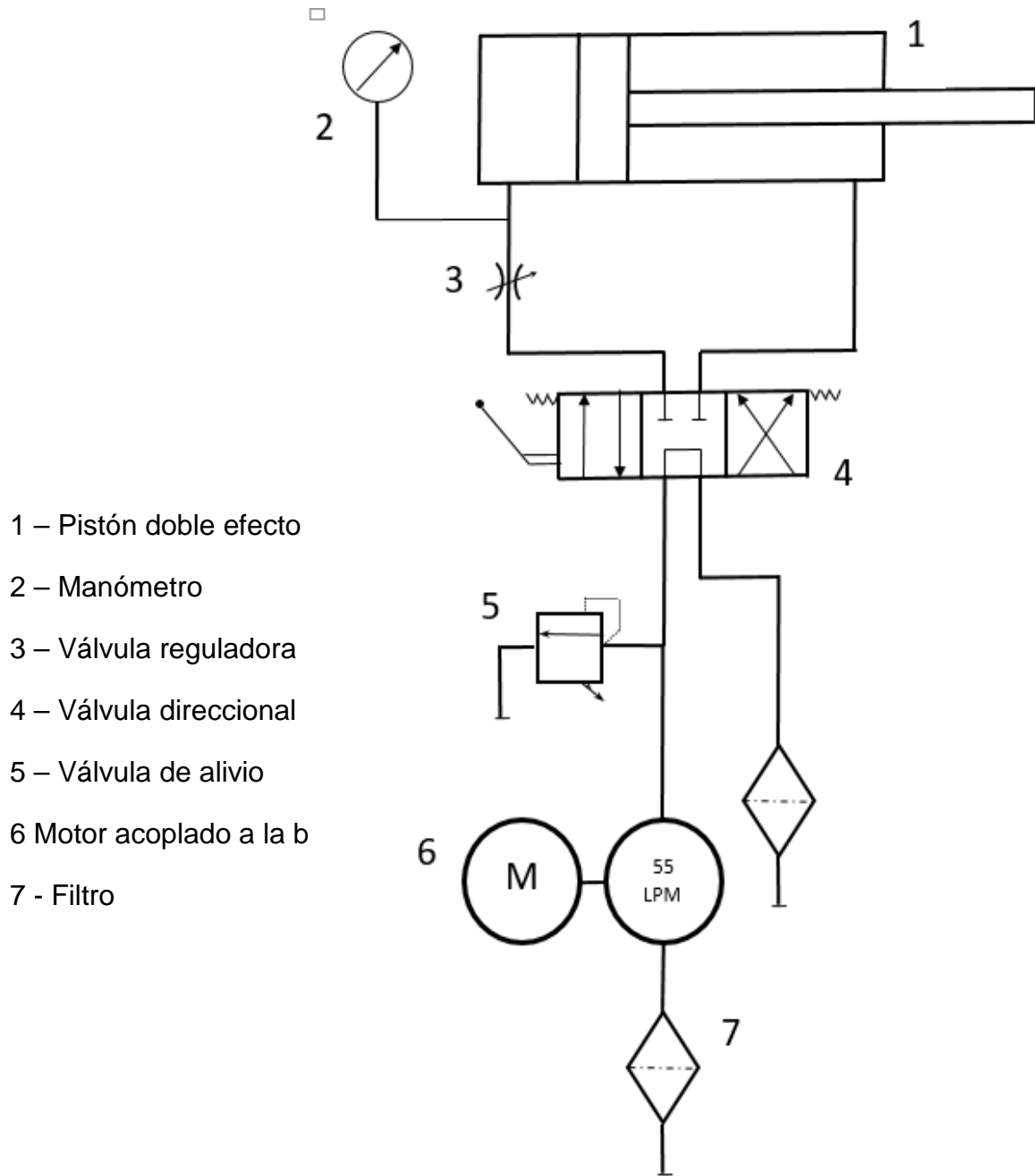


Fig. 3.14 Esquema del circuito hidráulico.

3.10 Velocidad del pistón

Velocidad de extensión.

Datos:

$$\phi_{pistón} = 3 \frac{1}{4} [in] (0.08255 [m])$$

$$A_1 = 0.00535 [m^2]$$

$$Q_{bomba} = 13.2 [GPM] (8.33 \times 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right])$$

carrera del pistón: 15 [cm]

Se calcula la velocidad del pistón despejando la ecuación 7:

$$v_p = \frac{Q_b}{A_1} = \frac{8.33 \times 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right]}{0.00535 [m^2]} = 0.156 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$v = 15.57 \left[\frac{cm}{s} \right]$$

Velocidad de retroceso

$$Q_b = v_p (A_1 - A_2)$$

$$v_p = \frac{Q_b}{(A_1 - A_2)} = \frac{8.33 \times 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right]}{(0.00535 [m^2] - 0.00071 [m^2])} = 0.18 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$v = 18 \left[\frac{cm}{s} \right]$$

3.11 Diseño de la válvula direccional

Los parámetros y configuraciones más importantes de las válvulas direccionales se mencionaron anteriormente. Se selecciona un carrete que haga la función de centro cerrado pero incorporando el retorno del fluido en el cuerpo de la válvula.

Cálculo del diámetro de la corredera

El cálculo de d_1 y d_2 (ver Fig. 2.6) está en función del caudal que atravesará la válvula, estos diámetros deben permitir un flujo laminar para minimizar las pérdidas debido a la fricción y también minimizar las fugas a través del huelgo, por lo tanto el área anular debe ser el área del conducto de entrada para no hacer un estrangulamiento dentro del cuerpo de la válvula.

Datos:

Diámetro y área del conducto de entrada

$$d_c = \frac{1}{2} \text{ [in]} \quad A_c = 126.61 \text{ [mm}^2\text{]}$$

se propone el diámetro comercial inmediato superior para la corredera que es 5/8

$$d_1 = \frac{5}{8} \text{ [in]} \quad A_1 = 198.06 \text{ [mm}^2\text{]}$$

se debe cumplir que el área anular sea el área del conducto para no hacer un estrangulamiento del fluido dentro de la válvula, esto es:

$$A_2 = A_1 - A_c$$

$$A_2 = 198.06 \text{ [mm}^2\text{]} - 126.61 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$A_2 = 71.45 \text{ [mm}^2\text{]}$$

despejando d_2 de A_2

$$d_2 = \sqrt{\frac{4A_2}{\pi}}$$

$$d_2 = 0.3755 \text{ [in]} \quad (9.538 \text{ [mm]})$$

Seleccionamos el diámetro comercial inmediato inferior que es de 3/8 [in].

Así, se considera que el flujo de aceite no sufre estrangulamiento dentro de la válvula y sólo se consideran las pérdidas de carga localizadas.

El caudal que entra a la válvula es Q_s y el que sale al pistón es Q_A como se muestra en la Figura 3.15. Debido al huelgo entre el cuerpo de la válvula y el carrete, existe una pequeña fuga q , por lo tanto el caudal suministrado a la válvula es:

$$Q_s = Q_A - q$$

El caudal que regresa del pistón a la válvula es Q_B y el que sale de la válvula al tanque es Q_T .

$$Q_T = Q_B + q$$

Sin considerar las fugas hacia el ambiente debido a los sellos en el pistón y en la válvula tenemos con la ecuación de continuidad:

$$Q_s = Q_T$$

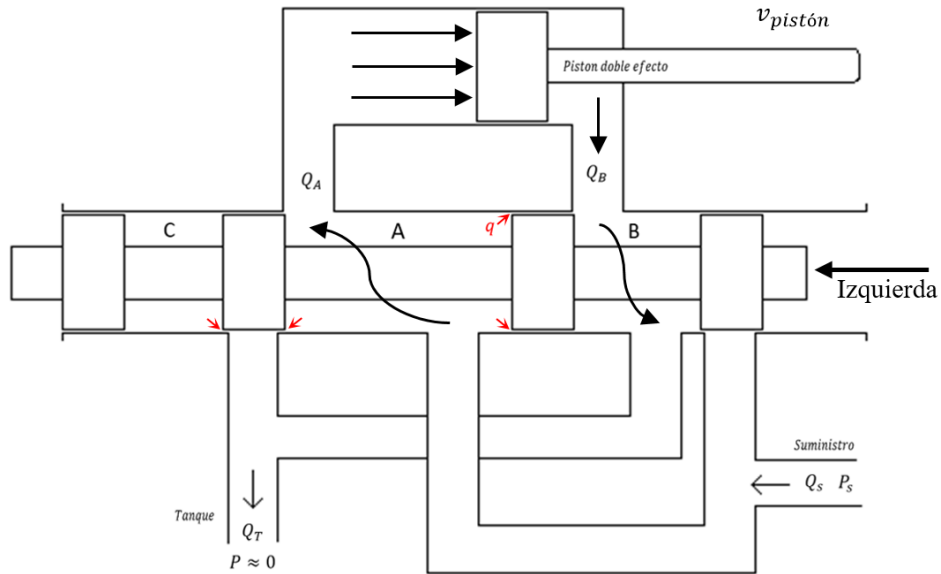


Fig. 3.15 Flujo direccionado por la válvula con carrete desplazado a la izquierda.

Flujo de aceite a través de los huecos

En el interior del cuerpo de la válvula, la corredera se desplaza de extremo a extremo para realizar la función de direccionamiento de fluido a presión, como se ha explicado anteriormente. Las tolerancias de la válvula y la corredera deben permitir un deslizamiento libre sin que el juego entre estas genere fugas fuera de los límites admisibles o que se desgasten las piezas por rozamiento excesivo entre ellas.

Para minimizar las fugas, la manufactura de la corredera y el cuerpo de la válvula debe ser muy precisa, las piezas tienen que ser rectificadas y cuidar que el eje de la corredera quede concéntrico con el del cuerpo de la válvula.

Se utilizan gargantas circulares en el émbolo para mejorar la lubricación y para equilibrar la corredera ante presiones laterales.

El juego radial entre la corredera y su alojamiento (ver Fig. 3.16) se expresa por la diferencia de diámetros:

$$s = \frac{d_1 - d_2}{2} \quad (9)$$

donde:

d_1 – diámetro del alojamiento donde se desliza la corredera,

d_2 – diámetro exterior de la corredera,

s – huelgo.

La fuga a través del juego o huelgo de las piezas se puede calcular teóricamente considerando al flujo entre dos placas paralelas. Se aplica la siguiente ecuación:

$$q = \frac{\pi \Delta p s^3 d}{12\mu} \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right) \quad (10)$$

donde

q – fuga a través del huelgo en $\left[\frac{m^3}{s} \right]$

Δp – caída de presión en el huelgo en $[Pa]$

s – huelgo en $[m]$

d – diámetro de alojamiento de la corredera $[m]$

μ – viscosidad dinámica $\left[\frac{kg}{ms} \right]$

l – longitud axial del huelgo en $[m]$

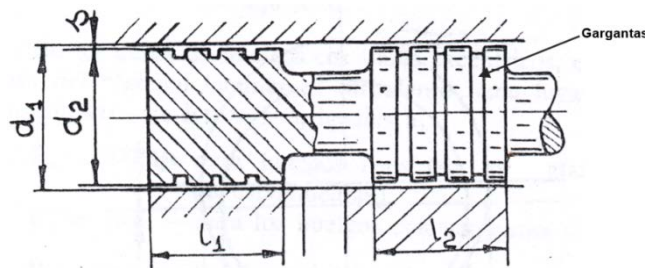


Fig. 3.16. Huelgo entre corredera y cuerpo de la válvula^[18]

¹⁸ Pomper, Víctor, Mandos Hidráulicos en las Máquinas Herramientas, Barcelona, 1965

La fuga real existente entre los huelgos es aproximadamente 30% inferior a los valores obtenidos en los cálculos ^[18], como se mencionó anteriormente, el maquinado de las piezas es muy importante ya que esta fuga es muy sensible a la excentricidad del ajuste y el valor real del huelgo puede ser diferente al utilizado en los cálculos, por lo tanto, cualquier estrechamiento local tiene influencia en el flujo a través del huelgo.

Se calcula la fuga que hay de la cámara A a la cámara B de la figura 3.15, suponiendo que el sistema está presurizado a 3000 [psi] en la cámara A y la presión en la cámara B es la atmosférica. La fuga de la cámara A a C sólo ocurre entre la corredera y el área del barreno de salida del cuerpo de la válvula.

El juego radial entre la corredera y su alojamiento se calcula mediante la ecuación 9.

$$s = 0.01 [mm]$$

Por medio de la ecuación 10 se calcula la fuga a través del huelgo para un flujo laminar:

donde

$$d_1 = \frac{5}{8} [in] \quad (0.015875 [m])$$

$$\Delta p = 3000 - 0 = 3000 [psi] \quad (21 [MPa])$$

$$l_1 = \frac{11}{16} [in] \quad (0.017462 [m])$$

$$\mu = 0.03485 \left[\frac{Ns}{m^2} \right]$$

$$\eta = 0.7$$

Fuga de A a B

$$q_1 = \frac{(3.1416)(21 \times 10^6 [Pa])(1 \times 10^{-5} [m])^3 (0.015875 [m])(0.7)}{12 \left(0.03485 \left[\frac{Ns}{m^2} \right] \right) (0.017462 [m])}$$

$$q_1 = 1 \times 10^{-7} \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (6 [mL/min])$$

Fuga de A a C

La ecuación 10 se debe modificar para calcular la fuga que hay entre la corredera y el barreno de salida. Como se observa en la Figura 3.17 la fuga sólo ocurre alrededor del barreno.

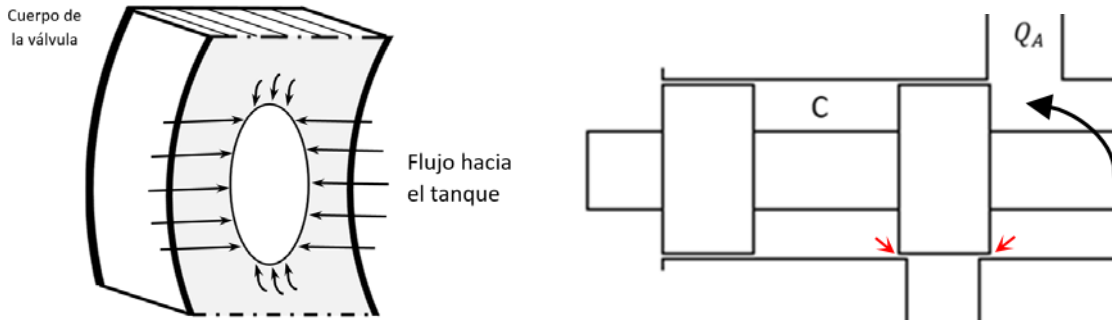


Fig. 3.17 Flujo a través de la corredera hacia el barreno de salida

Datos:

traslape de la corredera con el barreno $l_2 = \frac{3}{32} [in] (0.00238 [m])$

diámetro del barreno $d_c = \frac{1}{2} [in] (0.0127 [m])$

por lo tanto la longitud equivalente por donde fluye el aceite hacia el tanque es:

$$L = d_c = 0.0127 [m]$$

Sustituyendo en la ecuación 10 para calcular la fuga a través del hueco:

$$q = \frac{\Delta p s^3 L \eta}{12\mu l_2}$$

$$q_1 = \frac{(21 \times 10^6 [Pa])(1 \times 10^{-5} [m])^3 (0.0127 [m]) (0.7)}{12 \left(0.03485 \left[\frac{Ns}{m^2}\right]\right) (0.00238 [m])}$$

$$q_1 = 1.876 \times 10^{-7} \left[\frac{m^3}{s}\right] (11.26 [mL/min])$$

Sumando q_1 y q_2 se obtiene a fuga total a través de los huecos

$$q_{tot} = 2.876 \times 10^{-7} \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

3.12 Cálculo de pérdidas de carga en el circuito hidráulico.

Pérdidas primarias.

Son las debidas al rozamiento de capas de fluido con otras y del contacto del fluido con la tubería en secciones de tubería constantes. Esta resistencia a fluir depende de la velocidad del fluido, el diámetro y longitud de la tubería, de la viscosidad del fluido y para régimen turbulento, la rugosidad en la pared de la tubería. En este caso, nos encontramos en régimen laminar por lo tanto es despreciable el efecto de la rugosidad en la manguera.

Las pérdidas primarias se pueden calcular con la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (11)$$

donde

h_f – Pérdida de carga primaria [m] longitud de la tubería [m]

f – Coeficiente de fricción de Darcy [adimensional]

L – Longitud de la tubería [m]

D – Diámetro de la tubería [m]

v – Velocidad media de la tubería [m/s]

$g = 9.78$ [m/s^2]

Para régimen laminar, el coeficiente de fricción de Darcy se calcula con la siguiente expresión:

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

Calculando las pérdidas primarias con la ecuación 11:

$$h_f = \frac{64}{1617.26} \frac{(2[m])}{(0.0159 [m])} \frac{\left(4.19 \left[\frac{m}{s}\right]\right)^2}{2(9.78 \left[\frac{m}{s^2}\right])}$$

$$h_f = 4.468 [m]$$

Pérdidas secundarias.

Son las pérdidas de forma debido a los cambios de sección y dirección, así como en los accesorios instalados en el circuito hidráulico.

Las pérdidas secundarias se calculan con la siguiente expresión:

$$h_m = K \frac{v^2}{2g} \quad (12)$$

donde:

h_m – Pérdida de carga secundaria [m]

K – Coeficiente de pérdida

Nuestro circuito hidráulico tiene varias pérdidas secundarias. Si el diámetro de la tubería es constante, se suman todos los coeficientes de pérdida [K].

$$h_m = \sum K \frac{v^2}{2g} \quad (12.1)$$

P	Accesorio	Pérdida [K]
4	Codo 90°	0.9
2	“Tes”	0.9
1	Ensanchamiento brusco	0.95
1	Válvula reductora de caudal abierta	5
1	Válvula de alivio NC	5
		$\sum K = 16.35$

Tabla 3.6 Coeficientes de pérdida de accesorios

$$h_m = (16.35) \frac{\left(4.19 \left[\frac{m}{s}\right]\right)^2}{2(9.78 \left[\frac{m}{s^2}\right])}$$

$$h_m = 15 [m]$$

La pérdida de carga total es la suma de las pérdidas secundarias y primarias del sistema.

$$h_{Tot} = 4.47[m] + 15[m] + 2[m]$$

$$h_{Tot} = 21.47[m]$$

La caída de presión debido a las pérdidas secundarias y primarias es:

$$\Delta p = \rho g h_{Tot} + \sum \Delta p_a$$

$$\rho g h_{Tot} = \left(846 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \right) (9.78 \left[\frac{m}{s^2} \right]) (21.47 [m]) = 177640.2 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$\Delta p = 25.8 [psi]$$

Cálculo de caída de presión en la válvula direccional

Velocidad del fluido en la válvula direccional, considerando que el diámetro de entrada y salida de la válvula es ½ in y el caudal de la bomba es 13.2 GPM.

$$Q_B = A_1 v_1 = A_2 v_2$$

$$v_2 = 6.575 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$Re = \frac{\rho v d_i}{\mu} = \frac{(846 \left[\frac{kg}{m^3} \right]) (6.575 \left[\frac{m}{s} \right]) (0.0127 [m])}{0.03485 \left[\frac{Ns}{m^2} \right]} = 2027.06 \text{ Laminar}$$

Por medio de la ecuación 11 se calculan las pérdidas primarias en la válvula direccional.

$$h_f = f \frac{L v^2}{D 2g}$$

$$h_f = \frac{64}{2027.06} \frac{(0.1524 [m])}{(0.0127 [m])} \frac{(6.575 \left[\frac{m}{s} \right])^2}{2(9.78 \left[\frac{m}{s^2} \right])}$$

$$h_f = 0.13 [m]$$

Las pérdidas de carga en la válvula direccional propuesta son debido a cambios de sección y dirección.

Pérdidas por cambios de sección y dirección del fluido.

Entrada	Pérdida [K]	Salida	Pérdida [K]
Ensanchamiento brusco	0.2	Cambio de dirección 90°	1.1
Cambio de dirección 90°	1.1x3	Expansión repentina	0.15
“Te” flujo derivado	1.0	Entrada con borde agudo	0.5
	$\Sigma K = 4.5$		$\Sigma K = 1.75$

Tabla 3.7 Coeficientes de pérdida de accesorios

Por medio de la ecuación 12.1 se calculan las pérdidas secundarias en la válvula direccional.

$$h_m = \Sigma K \frac{v^2}{2g}$$

$$h_m = (6.25) \frac{(6.575 \text{ [m/s]})^2}{2(9.78 \text{ [m/s}^2\text{]})}$$

$$h_m = 2.12 \text{ [m]}$$

$$\Delta p = \rho g h_m = \left(846 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \right) (9.78 \text{ [m/s}^2\text{]}) (2.12 \text{ [m]} + 0.13 \text{ [m]}) = 18616.23 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

$$\Delta p = 2.7 \text{ [psi]}$$

Finalmente, se calcula la caída de presión total en el sistema.

$$\Delta p_{Tot} = 28.5 \text{ [psi]} \quad (196500.6 \text{ [Pa]})$$

3.13 Cálculo de potencia

Cuando el sistema está en espera y la válvula direccional está en posición neutral, el flujo que genera la bomba hidráulica sólo debe vencer las pérdidas por fricción en tuberías y accesorios. A continuación se calcula la potencia necesaria para vencer estas resistencias.

$$P = \frac{p_L Q_l}{\eta}$$

donde:

P – Potencia de la bomba [W] Potencia de la bomba [W]

p_L – Presión de trabajo [Pa]

Q_l – Caudal de la bomba [m^3/s]

η – eficiencia de la bomba [0.85 para bombas de engranajes]

$$P = \frac{(196500.6 \text{ [Pa]})(8.33 \times 10^{-4} \text{ [m}^3/\text{s]})}{0.85} = 192.57 \text{ [W]}$$

$$P = 0.26 \text{ [HP]}$$

La unidad de potencia hidráulica consume 0.26 HP cuando se encuentra en modo de espera. Esta es la potencia necesaria para vencer las pérdidas debidas a la fricción del fluido en mangueras y por los accesorios.

En este capítulo se analizó la resistencia de los elementos que conforman el pistón hidráulico y el comportamiento del fluido en la válvula direccional. Se seleccionaron los componentes adecuados al sistema, sin embargo, no hay que perder de vista que el cálculo “a mano” es sólo uno de los muchos pasos en el proceso de diseño en ingeniería, por lo cual falta recurrir a demás herramientas que estén al alcance y que nos ayuden a tener un amplio conocimiento del comportamiento del sistema y en base a ello tomar las mejores decisiones. Dichas herramientas se describen a fondo en el siguiente capítulo.

CAPÍTULO 4 COMPUTACIÓN APLICADA AL DISEÑO E INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA

4.1 Modelos en computadora

Con ayuda de programas aplicados al diseño en ingeniería ^[19] se construyeron los modelos de diferentes piezas del cilindro, y se realizó el ensamble de todos los componentes para poder armar el cilindro hidráulico, a continuación se muestran los componentes modelados con la ayuda de este programa (figuras de la 4.1 a la 4.16):

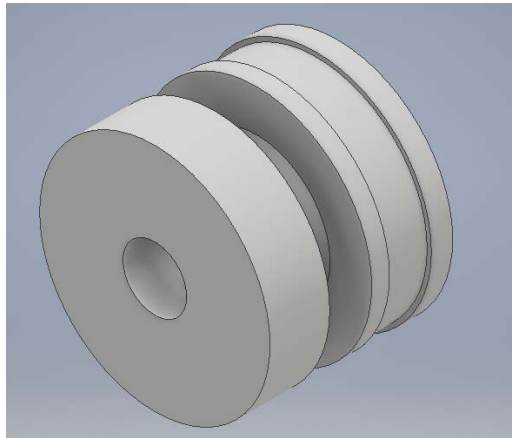


Fig. 4.1 Pistón



Fig. 4.2 Vástago

¹⁹ Autodesk Inventor Professional 20018 Licencia para estudiantes



Fig. 4.3 Cilindro

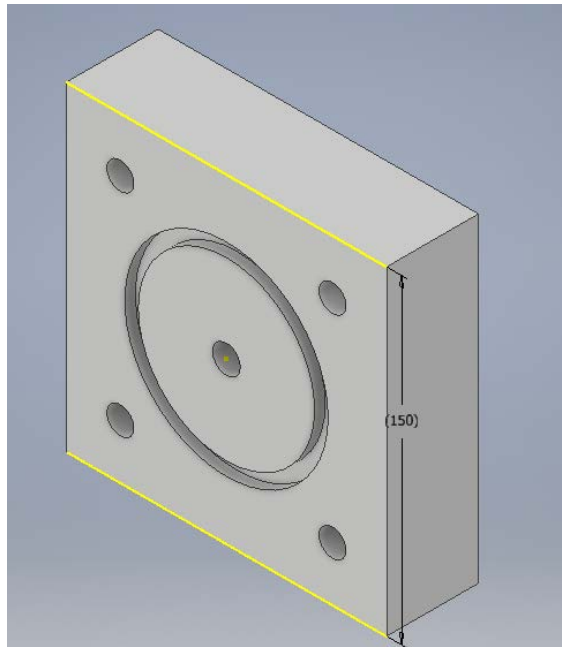


Fig. 4.4 Tapa superior

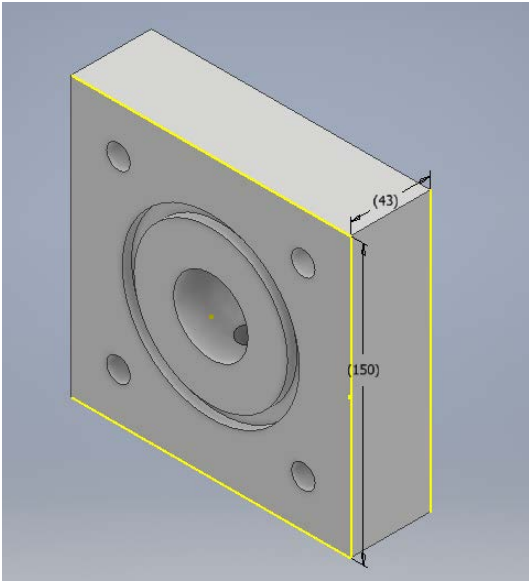


Fig. 4.5 Tapa inferior 1

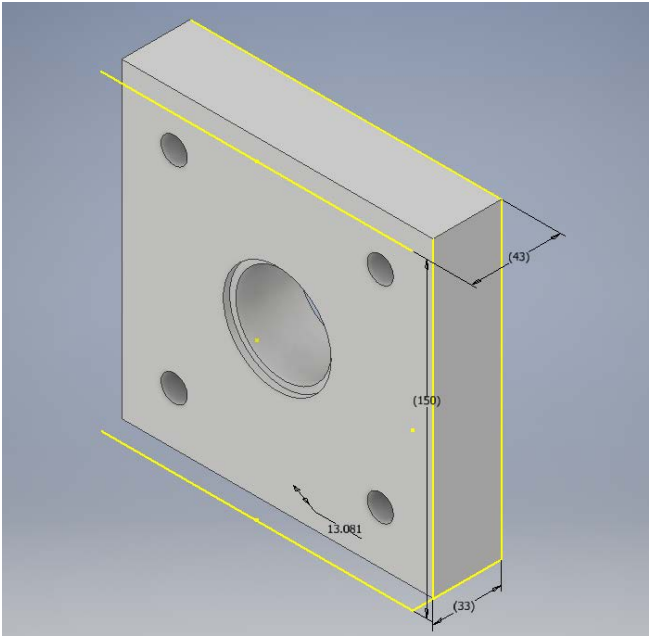


Fig. 4.6 Tapa inferior 2

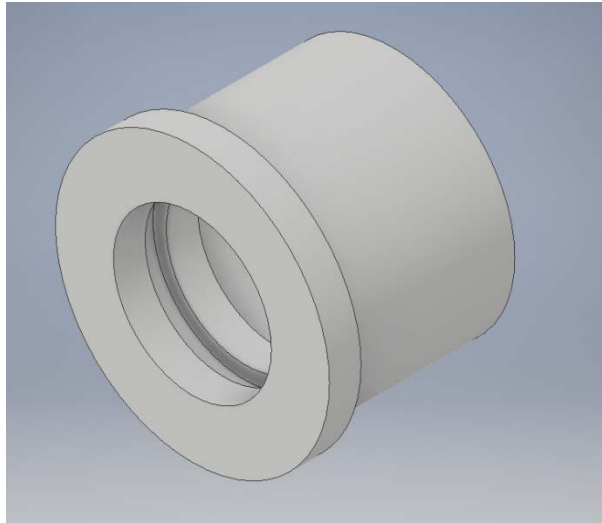


Fig. 4.7 Componente del rascador 1

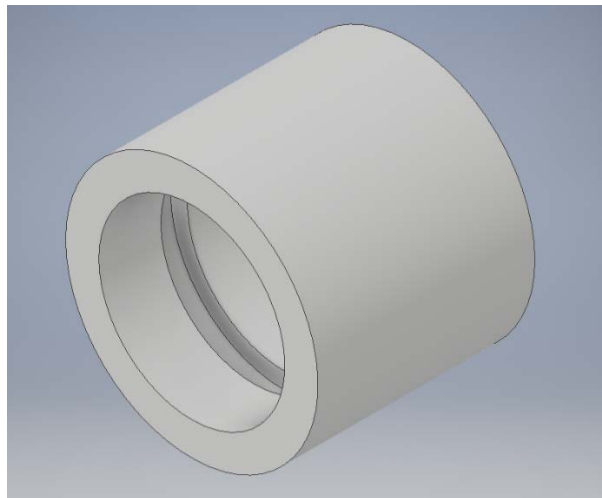


Fig. 4.8 Componente del rascador 2



Fig. 4.9 Varilla de contención

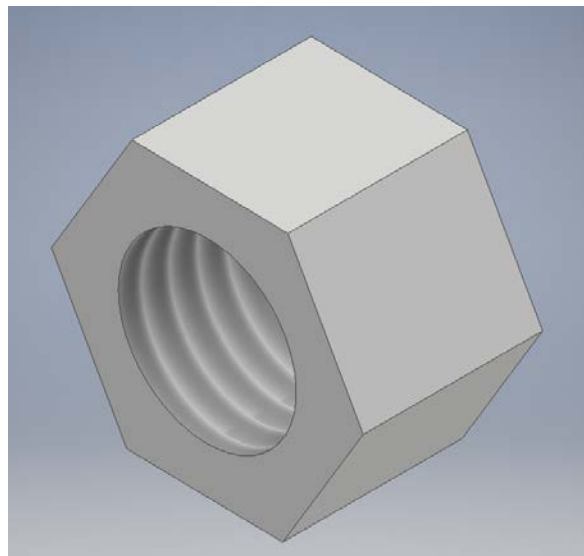


Fig. 4.10 Tuerca A365

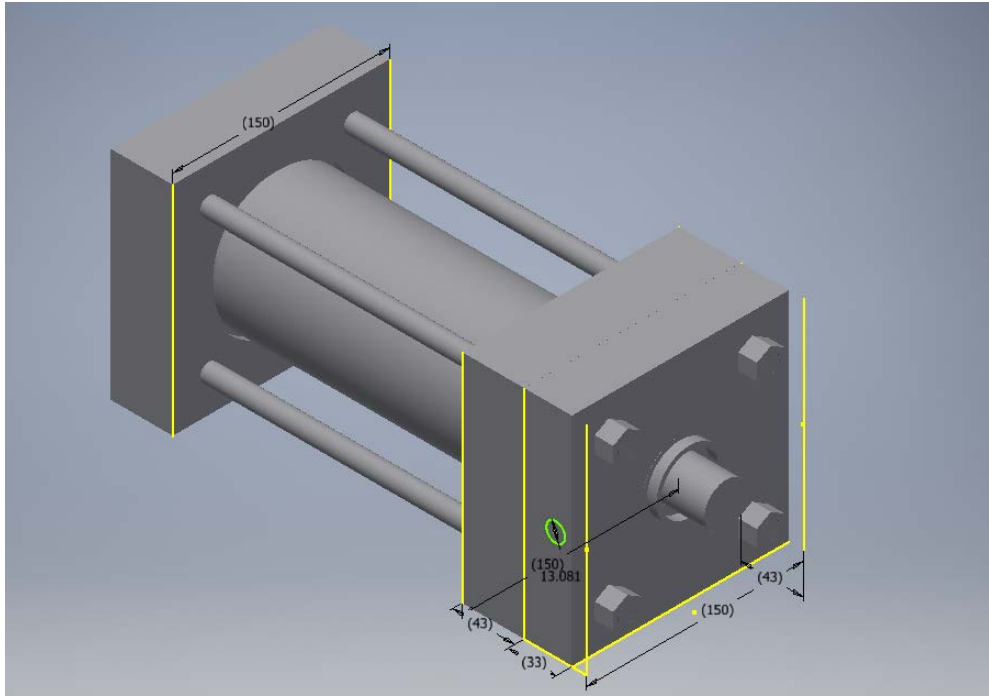


Fig. 4.11 Ensamble del cilindro en vista isométrica.

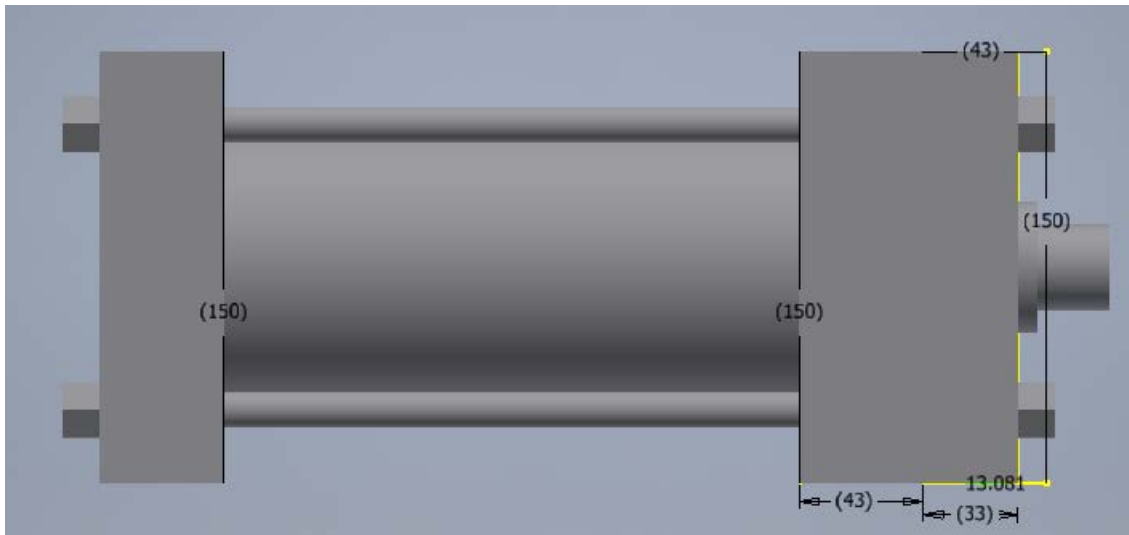


Fig. 4.12 Ensamble del cilindro-pistón en vista de perfil

A continuación se muestran los de la válvula direccional, donde se puede visualizar de forma esquemática la estructura interna de este componente, sus canales, entradas y salidas.

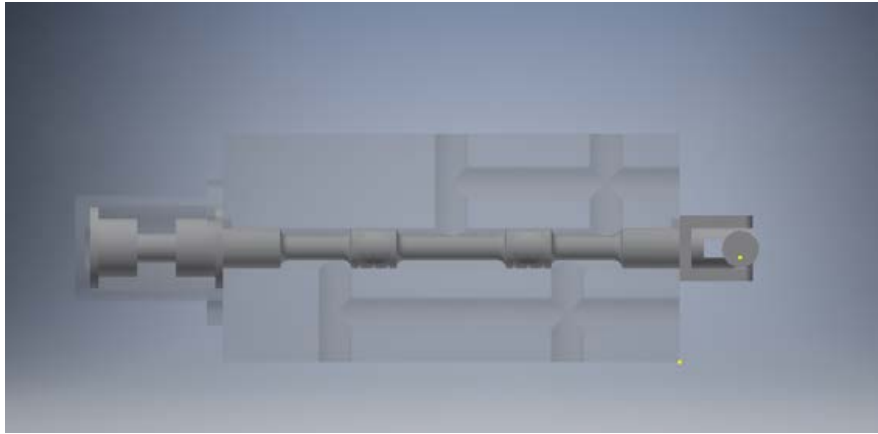


Fig. 4.13 Venas de comunicación internas.

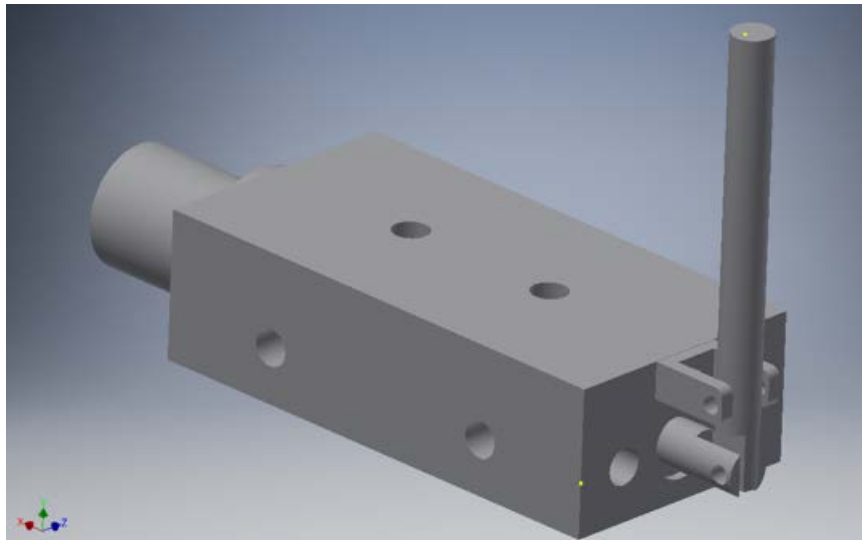


Fig. 4.14 Las diferentes posiciones de la corredera

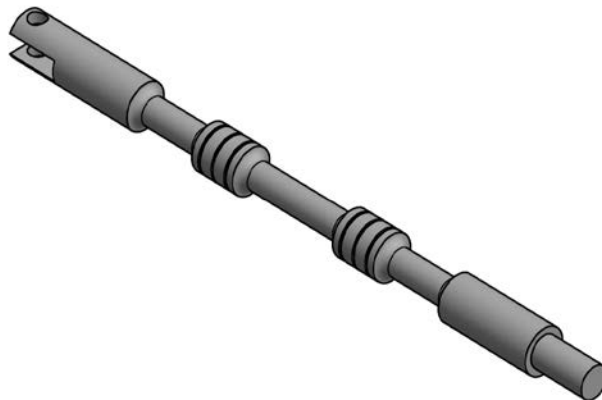


Fig. 4.16 Corredera de la válvula

4.2 Estudios en elemento finito

Como parte importante en el diseño mecánico, es importante tener a la mano una herramienta que permita visualizar de manera gráfica y aproximada, al componente bajo el ambiente de trabajo el cual se pretende meter, para ello se recurre al estudio FEM de todos los componentes, a cada modelo del cilindro se le definen los materiales de los cuales están compuestos, se agregan las condiciones de carga y de empotramiento, se definen mallas que abarquen a todo el modelo a estudiar (procurando que la malla sea lo más chica posible y despliegue los datos más convergentes a los datos reales) y se visualizan los resultados. Dichos resultados se hacen por medio de la falla de Von Mises, el cual despliega datos aproximados a las condiciones reales, donde se procura que las condiciones de esfuerzo no sobrepasen a los valores de esfuerzo de fluencia del material de cada componente.

Con ayuda de software especializado a la ingeniería, se hace el estudio FEM de todos los componentes por separado, procurando que las condiciones programadas se acerquen a las reales, estos estudios se pueden visualizar entre las figuras 4.17 a la 4.25, con sus respectivos valores máximos críticos.

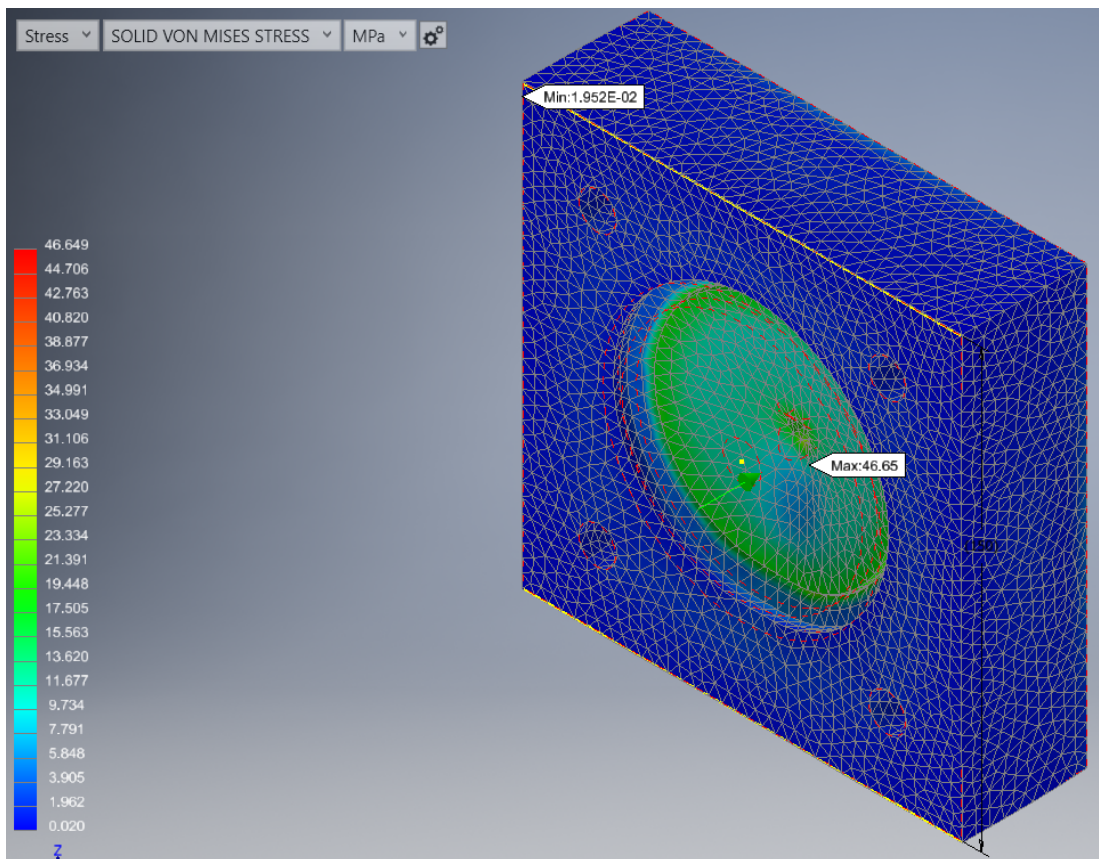


Fig. 4.17 Análisis FEM de la tapa superior, con un esfuerzo máximo de 46.65 [MPa]

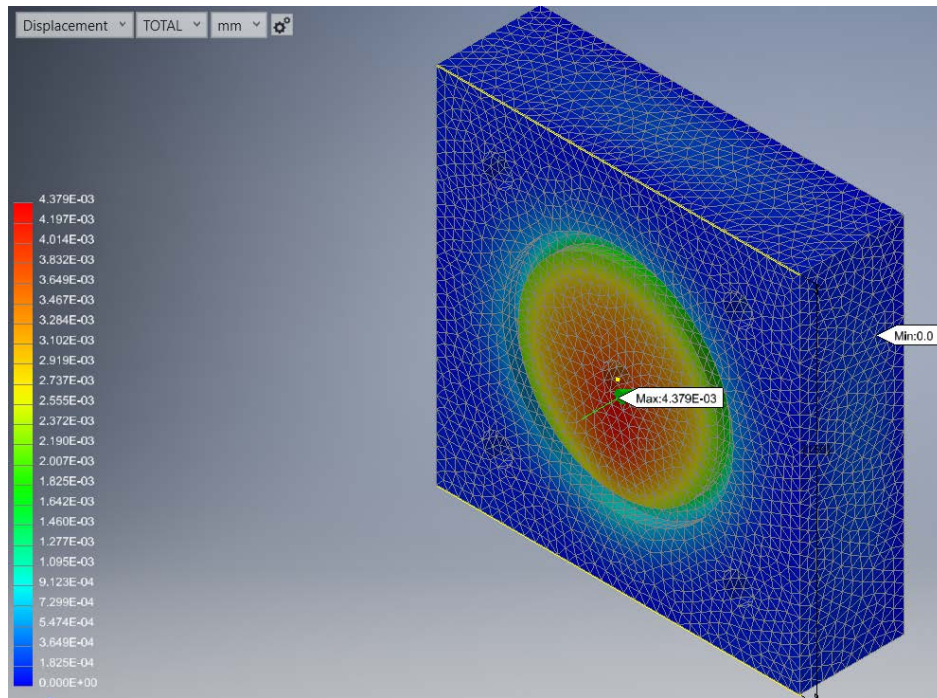


Fig 4.18 Deformación de la tapa superior, con un valor de 4.38×10^{-3} [mm]

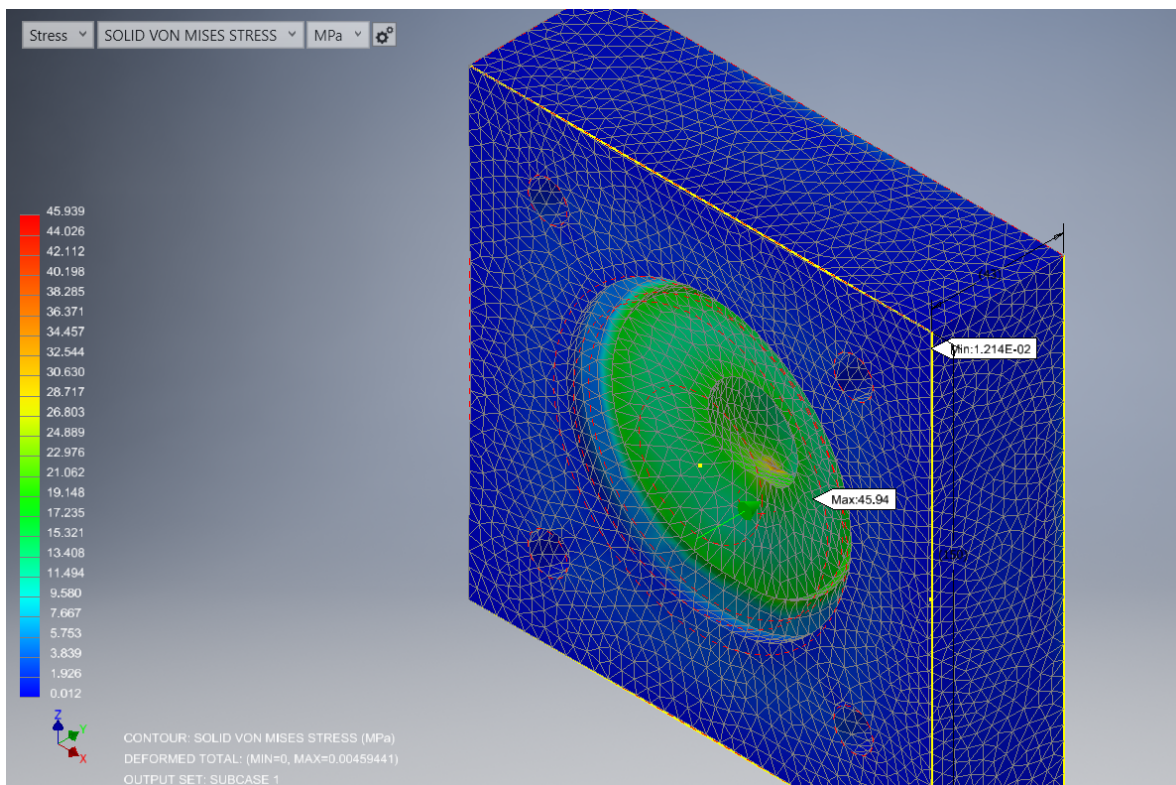


Fig. 4.19 Análisis FEM de la tapa inferior, con un esfuerzo máximo de 46 [MPa]

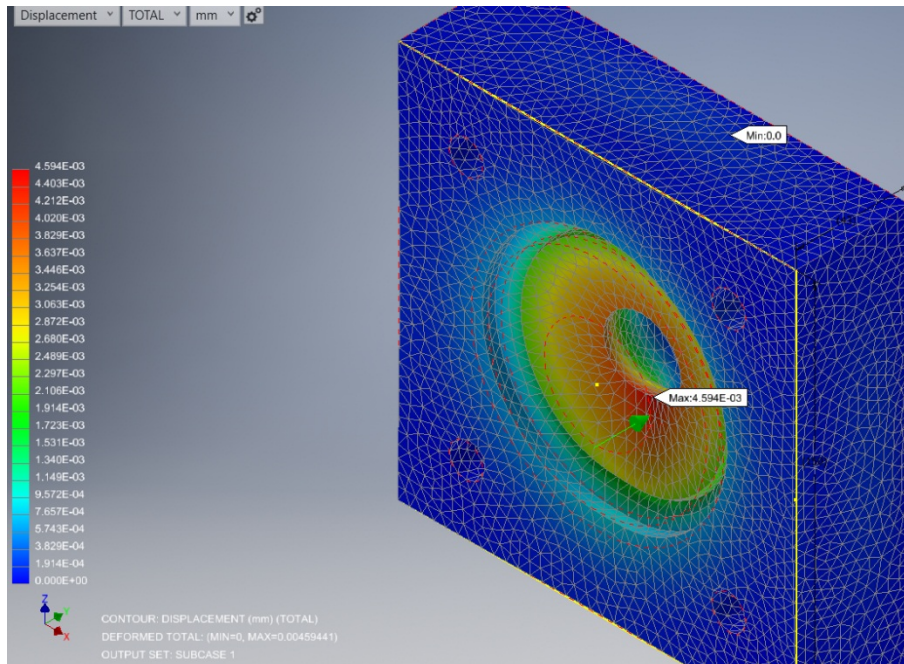


Fig 4.20 Deformación de la tapa inferior, con un valor de 4.6×10^{-3} [mm]

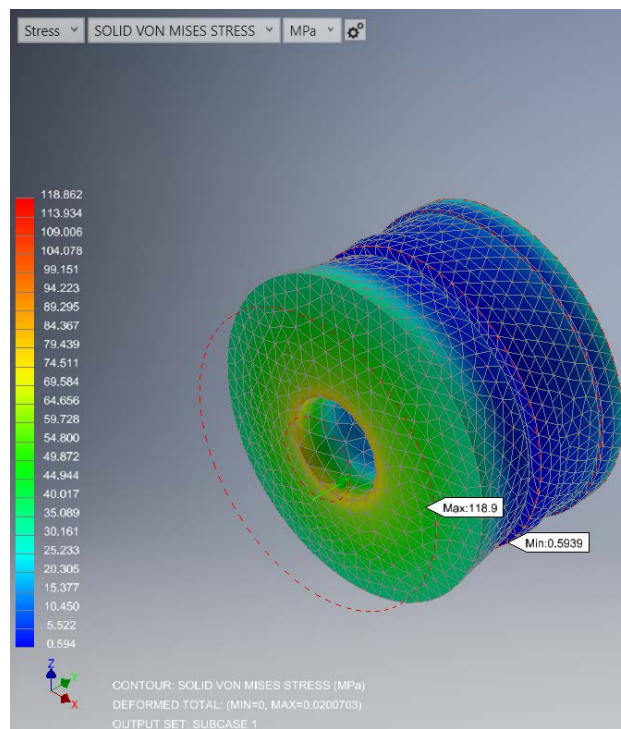


Fig. 4.21 Análisis FEM del pistón, esfuerzo máximo de 118.9 [MPa]

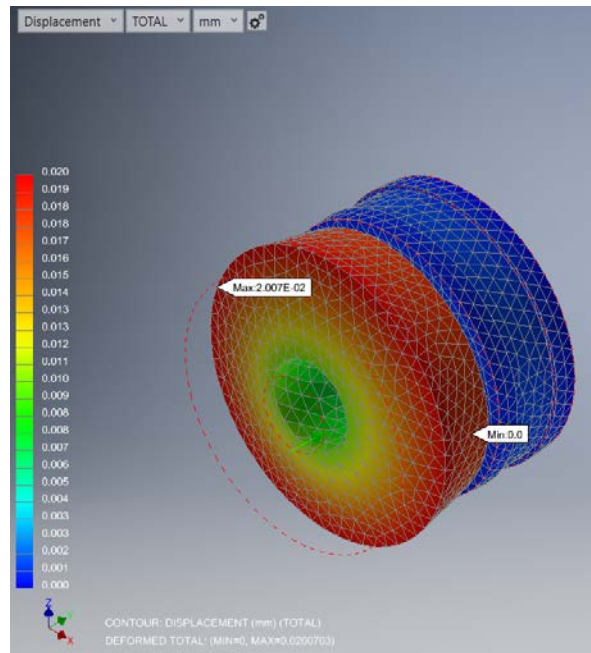


Fig. 4.22 Deformación del pistón, con un valor de 2×10^{-2} [mm]

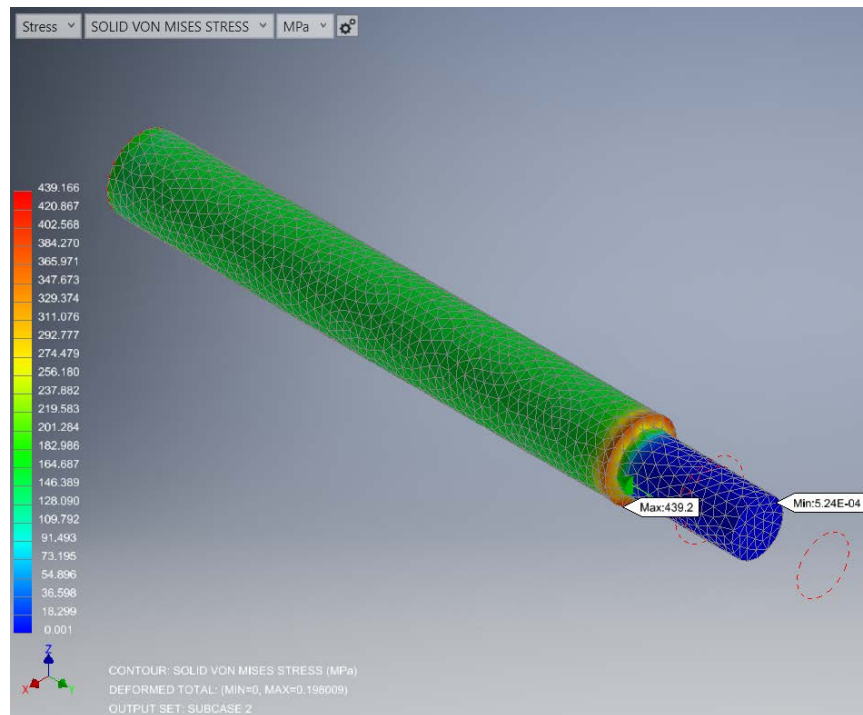


Fig. 4.23 Análisis FEM del vástago, esfuerzo máximo de 439.2 [MPa]

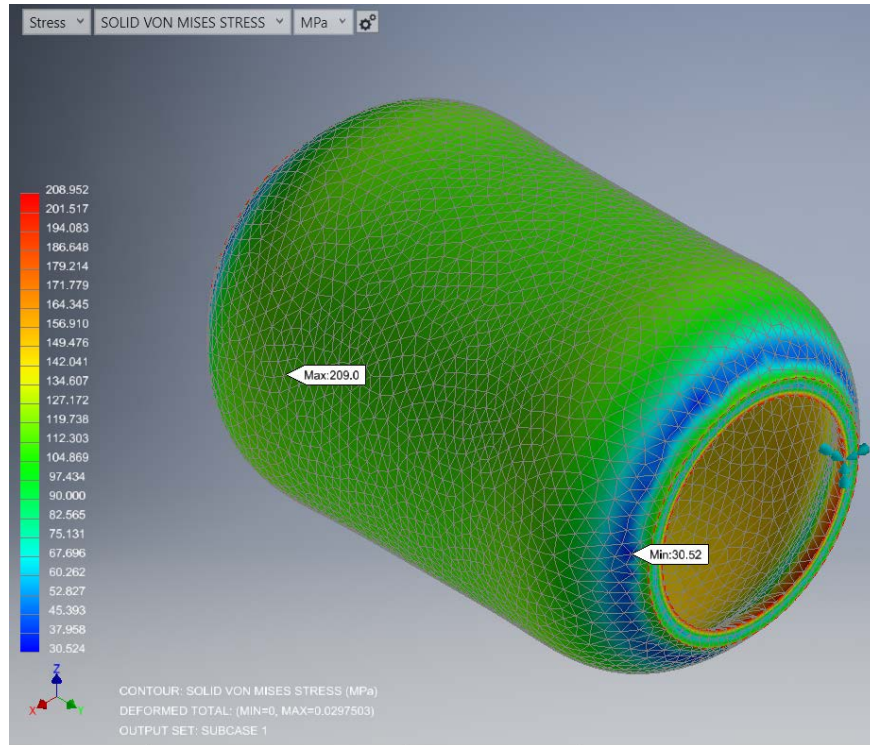


Fig. 4.24 Análisis FEM del cilindro, esfuerzo máximo de 209 [MPa]

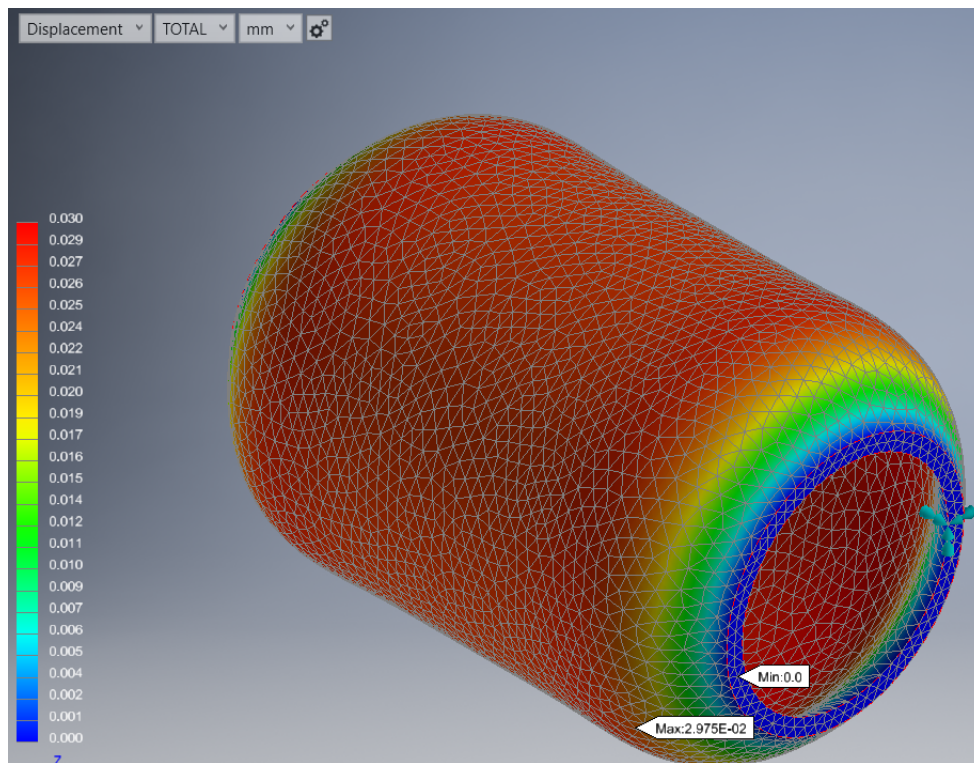


Fig. 4.25 Deformación del cilindro, con un valor de 3×10^{-2} [mm]

En el presente trabajo se presenta una herramienta computacional que va de la mano con el cálculo de diseño por parte del ingeniero, donde los resultados computacionales son comparados con los calculados y, mediante el análisis de los datos se modifica el diseño, los materiales que lo componen, o bien, se deja el diseño tal cual se tiene previsto, es importante no reemplazar la metodología de cálculo “convencional” por el método computacional, ya que el tener presente el comportamiento físico de los componentes ayuda mucho a prevenir el comportamiento computacional del modelo. Sin embargo, hay que tomar en cuenta que el análisis FEM va muy de la mano de la capacidad de almacenamiento y procesamiento de la computadora, al igual que tener las consideraciones de carga y de empotramiento muy bien delimitados, para poder obtener resultados fidedignos con las condiciones reales.

La selección de componentes que se adquirirán en el mercado va de la mano con el proceso de diseño. Este apartado analizó los modelos disponibles en el mercado, sus especificaciones, delimitaciones y alcances, para así escoger el mejor componente que cumpla con los requerimientos del sistema.

CAPÍTULO 5 DESCRIPCIÓN DE LA PRUEBA DESTRUCTIVA

5.1 Análisis del marco

En este capítulo se analiza la resistencia del marco para pistón ubicado en el laboratorio de mecánica de la Facultad de Ingeniería (ver Fig. 5.1), dicho marco sirve para dar soporte al pistón hidráulico, así como también al banco de pruebas destructivas de soldadura.

Debido a que el marco para pistón ya es un elemento fabricado, enfocamos el siguiente estudio a verificar que dicho marco soporte la carga suministrada por el elemento hidráulico:

ANÁLISIS DEL MARCO

Las vigas superiores de la estructura de perfil “C” se encuentran paralelos el uno con el otro, tal como se muestra en la siguiente figura:



Fig. 5.1 Vigas superiores del marco para pistón

Para el estudio de estas vigas vamos a analizar la fuerza de trabajo del pistón como una fuerza distribuida en 0.13 [m] y concentrada en el centro de la viga, esta viga puede analizarse como un perfil rectangular de ancho 0.0057 [m] y 0.155 [m] de alto, como se muestra en la figura 5.2.

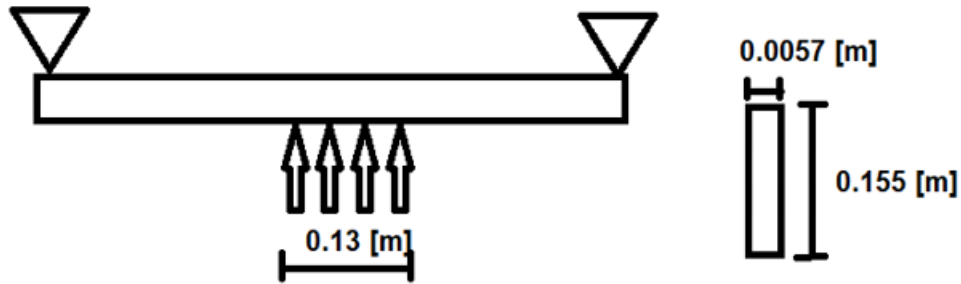


Figura 5.2 Bosquejo de la carga aplicada a las vigas superiores

Se analiza la viga para verificar que el esfuerzo permisible en función de su módulo de sección, su máximo cortante y su factor de diseño sea el adecuado para soportar la fuerza generada por el pistón.

Sabiendo que el esfuerzo permisible está dado por:

$$\sigma_{perm} = \frac{1.25M_{m\acute{a}x}}{S} \quad (13)$$

$$S = \frac{bh^2}{6} = \frac{0.0057(0.155)^2}{6} = 0.00002282375 [m^3] = 2.282375 \times 10^{-5} [m^3]$$

Analizando la fuerza por unidad de longitud a través de la sección central de la viga:

$$\sigma = 20.684 [MPa]$$

$$w = \sigma b = 20684000 [Pa] (0.0057 [m]) = 117898.8 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Calculando el momento flexionante máximo:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{wd [2(L) - d]}{8} = \frac{117898.8(0.13) [2(0.713) - 0.13]}{8} = 2482.948728 [Nm]$$

Calculando el esfuerzo permisible con la ecuación 13:

$$\sigma_{perm} = \frac{1.25M_{m\acute{a}x}}{S} = \frac{1.25(2482.948728)}{0.00002282375} = 135.984924.037 [MPa]$$

El cual se compara con el esfuerzo de fluencia de un elemento estructural A36 el cual tiene un valor de 250 [MPa], al ser el valor calculado menor al valor de cedencia de dicho acero, se puede asegurar que ambas vigas soportarán la carga aplicada por el pistón.

Además de los cálculos anteriormente descritos, se procede a determinar si la viga es segura según el criterio de Von Mises, calculando la reacción en los extremos de la viga y el momento flexionante:

$$R = \sigma b (0.13) \left(\frac{L}{2} \right) = \frac{(20684000 [Pa]) (0.0057 [m]) (0.13 [m])}{2} = 7663.422 [N]$$

$$M = Rx = \frac{\sigma b}{2} (0.13 [m]) \left(\frac{L}{2} \right) = 7663.422 [N] \left(\frac{0.713 [m]}{2} \right) = 2732.009943 [Nm]$$

Calculando esfuerzos normales sobre la sección transversal que pasa a L/2 de la viga:

$$\sigma_x = \frac{My}{I} = \frac{12(2732.009943)y}{(0.0057)(0.155)^3} = 1544520124.87y$$

Donde "y" es la distancia a partir del eje neutro en lo largo de la viga.

Calculando los esfuerzos cortantes a lo largo de la misma sección transversal:

$$V = 7663.422 [Pa]$$

$$\tau_{xy} = -\frac{6V}{bh^3} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) = -\frac{6(7663.422 [Pa])}{0.0057(0.155)^3} \left(\frac{(0.155)^2}{4} - y^2 \right) = -2166227384(0.00600625 - y^2)$$

Se procede a calcular los esfuerzos principales en la sección transversal de la viga, tomando como referencia el eje neutro, a 0.03875 [m] de la viga y en la parte superior, sabiendo que:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

y	σ_x	τ_{xy}	σ_1	σ_2
0	0	-13010903.2	13010903.2	-13010903.2
0.03875	59850154.8	-9758177.42	61400977.5	-1550822.65
0.0775	119700310	0	119700310	0

Utilizando el criterio de Von Misses determinamos si la viga es segura:

y	σ_x	τ_{xy}	σ_1	σ_2	ud
0	0	-13010903.2	13010903.2	-13010903.2	5.07851E+14
0.03875	59850154.8	-9758177.42	61400977.5	-1550822.65	3.86771E+15
0.0775	119700310	0	119700310	0	1.43282E+16

Sabiendo que el acero A36 tiene una resistencia a la fluencia de 250 [MPa] se puede determinar el factor de seguridad según el criterio de Von Misses.

Sabiendo que:

$$S_y = 250 [MPa];$$

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = \left(\frac{250000000}{F.S} \right)^2; \quad F.S = \sqrt{\frac{250000000^2}{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}}$$

y	σ_x	τ_{xy}	σ_1	σ_2	ud	FS
0	0	-13010903.2	13010903.2	-13010903.2	5.07851E+14	11.0935855
0.03875	59850154.8	-9758177.42	61400977.5	-1550822.65	3.86771E+15	4.0198812
0.0775	119700310	0	119700310	0	1.43282E+16	2.08854932

El factor utilizado en el sistema fue de 1.25, a comparación de los factores calculados por medio de Von Misses se puede apreciar que el sistema no falla debido a la carga aplicada por el pistón.

Análisis de tornillos

Se procede a estudiar los tornillos adecuados que puedan soportar los esfuerzos de corte al cual está sometido, para ello se idealiza al tornillo como un elemento cilíndrico sometido a cortante simple, y cuya sección transversal es de 2.2 [cm], o bien 0.022 [m].

Calculando el área de la sección transversal del tornillo:

$$A = \pi r^2 = \pi(0.011[m])^2 = 0.0003801336 [m^2]$$

Multiplicando la fuerza distribuida en la viga y multiplicada por la longitud en la cual está sometida se puede calcular el esfuerzo cortante el cual soporta la viga, dicho esfuerzo se divide entre dos y se obtiene el esfuerzo al que están sometidos los tornillos, tal como se muestra en la figura 5.3.

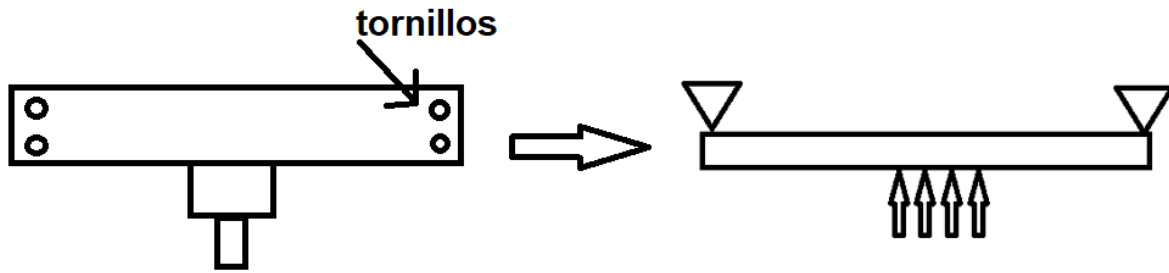


Fig. 5.3 Representación esquemática de los tornillos y la carga que soportan

$$\sigma b = V = 117898.8 [Pa] (0.13 [m]) = 15326.844 [N]$$

$$R = \frac{V}{2} = \frac{15326.844}{2} = 7663.422 [N]$$

Se procede a calcular el esfuerzo cortante el cual está sometido cada uno de los cuatro tornillo en la viga:

$$\tau = \frac{V}{4A} = 10.08 [MPa]$$

Este valor se puede contrarrestar con la diferente gama de tornillos existentes en el mercado, por las dimensiones y el material, se sugiere adquirir un tornillo A 307, con sección transversal de 7/8 de pulgada.

Se procede al diseño de viga soporte del pistón, esta viga tiene como propósito brindar soporte y fijación al pistón durante el tiempo de funcionamiento, dicho elemento se localiza en la parte superior del marco, con las dos vigas en C como soporte, tal como se muestra en la figura 5.4.

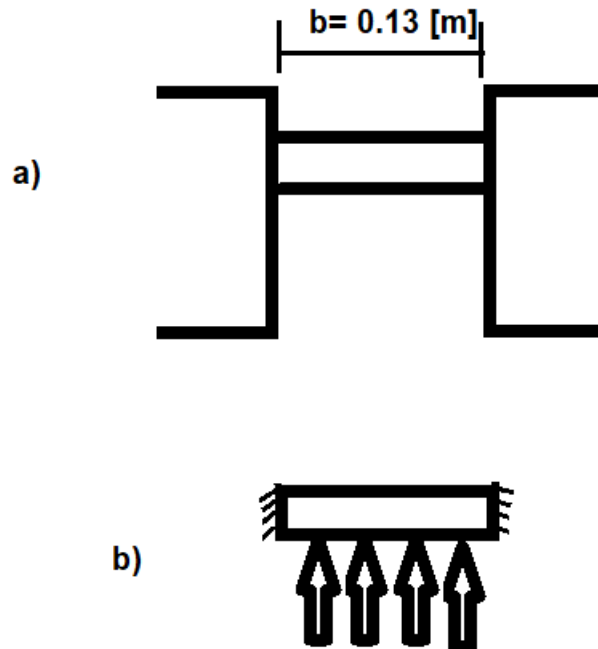


Fig. 5.4 a) Bosquejo del soporte del pistón y b) bosquejo de la carga distribuida

Se idealiza la carga como una fuerza uniformemente distribuida a lo largo del soporte, por consiguiente, este elemento es analizado como una viga doblemente apoyada y se desea verificar el mínimo espesor “ h ” requerido para el soporte.

Sabiendo que:

$$S = \frac{1.25M_{máx}}{\sigma_{perm}}$$

y que su módulo de sección está dado por:

$$S = \frac{bh^2}{6}$$

Donde “ b ” es la longitud del soporte el cual tiene un valor de 0.13 [m]

Se calcula el momento flexionante máximo del material:

$$\sigma = 20.684 \text{ [MPa]}$$

Calculamos el esfuerzo mecánico en una fuerza distribuida por unidad de longitud

$$w = \sigma d = 20.684 \times 10^6 (0.15) = 3102600 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Al ser una fuerza uniformemente distribuida en toda la sección longitudinal de la viga

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{wb^2}{8} = \frac{3102600(0.13)^2}{8} = 6554.2425 [Nm]$$

El esfuerzo permisible del material en este caso corresponde a una viga de acero estructural A572, el cual tiene un valor de esfuerzo a la cedencia de 448 [MPa]

$$S = \frac{1.5(6554.2425)}{448 \times 10^6} = 2.19450083 \times 10^{-5}$$

Calculando el espesor h del soporte:

$$h = \sqrt{\frac{6S}{b}} = 3.182525 \times 10^{-2} [m]$$

En donde se sugiere tomar un espesor de 4 [cm] de dicho soporte.

Este soporte se sugiere que se encuentre soldado en el lado superior del marco, es importante determinar las regiones a soldar y el electrodo a utilizar.

En la tabla 3.1 podemos ver el tipo de electrodo a utilizar cuando unimos vigas A572 grado 65, para el cual el electrodo utilizado es un E80.

Tipo de electrodo	Metales típicos que se unen (grado ASTM)
E60	A36, A500
E70	A242, A441
E80	A572, Grado 65
E90	
E100	
E110	

Tabla 5.1. Metales típicos grado ASTM que se unen según el tipo de electrodo

Mott sugiere una diversa clase de fórmulas para determinar la fuerza por unidad de longitud a lo largo de la cuerda de los elementos soldados, para ello se requieren factores geométricos para el análisis de soldadura, el cual contiene el siguiente perfil ilustrado en la figura 5.5.

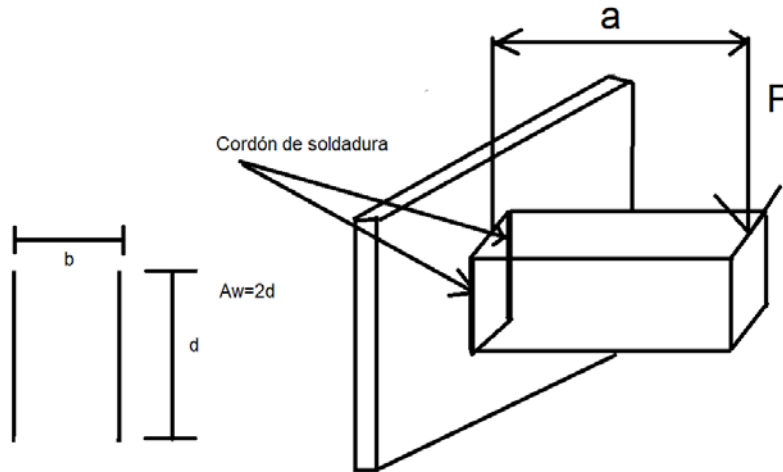


Figura 5.5 factor de longitud A_w determinado mediante dos cordones de soldadura paralelos

Donde el propósito de este factor es determinar la fuerza f por unidad de soldadura de la viga bajo una fuerza cortante

$$f = \frac{V}{A_w}$$

Donde el factor $A_w = 2d = 2h = 2(0.04) = 0.08[m]$

La fuerza cortante tiene un valor de:

$$V = 110703[N]$$

$$f = \frac{V}{A_w} = \frac{110703[N]}{0.08[m]} = 1383787 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Con este dato se analiza la fuerza que soporta cada extremo de la viga soldada, para ello se determinan las reacciones en cada lado de la viga (R) con ayuda de la figura 5.6.

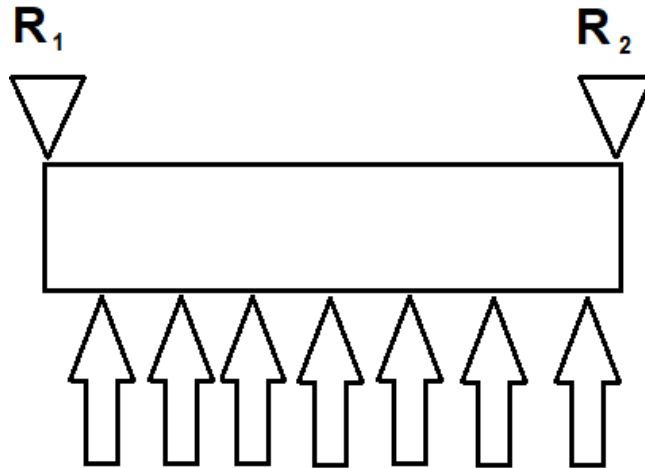


Figura 5.6 Reacción en los soportes de la viga soldada

$$R = \frac{wL}{2} = \frac{3102600 \left[\frac{N}{m} \right] (0.15 [m])}{2} = 232695 [N]$$

Este valor es la fuerza teórica que resiste cada una de las dos reacciones en la viga.

Para determinar si el canal de soporte del banco de prueba resiste, se hace un análisis similar al hecho para el marco en general (figura 5.7).

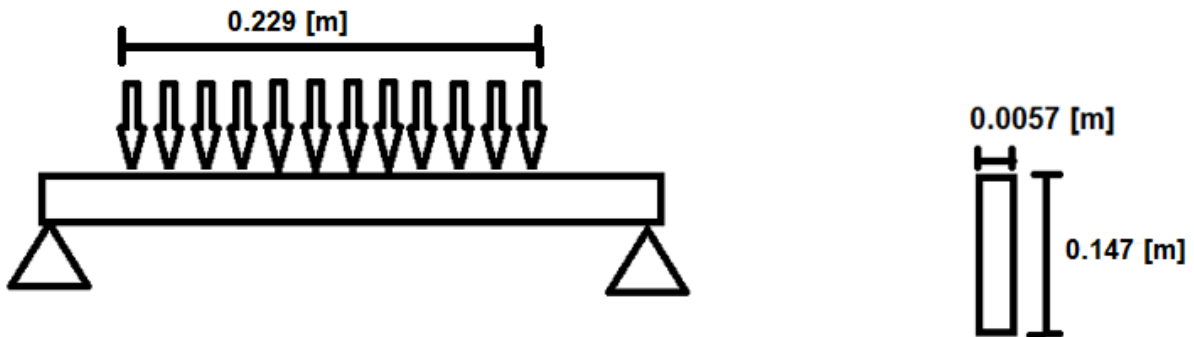


Fig. 5.7 Bosquejo de la carga soportada en la viga inferior del marco

$$\sigma_{perm} = \frac{1.25M_{m\acute{a}x}}{S}$$

$$S = \frac{bh^2}{6} = \frac{0.0057(0.147)^2}{6} = 0.00002052855 [m^3] = 2.052855 \times 10^{-5} [m^3]$$

Analizando la fuerza como una fuerza por unidad de longitud a través de la sección central de la viga:

$$\sigma = 20.684[\text{M Pa}]$$

$$w = \sigma b = 20684000[\text{Pa}](0.0057[\text{m}])$$

Calculando el momento flexionante máximo:

$$M_{\text{máx}} = \frac{wd[2(L)-d]}{8} = \frac{117898.8(0.229)[2(0.713)-0.229]}{8} = 4039.7[\text{Nm}]$$

Calculando el esfuerzo permisible teórico:

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{1.25M_{\text{máx}}}{S} = \frac{1.25(4039.7)}{2.052855 \times 10^{-5}} = 245.981[\text{M Pa}]$$

El cual, como el caso de las vigas en la parte superior del marco, al ser referenciadas por el acero A36, y su esfuerzo permisible es menor a su esfuerzo de cedencia, se garantiza que la viga de soporte resista la carga aplicada.

5.2 Análisis de la viga por el criterio de Von-Misses

Calculando la energía de deformación de Von Misses:

$$R = \left(\frac{\sigma b(0.229)}{2} \right) = \frac{(20684000[\text{Pa}]) (0.0057[\text{m}]) (0.229[\text{m}])}{2} = 13500[\text{N}]$$

$$M = Rx = \frac{\sigma b}{2} (0.13[\text{m}]) \left(\frac{L}{2} \right) = 13500[\text{N}] \left(\frac{0.713[\text{m}]}{2} \right) = 4812.75[\text{Nm}]$$

Calculando esfuerzos normales sobre la sección transversal que pasa a L/2 de la viga:

$$\sigma_x = \frac{My}{I} = \frac{12(4812.75)y}{(0.0057)(0.147)^3} = 3189684212.32y$$

Donde "y" es la distancia a partir del eje neutro en lo largo de la viga.

Calculando los esfuerzos cortantes a lo largo de la misma sección transversal:

$$V=R=13500 [\text{Pa}]$$

$$\tau_{xy} = -\frac{6V}{bh^3} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) = -\frac{6(13500 [\text{Pa}])}{0.0057(0.147)^3} \left(\frac{(0.147)^2}{4} - y^2 \right) = -4473610396(0.00540225 - y^2)$$

De forma análoga a la viga superior, calculamos la energía de distorsión del

sistema por medio del criterio de Von Misses y tomando como referencias el eje neutro, a 0.03675 [m] de alto y en la parte superior de la viga.

y	σ_x	τ_{xy}	σ_1	σ_2	ud	FS
0	0	-24167561.8	24167561.8	-24167561.8	1.75221E+15	5.97236778
0.03675	117220895	-18125671.3	119959649	-2738753.94	1.47264E+16	2.06011911
0.0735	234441790	-3.8802E-09	234441790	0	5.4963E+16	1.06636279

Donde se puede apreciar que la viga estará casi en su límite en su parte superior, sin embargo, según el criterio de Von Misses, los esfuerzos principales entran en la elipse de máxima energía de distorsión, por ende se concluye que el componente resiste la carga.

5.3 Descripción de las pruebas destructivas

Las aplicaciones de soldadura han sido utilizadas tanto en la industria de la construcción como de la fabricación de componentes metálicos, dicha herramienta ha tenido su uso desde la antigüedad, sin embargo, para la era de la ingeniería moderna, no fue hasta el siglo XX durante el transcurso de las guerras mundiales donde los ingenieros dieron un uso indispensable en la unión permanente de distintos elementos metálicos.

La demanda de personal capacitado en el manejo adecuado y eficiente de la soldadura en el territorio nacional es elevada, sin embargo, pocas son las instituciones a nivel nacional que ofrecen capacitación y certificación a nivel nacional e internacional en el manejo de soldadura.

Según la Sociedad Americana de Soldadura (AWS por sus siglas en inglés), hay aproximadamente 35 000 inspectores de soldadura en todo el mundo, de los cuales se tiene poco conocimiento del porcentaje que sean de nacionalidad mexicana, pero se intuye que es mínimo el personal que cuenta con la certificación por parte de AWS ya que son escasas las instituciones que pueden cubrir la gran demanda de soldadores a nivel nacional e internacional.

Es importante dar a conocer a los estudiantes de ingeniería que el proceso de certificación de los soldadores conlleva un examen teórico y práctico de conocimientos generales acerca del proceso de soldadura, así como un ensayo destructivo de piezas metálicas soldadas, como por ejemplo el proceso SMAW 111, el cual se conoce comúnmente como soldadura por electrodo revestido.

En la calificación del proceso SMAW existen varios ensayos realizados en diferentes posiciones, como la 1F, 2F, 3F y las posiciones 1G, 2G, 3G, en acero estructural, donde la posición 3G califica en todas las posiciones anteriores.

En el presente trabajo se tiene como meta ejemplificar a los alumnos el proceso de calificación en la técnica de soldador con ayuda de una prensa hidráulica que se aproxime en lo mayor posible a un modelo utilizado en las instituciones de certificación de soldadura, en consecuencia, verificar que la soldadura está bien hecha y sirva de punto de comparación para instruir a los alumnos a mejorar sus técnicas de soldeo (en caso de requerirse), a la vez que transmitir a los futuros ingenieros las posibles vías de desarrollo en esta disciplina.

Prueba de fractura

En esta prueba se aplica una carga a una probeta soldada en "T" como se muestra en la figura 5.8 causando que la raíz de la soldadura quede a tensión, si la probeta llega a la fractura se examina la falla.

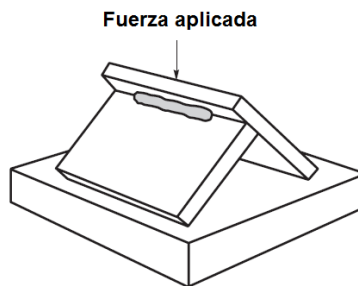


Fig 5.8 Prueba de fractura en una probeta soldada en "T"

Prueba de doblez guiado

Se describe el modelo de prueba de doblez guiado con las siguientes dimensiones (Fig. 5.9), según recomendaciones de AWS.

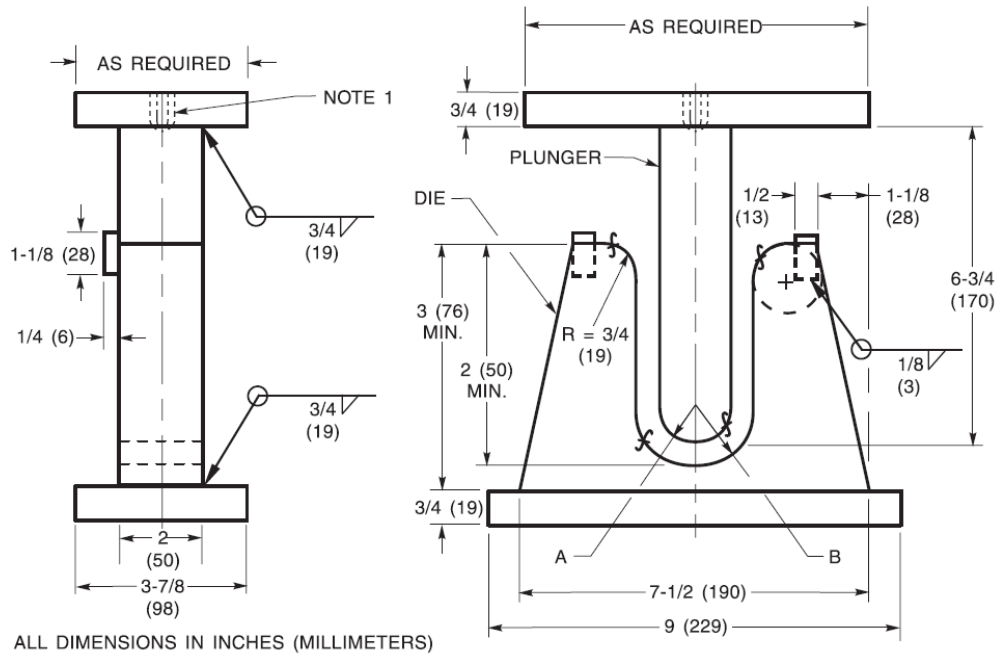


Fig. 5.9 Banco de prueba del ensayo de doblez guiado en pulgadas (mm)

Las dimensiones del punzón y la matriz se determinan a partir del espesor [T] de la solera a ensayar. La tabla 5.2 muestra cómo se determinan estas dimensiones y un ejemplo con una solera de 3/8 [in] de espesor.

Fixture Dimensions for 20% Elongation of Weld		
Specimen Thickness, T in (mm)	Plunger Radius, A in (mm)	Die Radius, B in (mm)
3/8 (10)	3/4 (19)	1-3/16 (32)
T	2T	A + T + 1/16 (1.6)

Tabla 5.2 Dimensiones de los accesorios.

Como siguiente punto se deben preparar los cupones que serán evaluados, dichos cupones son de acero ASTM A36, debidamente cortados y preparados. Las piezas soldadas deben de unirse como se muestra en la Figura 5.10.

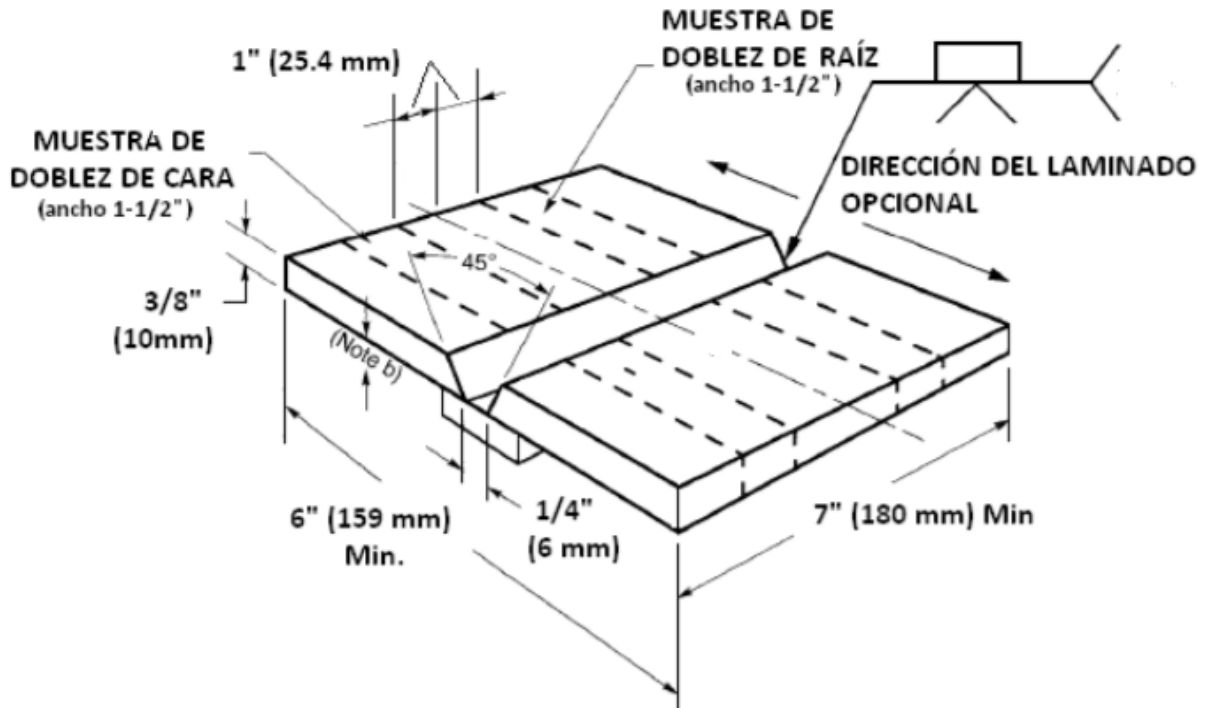


Figura 5.10 Muestra con dimensiones a evaluar por el proceso AWS.

Se marca con gis o plumón las muestras de doblez de cara y se cortan cuidando que los cortes sean paralelos.

Se remueven las platinas de respaldo y el refuerzo de cordón de la cara de cada soldadura de los cupones por medio del esmerilado y martillo con cincel, quedando piezas como se muestran en la siguiente figura.



Figura 5.11 Piezas de muestra finales.

En la prueba destructiva se utiliza la prensa hidráulica diseñada en los capítulos anteriores. La probeta se coloca en el banco de pruebas apoyada en sus extremos y se aplica una carga al centro, donde está el cordón de soldadura, y se dobla 180° en forma de U. Finalmente se inspecciona visualmente la parte inferior de la probeta en busca de grietas o defectos.

A criterio del docente o examinador se determina si la pieza ensayada califica como buena técnica de soldador o requiere mejor preparación en soldadura. Sin embargo, la prueba anteriormente descrita sirve para emular la prueba de práctica más utilizada en los institutos de certificación en soldadura.

En este capítulo se analiza si el pistón hidráulico estudiado en el capítulo 2 puede ser incorporado en el marco para pistón ubicado en el laboratorio mecánica de la Facultad de Ingeniería, donde los cálculos realizados concluyen que es viable. A su vez, es importante conocer los procesos actuales de certificación de soldadores a nivel mundial, que en consecuencia permite a los estudiantes de ingeniería verificar por medio de una prueba destructiva su técnica de soldadura y sea de punto de referencia para ellos para mejorar su técnica, en caso de requerirse y sirva de experiencia y conocimiento en el área de soldadura.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

La prensa hidráulica diseñada en este proyecto utiliza un conjunto cilindro-pistón de doble efecto, accionado manualmente por medio de una válvula direccional que dirige el fluido proveniente de la bomba hacia el pistón.

La carga máxima teórica calculada que entrega el pistón, considerando las pérdidas en el sistema, es de 10.8 toneladas, las cuales están dentro del requerimiento.

Consultando la norma AWS (Sociedad Americana de Soldadura por sus siglas en inglés) se describieron las pruebas de fractura y prueba destructiva de doblado guiado aplicadas a soldadura.

Los cálculos realizados en las vigas del marco y con ayuda de la herramienta computacional de elemento finito se corroboró la resistencia del marco para la carga máxima que puede ejercer el pistón.

Se recomienda adquirir el vástago y cilindro con proveedores especializados en hidráulica, ya que estos se pueden adquirir con todos los requerimientos y especificaciones necesarias ahorrando en costos por manufactura. Comercialmente el cilindro se encuentra honeado y lapeado, para el caso del vástago se encuentran rectificadas, cromadas y se garantiza su rectilineidad ($0.5 \text{ [mm]}/2000 \text{ [m]}$).

El diseño de esta prensa cumple con los requerimientos y necesidades descritos en el capítulo 2, sin embargo, no se pretende competir con modelos existentes en el mercado, lo que se pretende es tener un nuevo equipo integrada en el laboratorio de manufactura que permita hacer pruebas destructivas de soldadura, aprovechando la unidad de potencia hidráulica ubicada en el mismo laboratorio y en consecuencia, sea de utilidad en el proceso de enseñanza-aprendizaje en la Facultad de Ingeniería.

BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

Serway, Raymond A., Faughn, Jerry S. "Física", 6ª edición, Thomson, México, 2005.

Standard Methods for Mechanical Testing of Welds, 7° Edition, AWS

Eposito, Anthony. "Fluid Power with applications", 3ª edición, Prentice-Hall, USA, 1993.

Gil, Pedro E. "Mecanismo Hidráulicos", Gustavo GILI, Barcelona, 1997.

Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Budynass y Nisbett, 8° Edición, Mc Graw Hill, 2008.

Pomper, Victor, Mandos Hidráulicos en las Máquinas Herramientas, Barcelona, 1965

Mendoza William José, Calificación Paso a Paso del Soldador con el Proceso SMAW, Posición 3G Ascendente, Según D1.1 AWS-2010, 2010, 16 páginas

Mecánica de Materiales, Beer & Johnston, 6° Edición, Mc Graw Hill, 2013

Mechanics of Materials, Gere & Goodno, 7° Edition, Cengage Learning.

Reeves, Willian W. "Technology of fluid power", Delmar, USA, 1997.

Eposito, Anthony. "Fluid Power with applications", 3ª edición, Prentice-Hall, USA, 1993.

<https://www.mobil.com.mx/es-mx/industrial/lubricants/products/mobil-dte-24>

www.parker.com

<https://www.schulergroup.com>, 2017

<https://app.aws.org/mexico/>

https://app.aws.org/mexico/mx_certification.html

<https://www.thefabricator.com/spanish/puntoas-basicos-de-capacitacion-para-soldadores-el-posicionado>

<https://tormex.com/tienda/productos-de-fabrica/tornillos-a-307-grado-a>

ANEXO 1

-Tablas de selección de accesorios hidráulicos y sus propiedades

-Tabla de compatibilidad química de mangueras flexibles Parker con aceites hidráulicos

-Tablas de selección de sellos para pistón y vástago

Tabla 1A Modelos de manguera

Manual

Resumen de mangueras

Módulo manguera	Presión de trabajo MPa (factor de seguridad 4:1)										Rango de temperatura °C	Refuerzo	EN	ISO	SAE	Página
	-4 DN	-5 06	-6 08	-8 10	-10 12	-12 16	-16 20	-20 25	-24 32	-32 50						
SAE100R5 302	40,0	35,0	33,0	27,5	25,0	21,5	16,5	12,5	9,0	8,0	-40/+100	2 mallas, alambre	EN 853-2SN	ISO S 1438	SAE 100 R2 AT	Ca-2
304	34,5		27,5	24,0		15,5	13,8	11,2	8,6	7,8	-40/+80	2 mallas, alambre			SAE 100 R2 AT	Ca-3
402	10,0	10,0	10,0	10,0							-40/+100	1 malla, alambre				Ca-4
421RH								6,3	5,0	4,0	-40/+100	1 braid, wire	EN 853-1SN	ISO S 1438-1	SAE 100 R1 AT	Ca-5
421SN	22,5	21,5	18,0	16,0	13,0	10,5	8,8	6,3	5,0	4,0	-40/+100	1 malla, alambre	EN 853-1SN	ISO S 1438-1	SAE 100 R1 AT	Ca-6
421WC	19,0		15,5	13,8		8,6	6,9				-40/+121	1 malla, alambre		ISO S 1438-1	SAE 100 R1 AT	Ca-7
422	22,5	21,5	18,0	16,0	13,0	10,5	8,8	6,3	5,0	4,0	-40/+100	1 malla, alambre	EN 853-1SN	ISO S 1438-1	SAE 100 R1 AT	Ca-8
424							6,9	4,3	3,5	2,4	-40/+ 85	1 malla, alambre			SAE 100 R1 AT	Ca-9
426	19,2		15,7	14,0	10,5	8,7	7,0				-48/+150	1 malla, alambre			SAE 100 R1 AT	Ca-10
436			27,5	24,0	19,0	15,5	13,8				-50/+150	2 mallas, alambre			SAE 100 R16	Ca-11
441	34,5	29,3	27,5	24,0	19,0	15,5	13,8				-40/+125	1 malla, alambre		ISO 11237-1-R16	SAE 100 R16	Ca-12
441RH	34,5	29,3	27,5	24,0	19,0	15,5	13,8				-40/+125	1 braid, wire		ISO 11237-1-R16	SAE 100 R16	Ca-13
451TC	21,0		21,0	21,0	21,0	21,0	21,0				-40/+100	1 malla, alambre		ISO 11237-1-R17	SAE 100 R17	Ca-14
461LT	42,5	40,0	35,0	31,0	28,0	28,0	21,0				-50/+100	2 mallas, alambre	EN 857-2SC			Ca-15
462	42,5	40,0	35,0	31,0	28,0	28,0	21,0	17,2			-40/+100	2 mallas, alambre	EN 857-2SC	ISO 11237-1-2SC		Ca-16
462ST	42,5	40,0	35,0	31,0	28,0	28,0	21,0				-40/+100	2 mallas, alambre	EN 857-2SC	ISO 11237-1-2SC		Ca-17
463		40,0	40,0	35,0							max.+ 120	2 mallas, alambre				Ca-18
471TC	40,0	36,0	35,0	29,7	25,0	21,5	17,5				-40/+ 100	2 mallas, alambre	EN 857-2SC	ISO 11237-1-2SC		Ca-19
472TC								15,7	12,5	9,0	-40/+ 100	1 malla, alambre	EN 857-2SC	ISO 11237-1-2SC		Ca-19
492	28,0	25,0	22,5	19,0	15,0	15,0	11,0	7,5			-40/+100	1 malla, alambre	EN 857-1SC	ISO 11237-1-1SC		Ca-20
492ST	28,0	25,0	22,5	19,0	15,0	15,0	11,0				-40/+100	1 malla, alambre	EN 857-1SC	ISO 11237-1-1SC		Ca-21
493	20,0	20,0	20,0	17,5							max. 120	1 malla, alambre				Ca-22
692	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0						-40/+80	1/2 mallas, alambre			SAE 100 R17	Ca-23
692Twin	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0						-40/+80	1/2 mallas, alambre			SAE 100 R17	Ca-24

Tabla 1B Compatibilidad química de mangueras flexibles Parker con aceites hidráulicos

A = Preferido, bueno a excelente, con poco o nulo cambio en las propiedades físicas

F = Aceptado, marginal o condicional, afecta perceptiblemente a las propiedades físicas

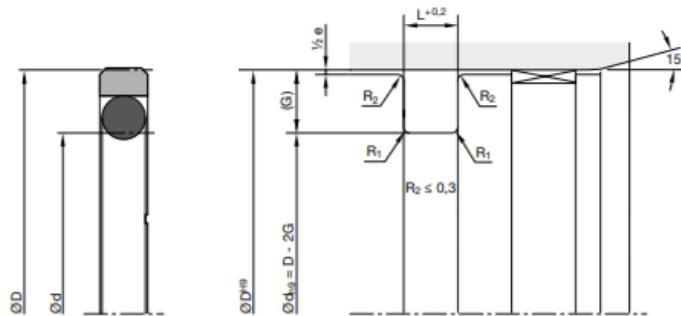
X = Inapropiado, afecta gravemente a las propiedades físicas

~ = Sin clasificar, insuficiente información

Fluido	I	II	III	IV	V	VI	ACERO	LATÓN	ACERO INOX.
Mobil EAL Artic 10, 15, 22,32, 46, 68, 100	X	X	X	X	X	X	A	A	A
Mobil Glygoyle 11, 22, 30, 80	A	A	A	-	X	-	A	A	A
Mobil HFA	F	A	A	A 16	X	-	A	A	A
Mobil Jet 2	X	F	F	A 16	X	-	A	A	A
Mobil Nyvac 20, 30, 200, FR	F	A	A	A	A	F	A	A	A
Mobil Rarus 824, 826, 827	X	X	X	A 16	X	X	A	A	A
Mobil SHC Serie 600	F	A	A	A 16	X	-	A	A	A
Mobil SHC Serie 800	F	A	A	A 16	X	-	A	A	A
Mobil SHL 624	-	A	A	A 16	X	-	A	A	A
Mobil Vactra Oil	A	A	A	F 15	X	A	A	A	A
Mobil XRL 1618B	X	X	X	X	A, 7	F	A	A	A
Mobilfluid 423	F	A	A	A 15	X	A	A	A	A
Mobilgear SHC 150, 220, 320, 460, 680	F	F	F	A 16	X	-	A	A	A
Mobilrama 525	A	A	A	F 15	X	A	A	A	A
Molub-Alloy 890	X	X	X	A 16	X	-	A	A	A
Moly Lube „HF“ 902	F	F	F	F 15	X	A	A	A	A
Monolec 6120 Aceite Hidráulico	A	A	A	A 15	X	A	A	A	A
Monóxido de carbono (caliente)	F	F	F	A 16	6	-	F	6	A
Morfolina (aditivo puro)	X	X	X	X	X	-	X	X	A
Nafta	X	F	F	A 16	X	-	A	A	A
Naftaleno	X	X	X	A 16	X	-	A	A	A
Nitrato amónico	A	A	A	A 16	A	-	F	X	A
Nitrato sódico	F	F	F	A 16	A	-	A	F	A
Nitrobenceno	X	X	X	A 16	X	-	X	X	A
Nitrógeno, gas	F, 1	F, 1	F, 1	F 16, 1	F, 1	-	A	A	A
NORPAR 12, 13, 15	8	8	8	8	X	-	A	A	A
Nuto H 46, 68	A	A	A	A 15	X	A	A	A	A
Nyvac 20, 30, 200, FR	F	A	A	A	A	F	A	A	A
Nyvac Light	X	X	X	-	A	-	A	A	A
Oceanic HW	F	A	A	A	X	F	A	A	A
Oxígeno, gas	X	X	X	X	X	-	X	A	A

Tablas 1C Sellos para pistón y vástago

SELLO OE

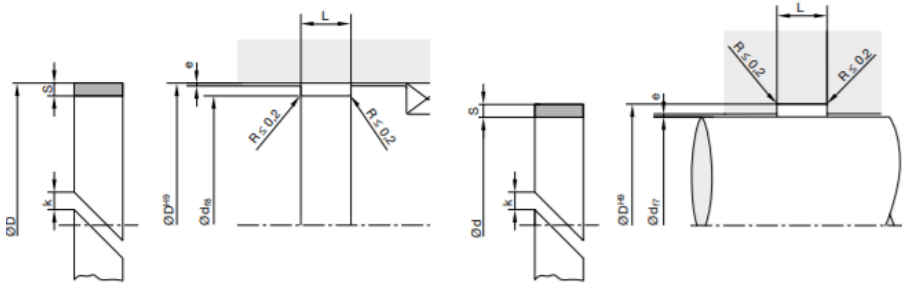


Para obtener información acerca del acabado superficial, del chafán de entrada y de otras dimensiones de instalación, consulte "Directrices generales de instalación".

Dimensiones del alojamiento

Nº de serie	Sección transversal	Sección transversal de la junta tórica (mm)	Rango de Ø del pistón recomendado		Ancho de la ranura L (mm)	Profundidad de la ranura G (mm)	Holgura máxima de 0 a 200 bar e (mm)	Holgura máxima 200-400 bar e (mm)	Radio máximo R ₁ (mm)	ISO ¹⁾
			≥ D (mm)	< D (mm)						
00210	A	1,78	8	15	2,2	2,45	0,6 - 0,4	0,4 - 0,2	0,5	
00210	B	2,62	15	40	3,2	3,65	0,8 - 0,5	0,5 - 0,3	0,5	
00210	C	3,53	40	80	4,2	5,35	0,8 - 0,5	0,5 - 0,3	0,5	
00210	D	5,33	80	133	6,3	7,55	1 - 0,6	0,6 - 0,4	0,9	
00210	E	6,99	133	330	8,1	10,25	1 - 0,6	0,6 - 0,4	0,9	
00210	F	6,99	330	670	8,1	12,0	1,2 - 0,7	0,7 - 0,5	0,9	
00210	G	8,4	670	1000	9,5	13,65	1,4 - 0,8	0,8 - 0,6	0,9	
00210	H	12	1000	-	13,8	19,0	1,4 - 0,8	0,8 - 0,6	0,9	
00210	K	1,78	8	15	2,2	2,5	0,6 - 0,4	0,4 - 0,2	0,5	•
00210	L	2,62	15	40	3,2	3,75	0,8 - 0,5	0,5 - 0,3	0,5	•
00210	M	3,53	40	80	4,2	5,5	0,8 - 0,5	0,5 - 0,3	0,5	•
00210	N	3,53	40	80	5,0	5,0	0,8 - 0,5	0,5 - 0,3	0,5	•
00210	O	5,33	80	133	6,3	7,75	1 - 0,6	0,6 - 0,4	0,9	•
00210	P	5,33	80	133	7,5	7,5	1 - 0,6	0,6 - 0,4	0,9	•
00210	Q	6,99	133	330	8,1	10,5	1 - 0,6	0,6 - 0,4	0,9	•
00210	R	6,99	330	670	8,1	12,25	1,2 - 0,7	0,7 - 0,5	0,9	•
00210	S	6,99	133	330	10,0	10,0	1,2 - 0,7	0,7 - 0,5	0,9	•
00210	T	6,99	330	670	12,5	12,5	1,2 - 0,7	0,7 - 0,5	0,9	•
00210	U	10,0	670	1000	12,5	15,0	1,4 - 0,8	0,8 - 0,6	0,9	•
00210	V	10,0	670	1000	15,0	15,0	1,4 - 0,8	0,8 - 0,6	0,9	•
00210	W	14,0	1000	-	20,0	20,0	1,4 - 0,8	0,8 - 0,6	0,9	•

CINTA GUÍA

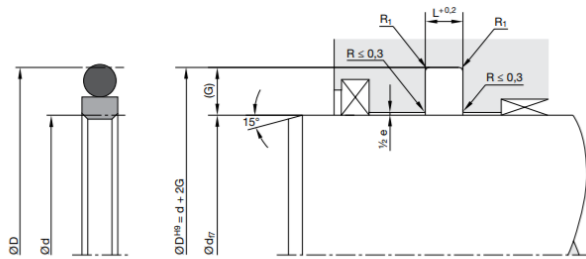


Para obtener información acerca del acabado superficial, del chaflán de entrada y de otras dimensiones de instalación, consulte "Directrices generales de instalación".

Dimensiones del alojamiento

Nº de serie	Rango de Ø del vástago recomendado d/D (mm)	Cinta guía		Cajera		
		S (mm)	L (mm)	d (mm)	D (mm)	e (mm)
15063	≤ 50	1,50 ^{+0,02} _{-0,03}	6,3 ^{+0,1}	D - 3,0	d + 3,0	0,25
15081	≤ 50	1,50 ^{+0,02} _{-0,03}	8,1 ^{+0,1}	D - 3,0	d + 3,0	0,25
15100	≤ 50	1,50 ^{+0,02} _{-0,03}	10,0 ^{+0,1}	D - 3,0	d + 3,0	0,25
15150	≤ 50	1,50 ^{+0,02} _{-0,03}	15,0 ^{+0,1}	D - 3,0	d + 3,0	0,25
16025	≤ 50	1,55 ^{+0,02} _{-0,03}	2,5 ^{+0,1}	D - 3,1	d + 3,1	0,25
16040	≤ 51	1,55 ^{+0,02} _{-0,03}	4,0 ^{+0,1}	D - 3,1	d + 3,1	0,25
20063	≤ 50	2,00 ^{-0,05}	6,3 ^{+0,1}	D - 4,0	d + 4,0	0,30
20081	≤ 51	2,00 ^{-0,05}	8,1 ^{+0,1}	D - 4,0	d + 4,0	0,30
20097	> 50	2,00 ^{-0,05}	9,7 ^{+0,1}	D - 4,0	d + 4,0	0,30
20150	> 50	2,00 ^{-0,05}	15,0 ^{+0,2}	D - 4,0	d + 4,0	0,30
20200	> 50	2,00 ^{-0,05}	20,0 ^{+0,2}	D - 4,0	d + 4,0	0,30
25042	> 50	2,50 ^{-0,05}	4,2 ^{+0,2}	D - 5,0	d + 5,0	0,40
25056	> 50	2,50 ^{-0,05}	5,6 ^{+0,1}	D - 5,0	d + 5,0	0,40
25063	> 50	2,50 ^{-0,05}	6,3 ^{+0,1}	D - 5,0	d + 5,0	0,40
25081	> 50	2,50 ^{-0,05}	8,1 ^{+0,1}	D - 5,0	d + 5,0	0,40
25097	> 50	2,50 ^{-0,05}	9,7 ^{+0,1}	D - 5,0	d + 5,0	0,40
25150	> 50	2,50 ^{-0,05}	15,0 ^{+0,2}	D - 5,0	d + 5,0	0,40
25200	> 50	2,50 ^{-0,05}	20,0 ^{+0,2}	D - 5,0	d + 5,0	0,40
25250	> 50	2,50 ^{-0,05}	25,0 ^{+0,2}	D - 5,0	d + 5,0	0,40
25300	> 50	2,50 ^{-0,05}	30,0 ^{+0,2}	D - 5,0	d + 5,0	0,40

SELLOS ON

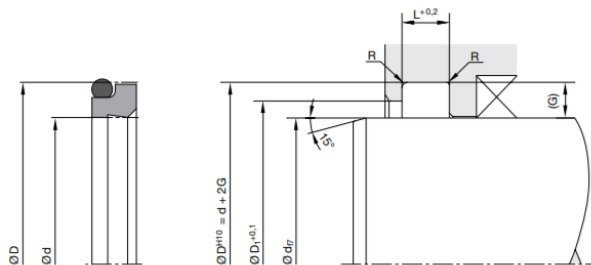


For surface finish, lead in chamfer and other installation dimensions see „General installation guidelines“.

Housing dimensions

Series no.	Cross-section	O-ring cross-section (mm)	Recommended rod \varnothing range d		Groove width L (mm)	Groove depth G (mm)	Gap max. 0–200 bar e (mm)	Gap max. 200–400 bar e (mm)	Radius max. R_1 (mm)	ISO ¹⁾
			\geq	$<$						
00110	A	1.78	4	8	2.2	2.45	0.6 - 0.4	0.4 - 0.2	0.5	
00110	B	2.62	8	19	3.2	3.65	0.8 - 0.5	0.5 - 0.3	0.5	
00110	C	3.53	19	38	4.2	5.35	0.8 - 0.5	0.5 - 0.3	0.5	
00110	D	5.33	38	200	6.3	7.55	1 - 0.6	0.6 - 0.4	0.9	
00110	E	6.99	200	256	8.1	10.25	1 - 0.6	0.6 - 0.4	0.9	
00110	F	6.99	256	650	8.1	12	1.2 - 0.7	0.7 - 0.5	0.9	
00110	G	8.4	650	1000	9.5	13.65	1.4 - 0.8	0.8 - 0.6	0.9	
00110	H	12	1000	-	13.8	19	1.4 - 0.8	0.8 - 0.6	0.9	
00110	K	1.78	4	8	2.2	2.5	0.6 - 0.4	0.4 - 0.2	0.5	•
00110	L	2.62	8	19	3.2	3.75	0.8 - 0.5	0.5 - 0.3	0.5	•
00110	M	3.53	19	38	4.2	5.5	0.8 - 0.5	0.5 - 0.3	0.5	•
00110	N	5.33	38	200	6.3	7.75	1 - 0.6	0.6 - 0.4	0.9	•
00110	O	6.99	200	256	8.1	10.5	1 - 0.6	0.6 - 0.4	0.9	•
00110	P	6.99	256	650	8.1	12.25	1.2 - 0.7	0.7 - 0.5	0.9	•

SELLOS AD



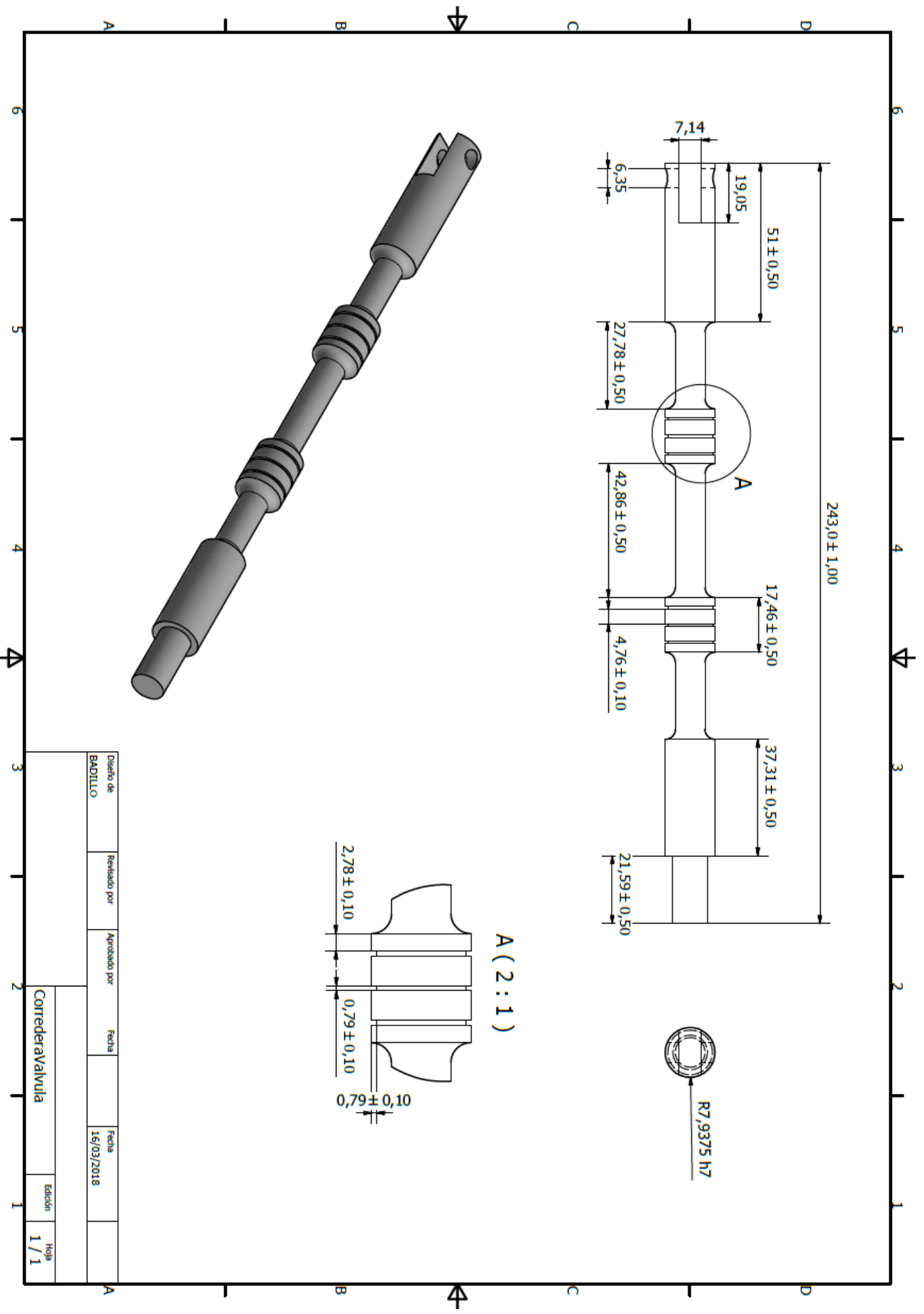
For surface finish, lead in chamfer and other installation dimensions see „General installation guidelines“.

Housing dimensions

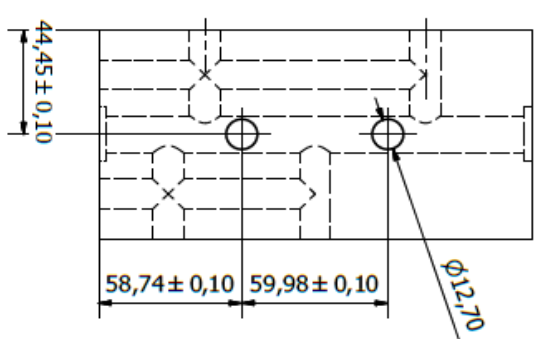
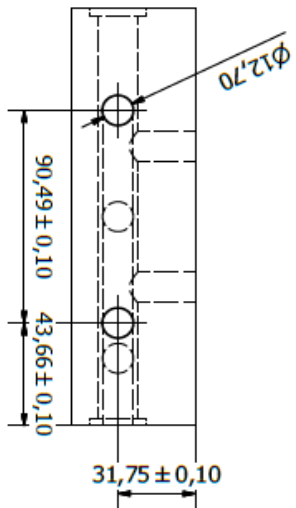
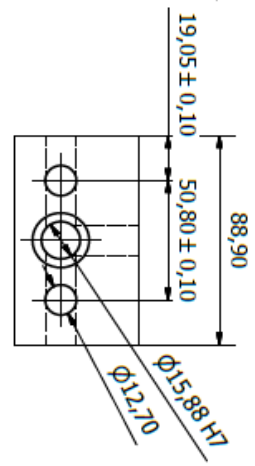
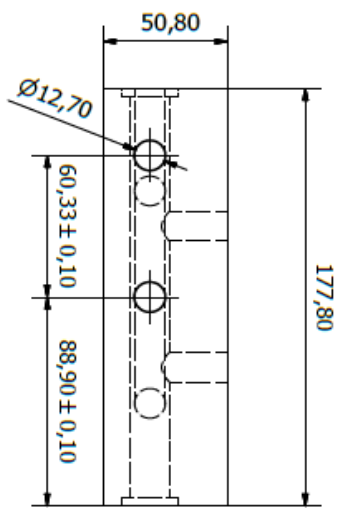
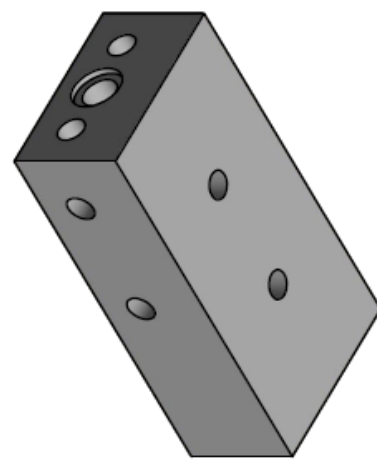
Series no.	Cross-section	O-ring cross-section (mm)	Recommended rod \varnothing range d (mm)		Groove width L (mm)	Groove depth G (mm)	\varnothing Retainer ring D_1 (mm)	Radius max. R (mm)	ISO ¹⁾	ISO ²⁾
			\geq	$<$						
00590	A	1.78	6	12	3.7	2.40	d + 1.5	0.4	•	
00590	B	2.62	12	65	5.0	3.40	d + 1.5	0.4	•	
00590	C	3.53	65	250	6.0	4.40	d + 2.0	0.4		
00590	D	5.33	250	420	8.4	6.10	d + 2.0	0.4		
00590	E	6.99	420	650	11.0	8.00	d + 2.5	0.4		
00590	G	8.40	650	1000	14.0	10.00	d + 2.5	0.4		
00590	K	1.78	6	25	4.0	3.00	d + 2.5	0.4		•
00590	L	2.62	28	50	5.0	4.00	d + 3.0	0.4		•
00590	M	3.53	56	100	6.0	5.00	d + 3.0	0.4		•
00590	N	5.33	110	200	8.5	7.50	d + 4.0	0.4		•
00590	O	6.99	220	360	12.0	10.00	d + 6.0	0.4		•

ANEXO 2

Planos

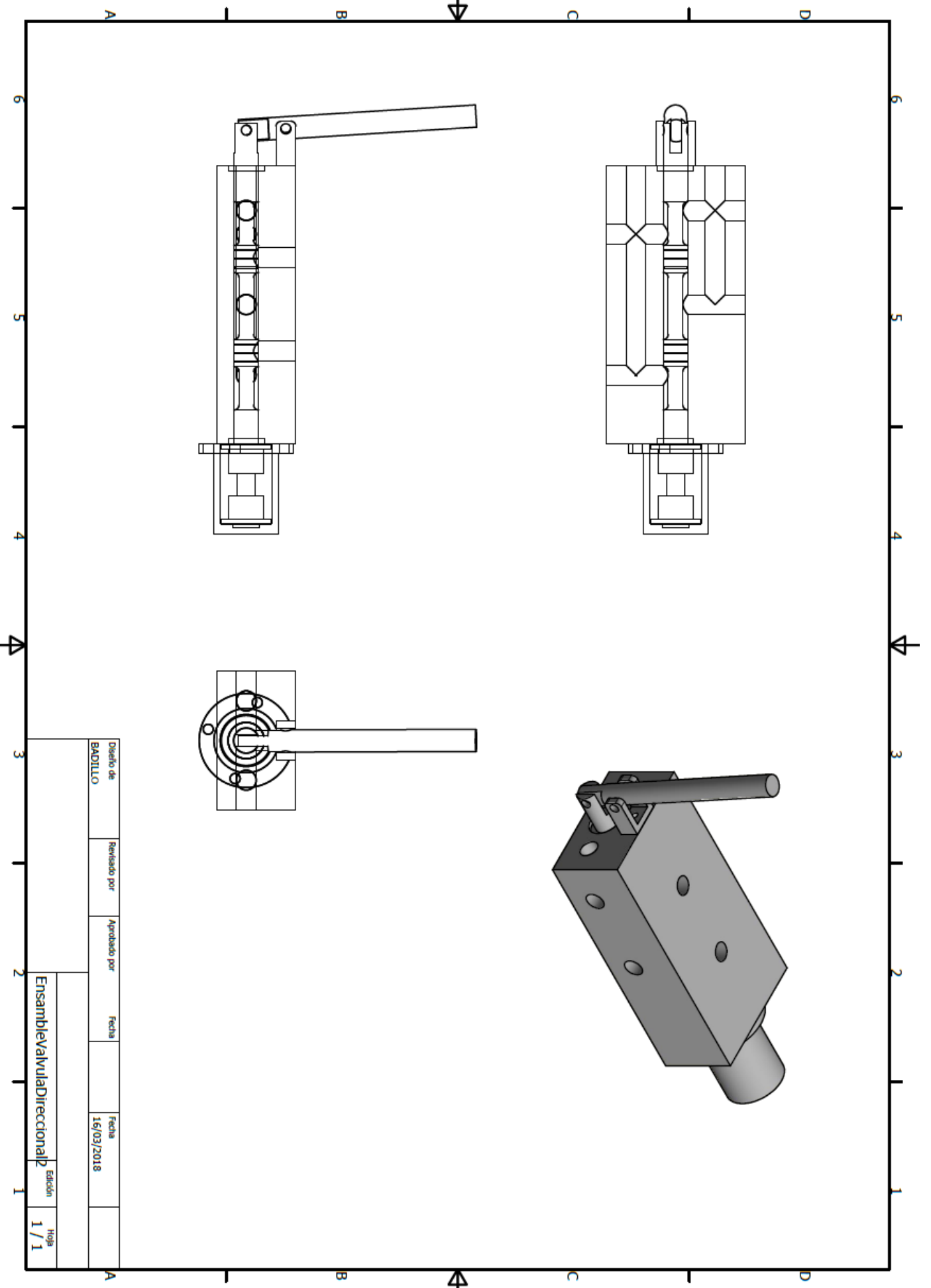


Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	Edición	Hoja
BADILLO				16/03/2018	1 / 1	1
CorrederaValvula						

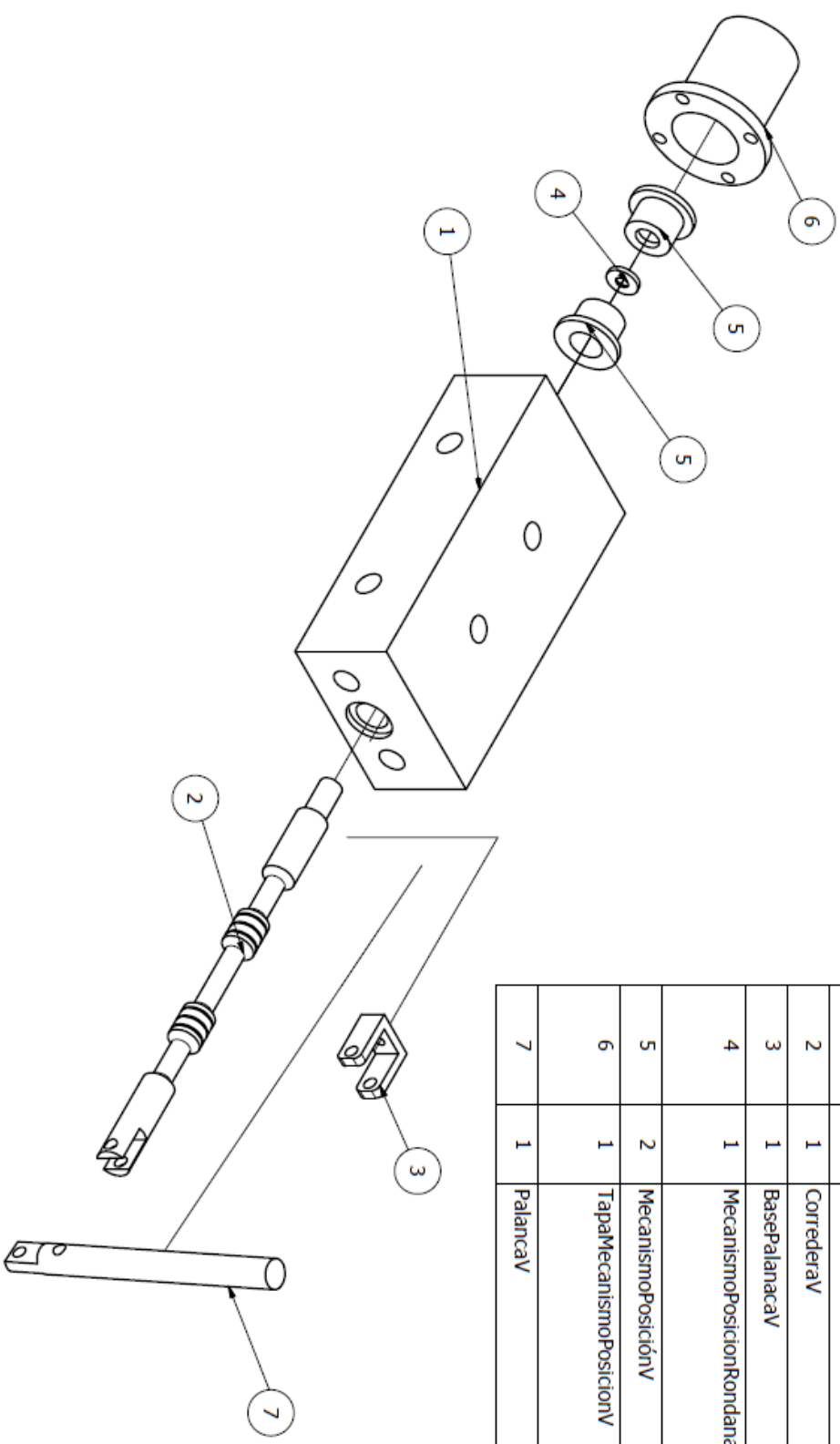


Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	Edición	Hoja
BADILLO				16/03/2018		1 / 1

Cuerpo de la ValvulaV



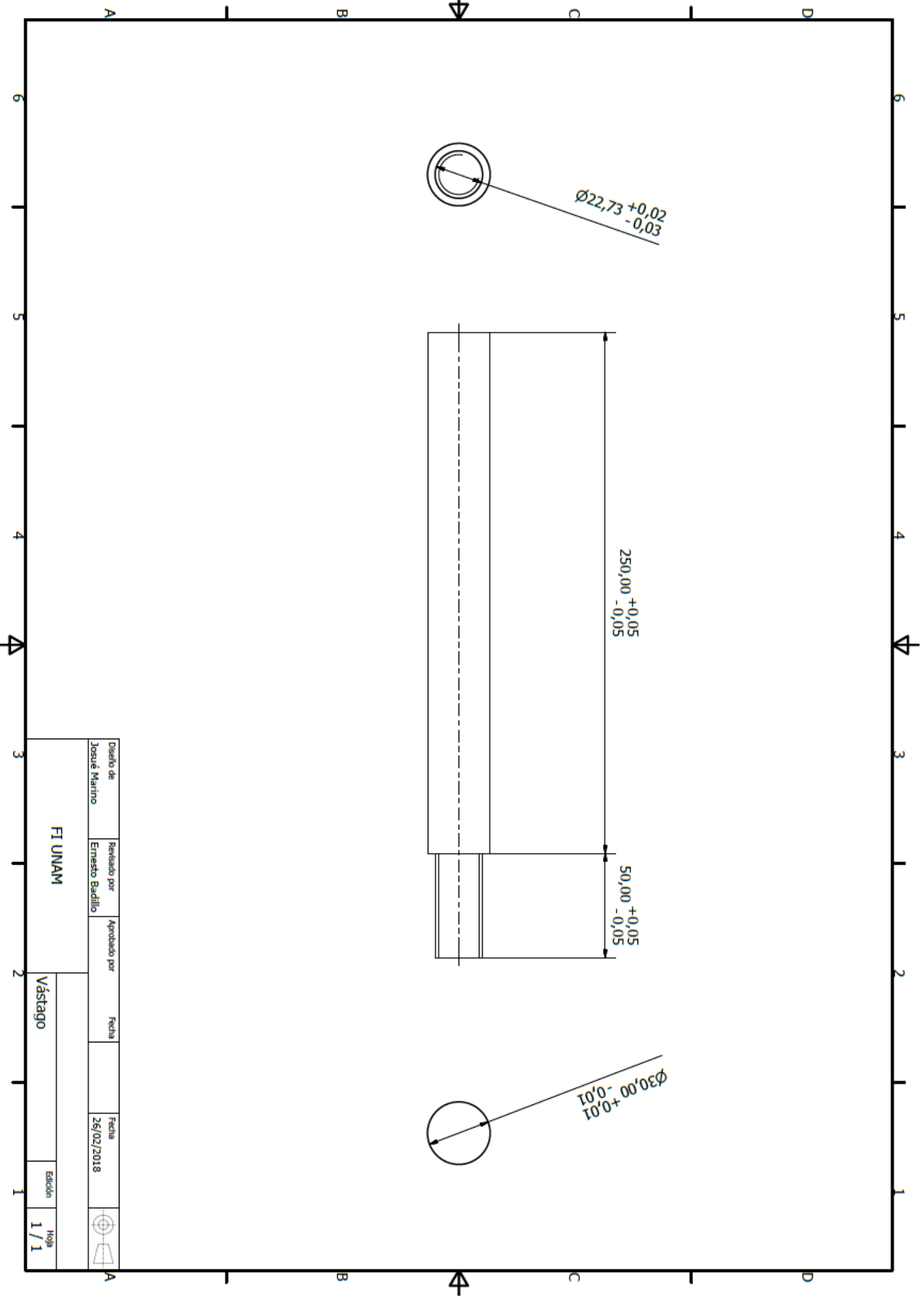
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTIDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1		Cuerpo de la ValvulaV
2	1		CorrederaV
3	1		BasePalanacav
4	1		MecanismoPosicionRondanaV
5	2		MecanismoPosiciónV
6	1		TapamecanismoPosicionV
7	1		Palanacav



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha
BADILLO				16/03/2018

Explosivo Valvula Direccional | Edición | Hoja

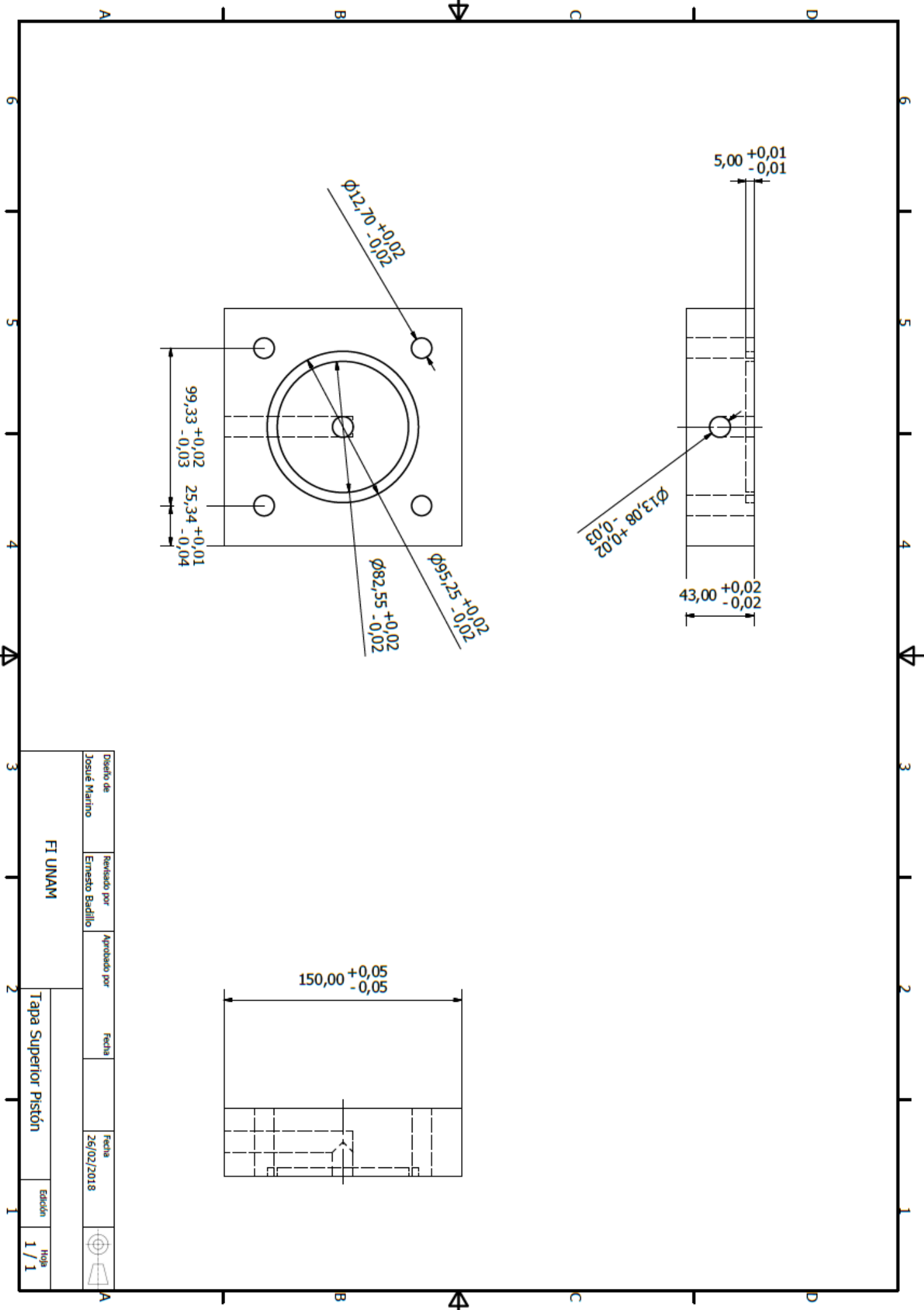
1 / 1



FI UNAM	Revisado por Ernesto Badillo	Aprobado por	Fecha 26/02/2018	Edición 1 / 1
FI UNAM	Diseño de Josué Marino			

Vástago

Hoja
1 / 1



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
Josué Marino	Ernesto Badillo			26/02/2018	

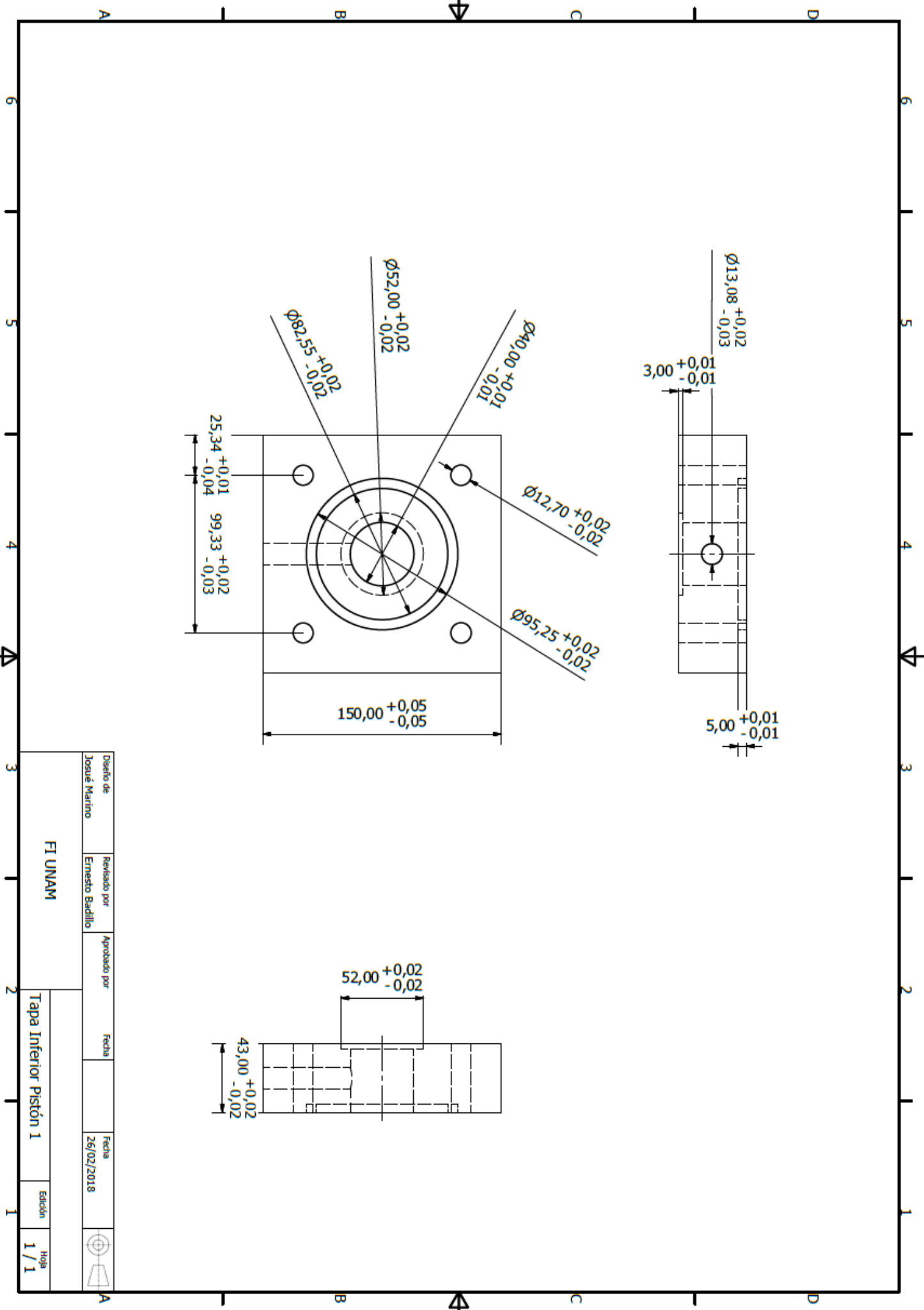
FI UNAM

Tapa Superior Pistón

Edición

Hoja

1 / 1



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
Josué Marino	Ernesto Badillo			26/02/2018	

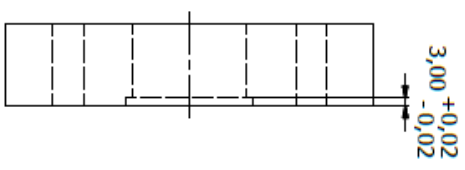
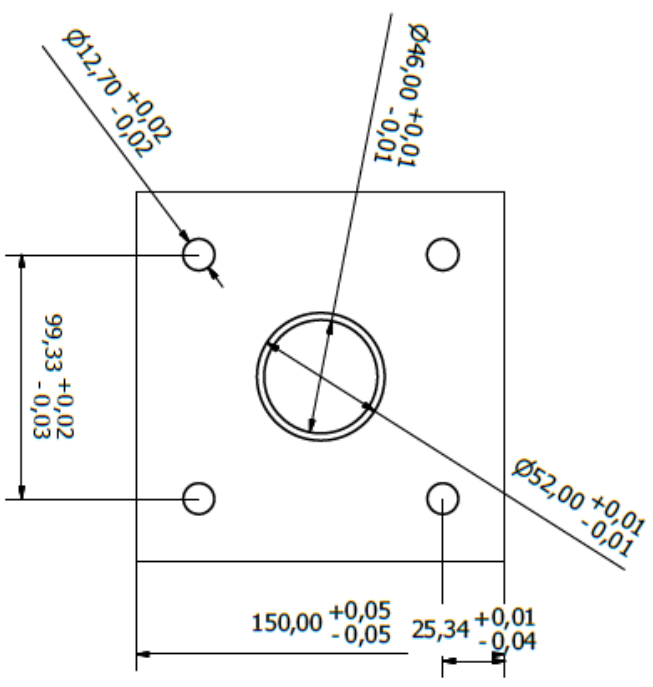
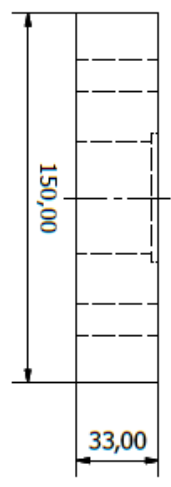
FI UNAM

Tapa Inferior Pistón 1

Edición

Hoja

1 / 1

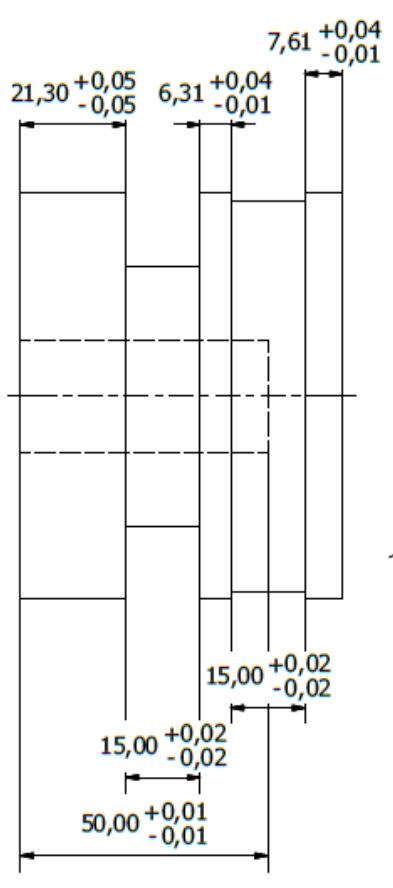
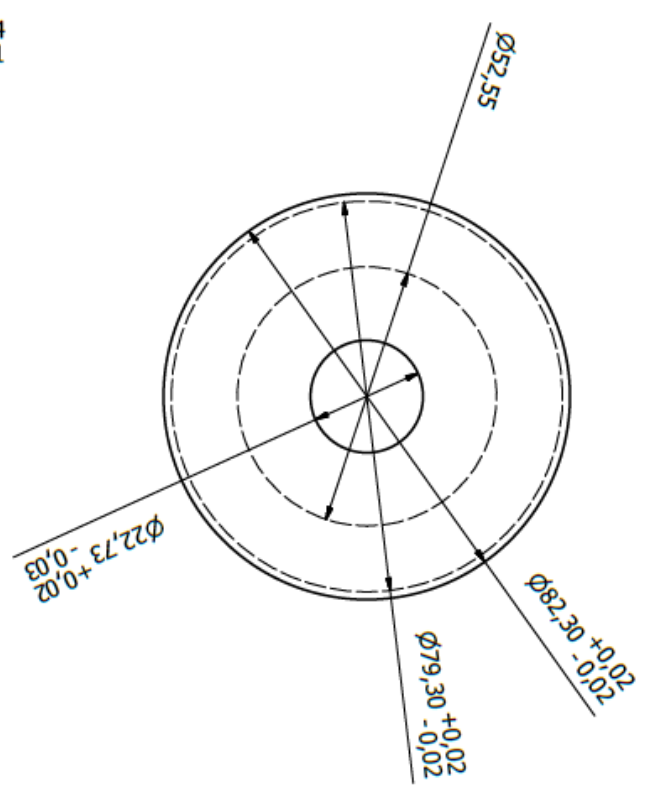


Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
Josué Marinho	Ernesto Badillo			26/02/2018	

FI UNAM

Tapa Inferior 2 Pistón

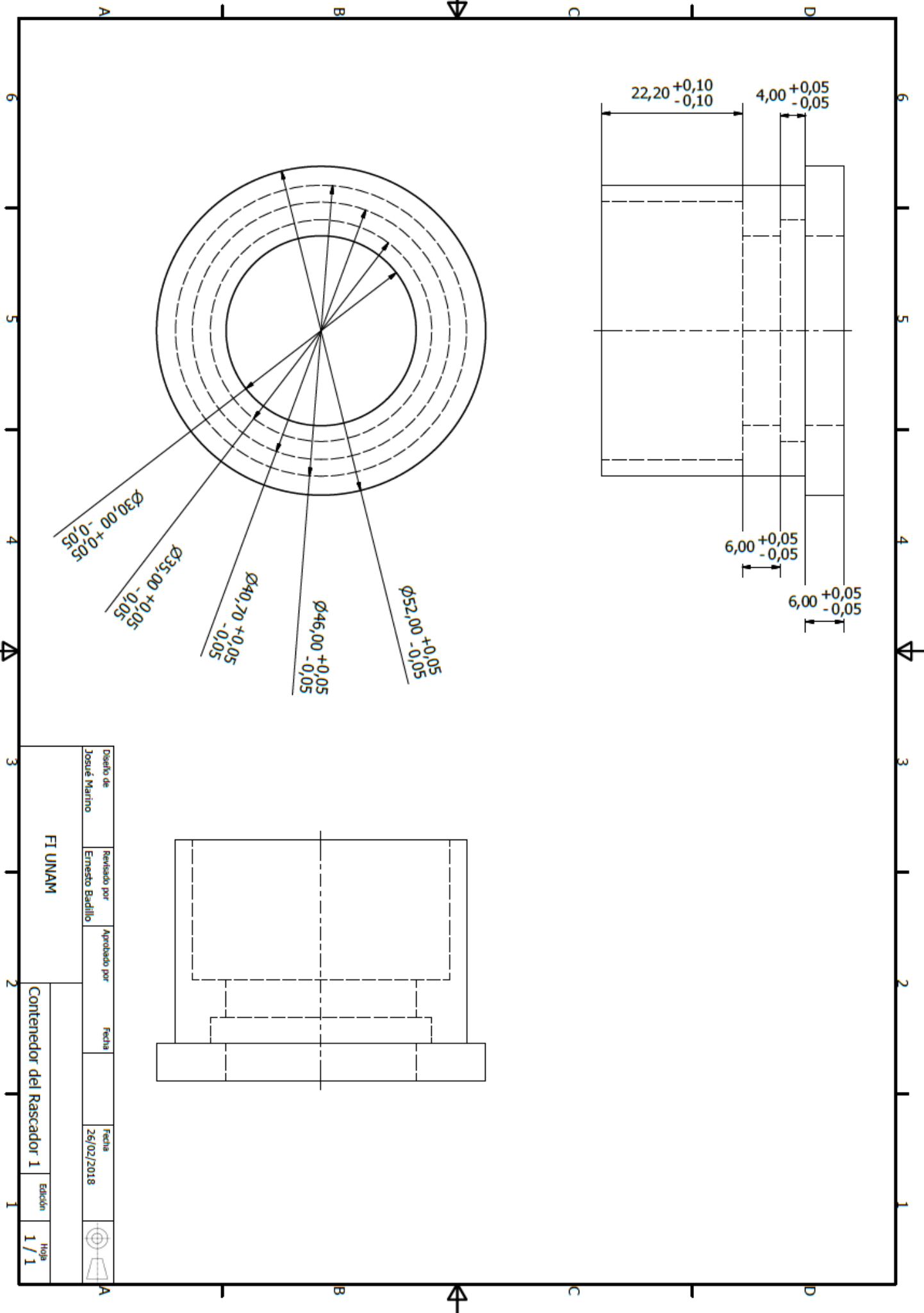
Edición
Hoja
1 / 1



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	Edición	Hoja
Josué Marino	Ernesto Badillo			26/02/2018		1 / 1

FI UNAM

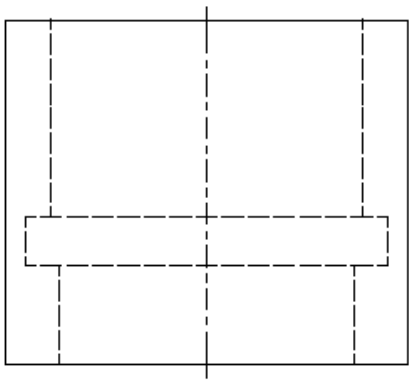
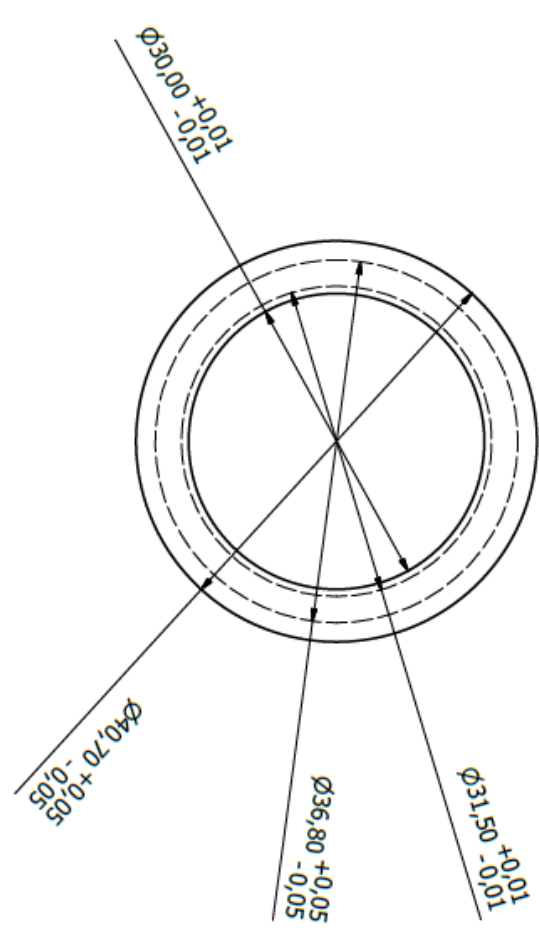
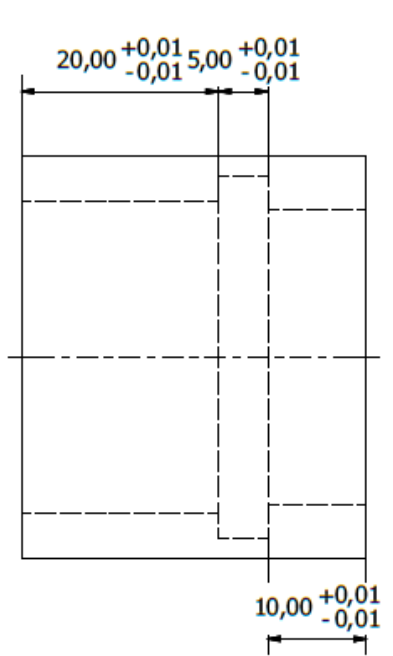
Pistón



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	Edición	Hoja
Josué Marín	Ernesto Badillo			26/02/2018		1 / 1

FI UNAM

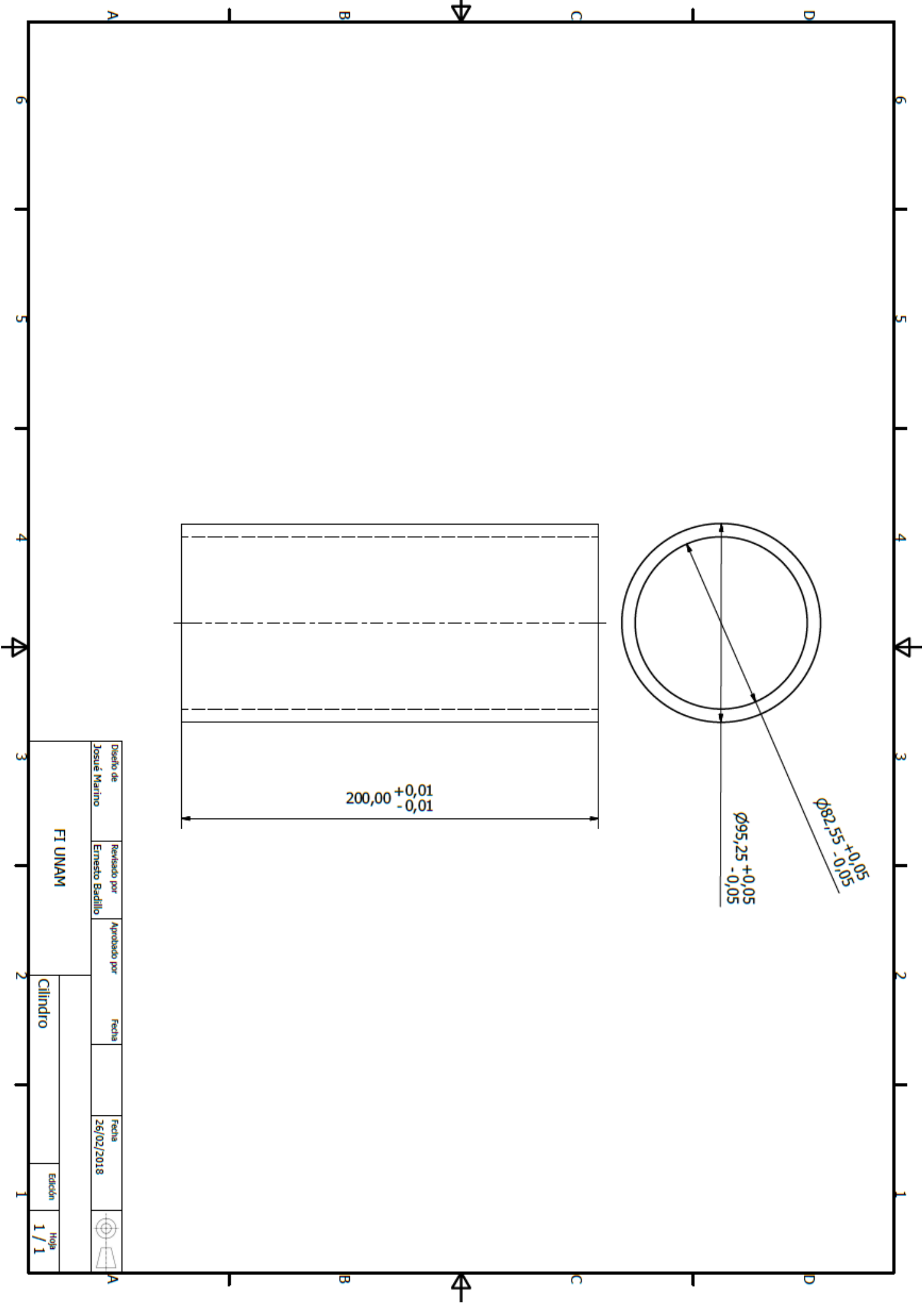
Contenedor del Rascador 1



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
Josué Marino	Ernesto Badillo			26/02/2018	

FI UNAM

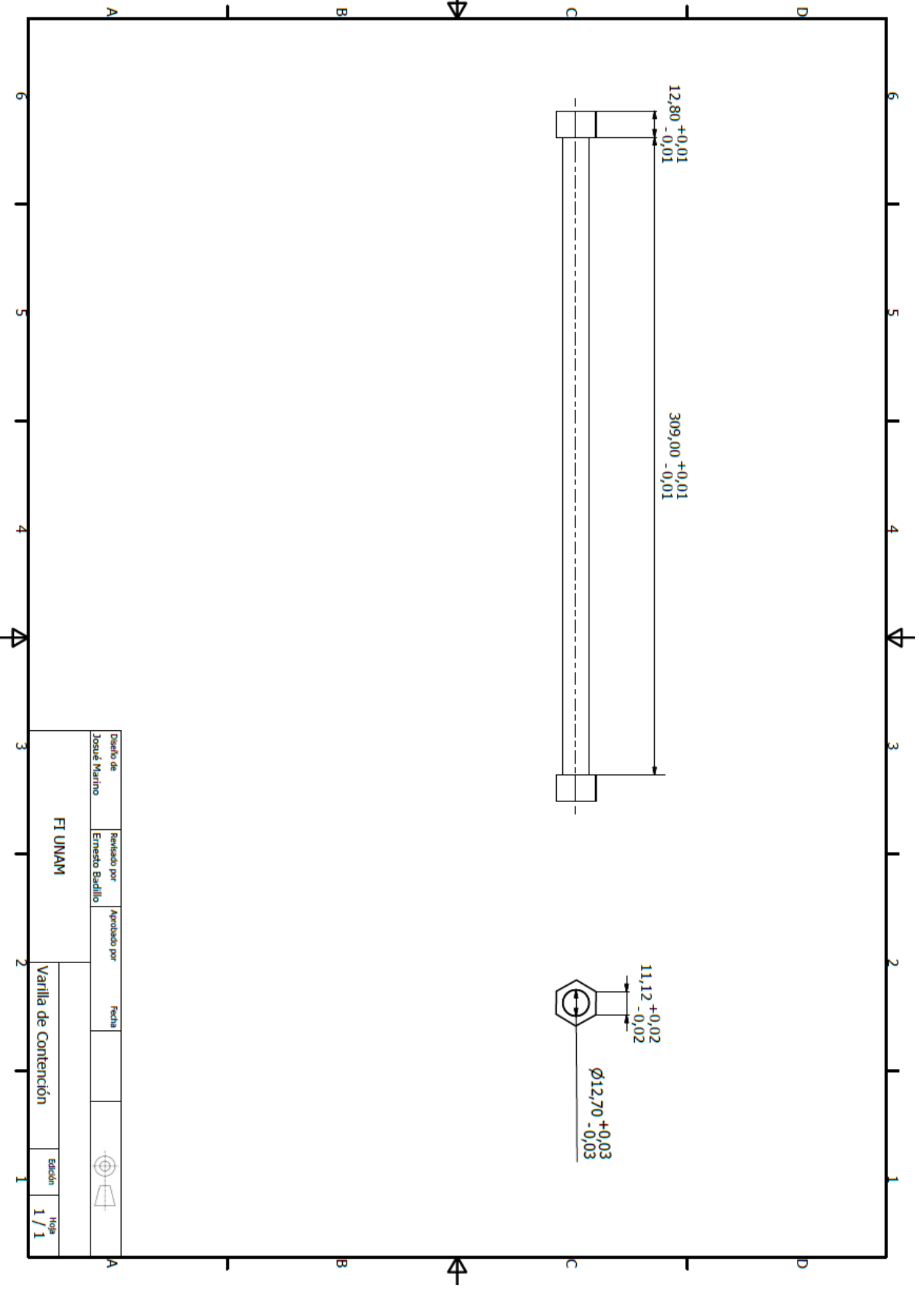
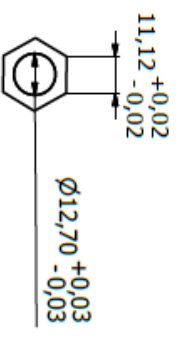
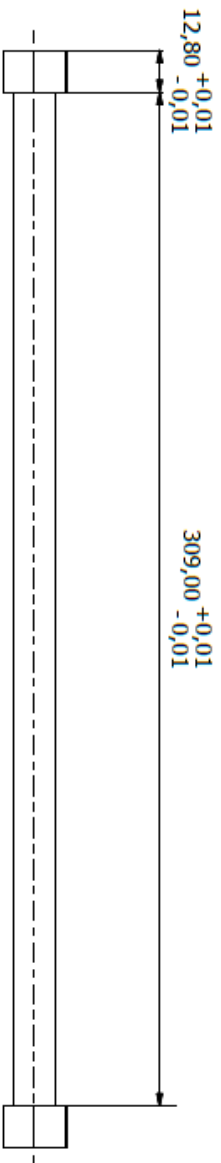
Componente del Rascador 2	Edición	Hoja
		1 / 1



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	Edición	Hoja
Josué Marino	Ernesto Badillo			26/02/2018		1 / 1

FI UNAM

Cilindro

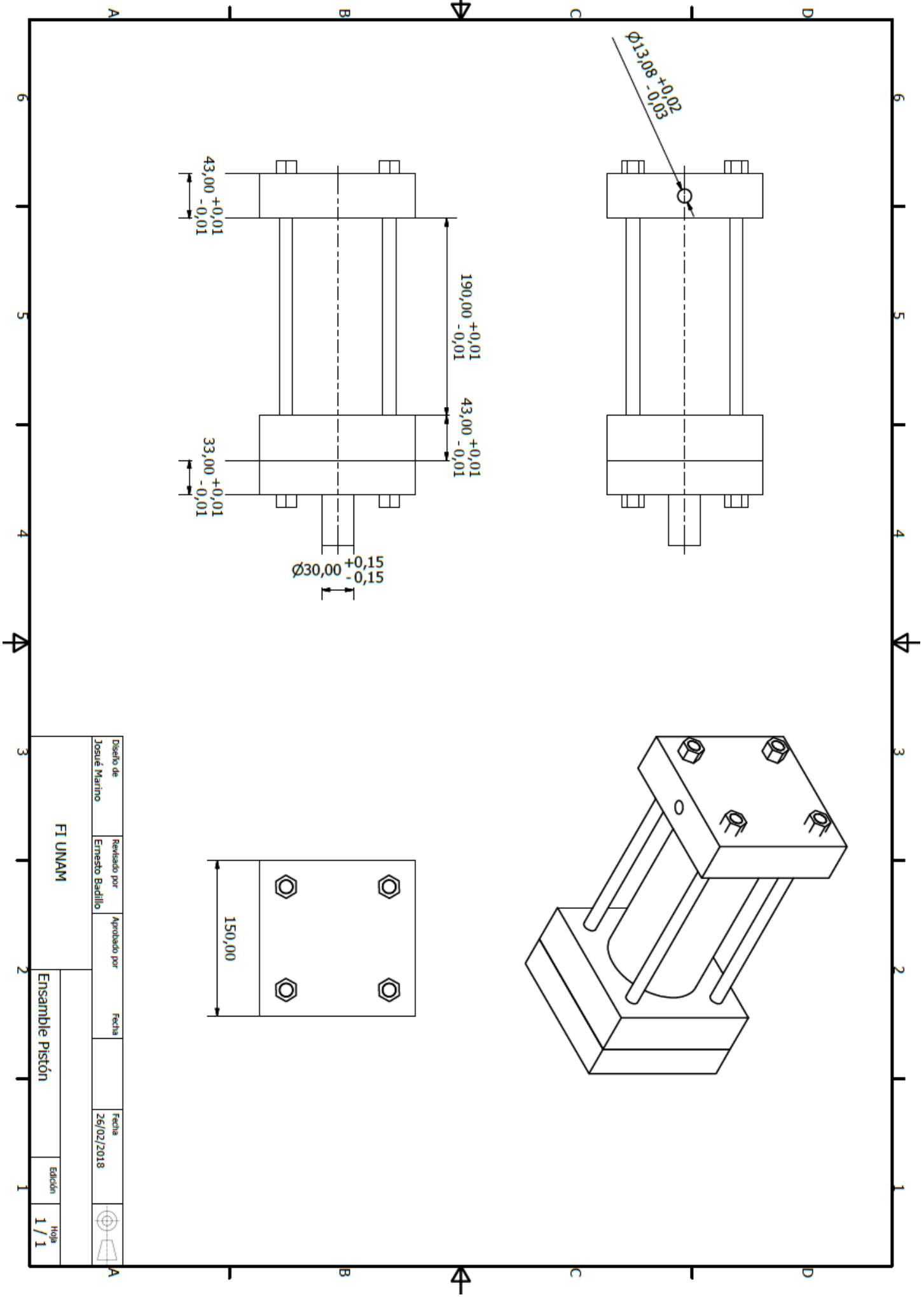


Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	
Josué Marín	Ernesto Badillo			

FI UNAM

Varilla de Contención

Edición
1 / 1

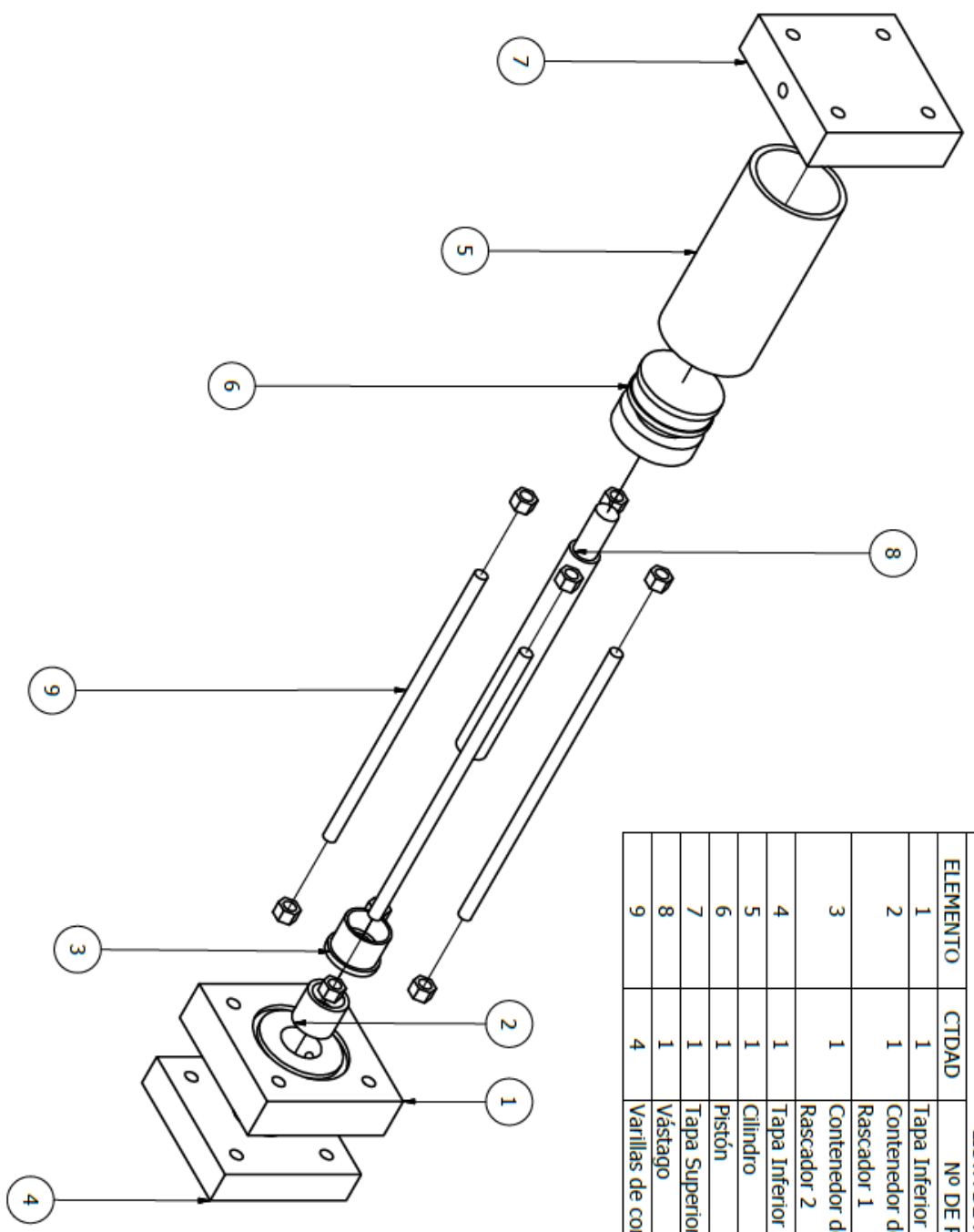


Diseno de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	Edición
Josué Marino	Ernesto Badilla			26/02/2018	1 / 1

FI UNAM

Ensamble Pistón

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTIDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1		Tapa Inferior Pistón
2	1		Contenedor del Rascador 1
3	1		Contenedor del Rascador 2
4	1		Tapa Inferior Pistón
5	1		Cilindro
6	1		Pistón
7	1		Tapa Superior Pistón
8	1		Vástago
9	4		Varillas de contención



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
Josué Marino	Ernesto Badillo			26/02/2018	

FI UNAM		Explosivo Pistón	Edición	Hoja
			1 / 1	1 / 1

