

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE – QUITO**

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA
PARA CONFORMADO DE CHAPA METÁLICA DE 5 TONELADAS CON
COLCHÓN NEUMÁTICO**

AUTORES:

**GALÁRRAGA TORRES MANUEL TOBÍAS Y
RODRÍGUEZ SÁNCHEZ EDISON FERNANDO**

DIRECTOR:

ING. LUIS JUIÑA

Quito, Abril de 2015

CERTIFICACIÓN

Certifico que bajo mi dirección, el proyecto de titulación fue realizado en su totalidad por los señores: GALÁRRAGA TORRES MANUEL TOBÍAS Y RODRÍGUEZ SÁNCHEZ EDISON FERNANDO.

Ing. LUIS JUIÑA

DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros Manuel Tobías Galárraga Torres y Edison Fernando Rodríguez Sánchez autorizamos a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de titulación y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaramos que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Manuel Tobías Galárraga Torres

1722458583

Edison Fernando Rodríguez Sánchez

1717316168

DEDICATORIA

El presente trabajo dedico a Dios y a mis padres.

A mis padres que han sabido guiarme y apoyarme a lo largo de todo mi camino siendo los pilares fundamentales para ser quien soy y como soy ahora.

Su constancia y tenacidad han sido los ejemplos primordiales no solo para mí, sino para mis hermanos y familia en general, quienes depositaron su confianza en cada reto que se presentaba, alentándome insaciablemente.

Galárraga Torres Manuel Tobías

Este trabajo se lo dedico a mi madre Gloria y abuelita María Luisa, quien con su ejemplo de perseverancia y lucha incansable me brindaron su apoyo incondicional en todo sentido a lo largo de este proceso.

A mi amada esposa y compañera Marlene, quien me brindó siempre su confianza y que a pesar de las adversidades que se presentaron a lo largo de éste camino, siempre me respaldó y creyó en mi capacidad para alcanzar ésta meta.

A mis queridos hijos Ariel y Renata, quienes fueron la razón de lucha constante para no desmayar y alcanzar este objetivo.

A mis hermanas Verónica y Pilar quienes siempre han estado pendientes de mi persona y continuamente me apoyaron para no decaer.

Edison Fernando Rodríguez Sánchez

AGRADECIMIENTOS

Mi agradecimiento a la Universidad Politécnica Salesiana, Carrera de Ingeniería Mecánica, y a los docentes quien me abrió las puertas e impartieron conocimientos profesionales y personales, ofreciéndome una educación de calidad y excelencia.

A mi director de tesis Ingeniero, Luis Juiña por los conocimientos brindados, quien ha sido guía indispensable para la culminación de este trabajo.

Galárraga Torres Manuel Tobías

A todos quienes conforman la Universidad Politécnica Salesiana, en especial a todos los profesores que me impartieron los conocimientos fundamentales a lo largo de mi vida estudiantil y que de una u otra forma hicieron posible la realización de este proyecto.

Al director del proyecto Ing. Luis Juiña, quien con su apoyo y predisposición nos asesoró de la mejor manera en el desarrollo del proyecto.

Edison Fernando Rodríguez Sánchez

ÍNDICE

Introducción	1
CAPÍTULO I	2
Generalidades	2
1.1 Conformado de los metales	2
1.1.1 Conformado según la temperatura de trabajo.	4
1.1.1.1 Trabajo en frío.	4
1.1.1.2 Trabajo en caliente.	4
1.1.1.2.1 Anisotropía.	5
1.1.2. Conformado por el tipo de materia prima.	5
1.1.2.1 Operaciones de conformado en bloques metálicos.	6
1.1.2.1.1. Laminado.	6
1.1.2.1.2. Forjado.	7
1.1.2.1.3. Extrusión.	7
1.1.2.2. Operaciones de conformado en láminas metálicas.	8
1.1.2.2.1. Doblado.	8
1.1.2.2.2. Troquelado.	8
1.1.2.2.3. Cizallado.	9
1.1.2.2.4. Embutido.	10
1.2. Mecánica del embutido	12
1.2.1 Embutido de acción simple.	14
1.2.2 Embutido de doble acción.	15
1.2.3 Reembutido.	15
1.2.4 Defectos en el embutido.	16
1.3 Velocidades de deformación.	17
1.4 Hidráulica.	17
1.5 Presión.	17
1.5.1 Presión de un fluido.	18
1.5.2 Principio de Pascal.	18
CAPITULO II	20
Prensas	20
2.1 Tipos de prensas.	20
2.1.1 Prensas mecánicas.	20

2.1.1.1	Prensas mecánicas de simple efecto.....	21
2.1.1.2	Prensas mecánicas de doble efecto.	21
2.2	Prensa hidráulica.	22
2.2.1	Circuito de mando manual.	23
2.3	Prensas según la forma del bastidor.....	24
2.3.1	De cuello de cisne.	24
2.3.2	De montantes rectos.	25
2.3.3	De columnas.....	26
2.4	Prensa chapas.	27
2.4.1	Extractor.....	27
2.4.1.1	Extractor positivo y cojín inferior.	27
2.4.1.2	Extractor por barra y cojín inferior.	28
2.4.1.3	Extractor por cojín neumático inferior.....	29
2.5	Ventajas de la prensa hidráulica.....	30
2.6	Desventajas de la prensa hidráulica.	30
2.7	Parámetros de selección de una prensa hidráulica.	31
2.7.1	Según el sistema de funcionamiento.....	31
2.7.2	Según la forma del bastidor.	32
2.7.3	Según la finalidad del proyecto.....	32
2.8	Selección de alternativa.....	33
CAPÍTULO III.....		35
Diseño hidráulico		35
3.1	Requisitos y parámetros de diseño.....	35
3.1.1	Grupo hidráulico.	36
3.1.1.1	Actuadores.....	37
3.1.1.2	Bomba.....	40
3.1.1.3	Tanque.	41
3.1.1.4	Filtros.....	42
3.1.1.5	Válvulas.....	44
3.1.1.5.1	Válvulas Distribuidoras.	44
3.1.1.1.1	Válvulas de bloqueo.	45
3.1.1.1.2	Válvula limitadora de presión.....	46
3.1.1.1.3	Válvulas reguladores de caudal.	47

3.1.1.2	Tuberías.	48
3.1.1.2.1	Pérdidas de carga.....	48
3.2	Cálculo del sistema hidráulico.	50
3.2.1	Esquema hidráulico.	50
3.2.2	Cálculo de fuerza total requerida para el prensa chapas.	51
3.2.3	Cálculo de cilindro principal.	53
3.2.3	Selección del cilindro prensa chapas.....	57
3.2.4	Tuberías.....	60
3.2.5	Selección de la válvula distribuidora.....	63
3.2.6	Pérdidas de carga.....	64
3.2.7	Selección de la bomba.....	67
3.2.8	Tanque.....	68
3.2.9	Selección de la válvula reguladora de caudal.	68
3.2.10	Selección de la válvula limitadora de presión.....	69
3.2.11	Manómetro.	70
3.2.12	Filtro.	70
3.3	Cálculo del pistón neumático para el colchón neumático.	71
3.4	Circuito neumático.	73
3.4	Selección del motor eléctrico.	73
CAPÍTULO IV		745
Diseño estructural.....		75
4.1	Bastidor de la máquina.....	75
4.1.1	Vigas.	75
4.1.1.1	Factor de diseño para vigas.....	77
4.1.2.	Deflexión en vigas.....	78
4.1.3	Diseño de placa.	80
4.1.4	Diseño de viga.....	84
4.2	Columna.	87
4.2.1	Factor de diseño de columnas.	90
4.2.2	Diseño de columna.....	91
4.3	Soldaduras.....	92
4.3.1	Tipos de juntas.	93
4.3.2	Cordón de soldadura.	94

4.3.3	Cálculo de soldaduras en las vigas.....	96
4.4	Diseño del tanque hidráulico.....	98
4.5	Cálculos de pernos para sujeción de las placas.....	101
4.6	Cálculo de ejes guía del prensachapas.	107
CAPITULO V		110
5.1	Generalidades.....	110
5.2	Cálculo de Costos.....	110
5.2.1	Costos directos	110
5.2.1.1	Costos de materiales de construcción	110
5.2.1.2.	Costo de mecanizado y montaje.....	111
5.2.1.3	Costo de materiales eléctricos.....	112
5.2.1.4	Costo de materiales neumáticos	113
5.2.1.5	Costo de materiales hidráulicos	114
5.2.1.6	Costo de materiales de acabado	115
5.2.2	Costos indirectos	115
5.2.3	Costo de Construcción	116
5.2.4	Costo de Diseño	116
5.2.5	Costo Total de Construcción.....	116
Conclusiones		117
Recomendaciones.....		118
Bibliografía		119

ÍNDICES DE FIGURAS

CAPITULO I

Figura 1. 1	Diagrama de Hooke	3
Figura 1. 2	Proceso de Conformado.....	3
Figura 1. 3	Estructura del material.....	5
Figura 1. 4	Procesos de conformado	6
Figura 1. 5	Laminado en frío.....	6
Figura 1. 6	Forjado.....	7
Figura 1. 7	Extrusión directa.....	7
Figura 1. 8	Extrusión indirecta.....	8
Figura 1. 9	Doblado	8
Figura 1. 10	Troquelado.....	9
Figura 1. 11	Cizallado	9
Figura 1. 12	Elementos del Embutido.....	11
Figura 1. 13	Embutido uniforme.....	12
Figura 1. 14	Proceso de embutido cilíndrico	12
Figura 1. 15	Etapas del embutido.....	13
Figura 1. 16	Embutido de acción simple.....	14
Figura 1. 17	Embutido de doble acción	15
Figura 1. 18	Reembutido.....	16
Figura 1. 19	Defectos en el embutido	16
Figura 1. 20	Presión de un fluido	18
Figura 1. 21	Principio de Pascal.....	19

CAPITULO II

Figura 2. 1	Tipos de prensas	20
Figura 2. 2	Prensas mecánicas de doble efecto.....	21
Figura 2. 3	Prensa Hidráulica.....	23
Figura 2.4	Circuito de mando manual.....	23
Figura 2. 5	Prensa cuello de cisne.....	24
Figura 2. 6	Prensa de montantes rectos.....	25
Figura 2. 7	Prensa de columnas.....	26
Figura 2. 8	Extractor positivo y cojín inferior.....	27

Figura 2. 9 Extractor por barra y cojín inferior	28
Figura 2. 10 Formas de expulsión por cojín neumático	29

CAPITULO III

Figura 3. 1 Clasificación de las bombas hidráulicas	40
Figura 3. 2 Partes del depósito hidráulico	41
Figura 3. 3 Tipos de filtro dentro del sistema hidráulico	42
Figura 3. 4 Clasificación de las válvulas hidráulicas	44
Figura 3. 5 Válvula distribuidoras de corredera y de asiento.....	44
Figura 3. 6 Válvula antiretorno	46
Figura 3. 7 Válvula antirretorno con apertura hidráulica.....	46
Figura 3. 8 Válvula limitadora de presión.....	47
Figura 3. 9 Válvula reguladora de caudal	47
Figura 3. 10 Esquema hidráulico de la prensa	50
Figura 3. 11 Bandeja embutida	51
Figura 3. 12 Cilindro hidráulico doble efecto	55
Figura 3. 13 Cilindro hidráulico doble efecto	59
Figura 3. 14 Catálogo de mangueras para uso hidráulico	62
Figura 3. 15 Tubería de alta presión.....	63
Figura 3. 16 Válvula distribuidora 4/3	63
Figura 3. 17 Curva de pérdida de presión de válvula 4/3.....	66
Figura 3. 18 Curva de pérdida de presión de válvula 4/3.....	66
Figura 3. 19 Bomba de engranajes	68
Figura 3. 20 Reguladora de caudal.....	69
Figura 3. 21 Limitadora de presión	69
Figura 3. 22 Manómetro de glicerina.....	70
Figura 3. 23 Catálogo de filtros hidráulicos.....	70
Figura 3. 24 Catálogo de cilindros neumáticos doble efecto AIRTAC	72
Figura 3. 25 Circuito neumático.....	72
Figura 3. 26 Catálogo de motores eléctricos trifásicos SIEMEMNS	724

CAPITULO IV

Figura 4. 1 Flexión en una viga.....	76
Figura 4. 2 Perfil de la placa	80

Figura 4. 3	Placa mesa	81
Figura 4. 4	Placa Superior.....	81
Figura 4. 5	Cargas en la placa superior	82
Figura 4. 6	Fuerza resultante en placa superior.....	83
Figura 4. 7	Cargas sobre las vigas.....	84
Figura 4. 8	Fuerza y reacciones de la viga.....	84
Figura 4. 9	Diagramas de: reacciones, fuerza cortante y momento flector.....	85
Figura 4. 10	Perfiles UPN	86
Figura 4. 11	Pandeo de una columna	88
Figura 4. 12	Coeficientes de pandeo	89
Figura 4. 13	Perfiles cuadrados estructurales.....	92
Figura 4. 14	Proceso de soldadura por arco eléctrico	93
Figura 4. 15	Tipos de juntas soldadas	93
Figura 4. 16	Soldadura de cordón	94
Figura 4. 20	Perno cargado axialmente.....	103
Figura 4. 21	Fuerzas cortantes	107
Figura 4. 21	Diagrama de cuerpo libre de fuerza en la placa.....	107

ÍNDICES DE TABLAS

CAPITULO I

Tabla 1. 1 Rangos de temperatura.....	4
Tabla 1. 2 Velocidades aproximadas de deformación	17

CAPITULO II

Tabla 2. 1 Tabla de opciones para la selección de prensas	33
Tabla 2. 2 Tabla de opciones según su bastidor.....	34
Tabla 2. 3 Tabla de opciones según la finalidad del proyecto	34

CAPITULO III

Tabla 3. 1 Presiones nominales	35
Tabla 3. 2 Aceite hidráulico	37
Tabla 3. 3 Cilindros hidráulicos	37
Tabla 3. 4 Coeficiente K de pandeo según el tipo de sujeción	38
Tabla 3. 5 Factor de seguridad	40
Tabla 3. 6 Filtros hidráulicos	43
Tabla 3. 7 Grado de filtración	43
Tabla 3. 8 Tipos de válvulas distribuidoras	45
Tabla 3. 9 Velocidades recomendadas del fluido.....	48
Tabla 3. 10 Dimensiones máximas de bandeja	51
Tabla 3. 11 Fuerza mínima necesaria del pisador por área	53
Tabla 3. 12 Dimensiones del pistón principal.....	56
Tabla 3. 13 Dimensiones del pistón prensa chapas.....	59
Tabla 3. 14 Relación de áreas del pistón principal	67
Tabla 3. 15 Presión total del sistema.....	67

CAPITULO IV

Tabla 4. 1 Factores de diseño recomendados.....	78
Tabla 4. 2 Valores máximos de deflexiones recomendadas	79
Tabla 4. 3 Esfuerzos cortantes admisibles	94
Tabla 4. 4 Tamaños mínimos de cordón	95

CAPITULO V

Tabla 5.1 Tabla de Costos de materiales de construcción	111
Tabla 5.2 Tabla de Costos de mecanizado y montaje	111
Tabla 5.3 Costo de materiales eléctricos.....	112
Tabla 5.4 Costo de materiales neumáticos	113
Tabla 5.5 Costo de materiales hidráulicos	114
Tabla 5.6 Costo de materiales de acabado	115
Tabla 5.7 Costos indirectos	115
Tabla 5.8 Costos de Construcción.....	116
Tabla 5. 9 Costo total	116

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1 Sistema eléctrico	II
ANEXO 2 Manual de operación	III
ANEXO 3 Cronograma de mantenimiento	VI
ANEXO 4 Propiedades de áreas	VII
ANEXO 5 Diagramas de deflexión para vigas estaticamente indeterminadas	VIII
ANEXO 6 Propiedades flexionantes de la soldadura del filete	IX
ANEXO 7 Diametros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino	X
ANEXO 8 Facturas	XI
ANEXO 9 Planos.....	XXIII

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Conformado

Deformación plástica para modificar la forma de las piezas metálicas.

Embutir

Embutir que significa rellenar de una cierta sustancia en un recipiente cerrado delimitado por paredes flojas para hincharlo y modificar su configuración

Elasticidad

Propiedad de materiales a sufrir deformaciones por causa de fuerzas exteriores, cuyo material recuperar su forma original al eliminar las fuerzas exteriores.

Tenacidad

Energía que absorbe un material antes de alcanzar la rotura en condiciones de impacto.

Plasticidad

Propiedad mecánica, capaz de sufrir una deformación irreversible y permanente cuando son sometidas a una tensión que supera su rango o límite elástico.

Zona plástica

Es el área comprendida en un diagrama esfuerzo- deformación unitaria, por el trazo de la curva desde el límite elástico hasta el punto de ruptura y por el tramo de la abscisa comprendida desde el valor del límite elástico y el valor correspondiente al punto de ruptura.

Límite de fluencia

Es el nivel de tensión a partir del cual el material se deforma plásticamente.

Maleabilidad

Propiedad que poseen algunos materiales para deformarse sin que estos se rompan.

Ductilidad

Propiedad de algunos metales de someterse a grandes deformaciones y alargarse en forma de hilos o alambres sin romperse, permitiendo modelar y trabajar con facilidad.

Trabajo en frío

El trabajo en frío se lo realiza a temperatura ambiente y para poder ejecutar esta deformación se necesita de esfuerzo mayor que el esfuerzo de fluencia del material.

Trabajo en caliente

Se lo realiza a temperaturas por encima de la recristianización y posee una deformación plástica muy baja, necesitando menor esfuerzo de deformación.

Anisotrópicos

La anisotropía es una consecuencia de la estructura interna del mineral.

Temperatura de fusión

Temperatura en la que las vibraciones del sólido alteran el orden de la estructura cristalina y los átomos pueden deslizarse unos sobre otros. El sólido ha perdido su forma y se ha convertido en líquido.

Laminado

Proceso en el cual se reduce el espesor del material hasta obtener láminas finas de sección constante.

Forjado

Proceso en el cual se realiza esfuerzos de compresión al material venciendo el límite de fluencia.

Extrusión

Este proceso se lo realiza por compresión debido a que el material a conformar es obligado a fluir o atravesar por un agujero de una matriz para obtener una sección transversal específica.

Troquelado

Es la operación mecánica que se utiliza para realizar agujeros en láminas metálicas sometidas a esfuerzos cortantes, como resultado se obtienen láminas perforadas.

Cizallado

El cizallado es uno de los procesos más sencillos debido a que consiste en cortar láminas o planchas de material para obtener las dimensiones necesarias del trabajo en ejecución.

Reembutido

Es el segundo paso de embutido y a cualquier otro posterior.

Presión

La presión se define como la fuerza por área unitaria

Punzón

Instrumento para realizar agujeros u hoyos sobre superficies que tiene su acabado en punta.

Ariete hidráulico

Bomba de agua que funciona en base a la energía hidráulica.

Rebarbado

Tratamiento que se le da al producto, perfeccionando los perfiles y juntas por medio de elementos que trabajan a altas temperaturas.

Actuadores lineales

Dispositivo que convierte el movimiento rotacional en movimiento lineal.

Viscosidad del fluido

La viscosidad se refiere a una magnitud física que mide la resistencia interna al flujo de un fluido.

Fluido laminar

Fluido en el cual las partículas se desplazan en forma paralela conformándose láminas.

Fluido transicional

Incremento del caudal, después del flujo laminar, hasta que las láminas toman forma ondulatoria y se rompen, el intervalo de número de Reynolds para este tipo de flujo es de 2000 a 4000.

Fluido turbulento

Cuando el flujo está en su última etapa y forman remolinos o movimientos caóticos.

Número de Reynolds

El número de Reynolds (Re) es un parámetro adimensional cuyo valor indica si el flujo sigue un modelo laminar o turbulento.

Equilibrio estático

Estado en el que los cuerpos se encuentran en reposo.

Factor de diseño

La expresión factor de diseño es una característica o consideración que influye en el diseño de algún elemento o, quizá, en todo el sistema. Por lo general se tiene que tomar en cuenta varias de esos factores en un caso de diseño determinado. En ocasiones, alguno de esos factores será crítico y, si se satisfacen sus condiciones, ya no será necesario considerar los demás.

Carga crítica

Carga axial máxima que se puede aplicar a una columna o pilar sin producir el pandeo de la misma. También llamada carga de pandeo de Euler

Inercia

Tendencia de los cuerpos a oponerse a cualquier cambio de su estado de reposo o no movimiento.

Calor de fusión

Cantidad de calor necesaria para transformar un sólido de su temperatura de fusión en líquido, a la misma temperatura.

Arco voltáico

El arco eléctrico o arco voltáico es la descarga eléctrica que se forma entre dos electrodos sometidos a una diferencia de potencial y colocados a baja presión o al aire libre.

Viga en voladizo

Viga en la que uno de sus extremos se encuentra empotrado mientras que el otro se encuentra libre.

Cargas axiales

Fuerza que actúa a lo largo del eje longitudinal de un miembro estructural aplicada al centroide de la sección transversal del mismo produciendo un esfuerzo uniforme.

RESUMEN

Este trabajo es una síntesis del diseño previo a la construcción de una prensa hidráulica de doble efecto para embutido de chapa, y tiene la finalidad de aportar como material didáctico a los laboratorios de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana.

La investigación se la realizó bajo recopilación documental y analítica relacionada a maquinaria hidráulica enfatizando en el diseño mecánico bajo parámetros de ingeniería.

La capacidad de la máquina que fue considerada para el diseño es de cinco toneladas, impulsados por tres cilindros hidráulicos de brida delantera de doble efecto, dos cilindros similares para el presa chapas y uno cilindro de mayor diámetro para realizar el embutido de la chapa.

El grupo motriz es impulsado por un motor de 3 HP de potencia tomando en cuenta el caudal suministrado por la bomba de engranajes necesario para impulsar todo el sistema.

La maniobrabilidad del sistema hidráulico es efectuada por una válvula direccional 4 vías 3 posiciones de dos palancas. Además posee dos válvulas limitadoras de presión para controlar la presión de los tres cilindros.

Para el dimensionamiento del colchón o expulsor neumático se tomó como referencia el 1.5% de la fuerza total de la máquina según criterio de dimensionamiento.

Finalmente el bastidor de la máquina, conjuntamente con los elementos de unión tanto pernos como soldadura fueron diseñados, considerando las cargas estáticas máximas posibles dentro de la prensa hidráulica.

ABSTRACT

This work is a synthesis of prior to the construction of a double acting hydraulic press for veneer inlay design, and aims to provide as teaching materials laboratories of Mechanical Engineering of the Salesiana Polytechnic University.

The research was conducted under the documentary and analytical compilation related to hydraulic machinery emphasizing low mechanical design engineering parameters.

The ability of the machine to be considered for the design was five tons, driven by three hydraulic cylinders front flange of double effect, two similar cylinders for dam plates and one larger diameter cylinder for veneer inlay.

The drive unit is driven by an induction motor 3 HP power taking into account the flow supplied by the gear pump needed to drive the system.

The maneuverability of the hydraulic system is affected by a 4-way directional valve 3 position of both levers. Also have two pressure relief valves to control the pressure of the three cylinders.

For sizing mattress or pneumatic ejector reference was made 1.5% of the total strength of the machine according sizing criteria.

Finally the machine frame, the connecting elements bolted and welded connections were designed taking into account the maximum possible static loads within the hydraulic press.

INTRODUCCIÓN

La hidráulica o también llamada oleohidráulica, siendo una de las ramas de la ingeniería que tiene sus inicios en los estudios realizados por el físico matemático francés Blaise Pascal y que abarcan temas importantes relacionados con presiones, caudales y fluidos, han marcado un avance progresivo por la humanidad en buscar y perfeccionar maquinaria hidráulica eficiente y versátil que aporte a mejorar los procesos de manufactura de las industrias, como consecuencia, es fundamental tener el conocimiento adecuado enfocado principalmente al funcionamiento de una máquina hidráulica y el desempeño que realiza en ciertos procesos aplicados en la industria metalmecánica.

Es por esta razón que el presente trabajo además de ser una fuente de consulta para futuros ingenieros mecánicos, tiene la finalidad el diseñar y construir una prensa hidráulica para el laboratorio de ingeniería mecánica (S.A.V.) de la Universidad Politécnica Salesiana, para satisfacer la necesidad de desarrollar prácticas relacionadas a conformado de metales.

En el capítulo 1 se trata conceptos generales relacionados al proceso de conformado, enfatizando en el proceso de embutido por doble efecto, además de conceptos generales relacionados a la hidráulica.

En el capítulo 2 se describen los tipos de prensas existentes, sus elementos de funcionamiento, parámetros de selección de las mismas y el respectivo estudio de alternativas para el desarrollo del proyecto.

En el capítulo 3 se elaboran cálculos de diseño hidráulico y parámetros para la selección de los elementos que intervienen en el sistema hidráulico.

En el capítulo 4 se realizan cálculos de diseño estructural para el bastidor de la máquina, cálculo del dimensionamiento y número de pernos y cálculos de soldadura aplicados en el bastidor.

Finalmente el capítulo 5 se efectúa un resumen de costos directos e indirectos utilizados en la construcción de la máquina.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1 Conformado de los metales

Los procesos de conformado de los metales, son aquellos procesos que tienen como objetivo principal generar diferentes formas a los metales, sean estas planas o huecas partiendo desde su forma inicial sin desprendimiento de viruta, de tal manera que en la mayoría de los casos el volumen y masa sean constantes, en otras palabras sus partículas serán desplazadas de una posición a otra para obtener una geometría deseada. Estas deformaciones son realizadas por matrices o estampas aplicadas en máquinas denominadas prensas.

Las operaciones de estampado o conformado de chapa se subdividen en tres operaciones principales:

- Cortar
- Doblar o curvar
- Embutir

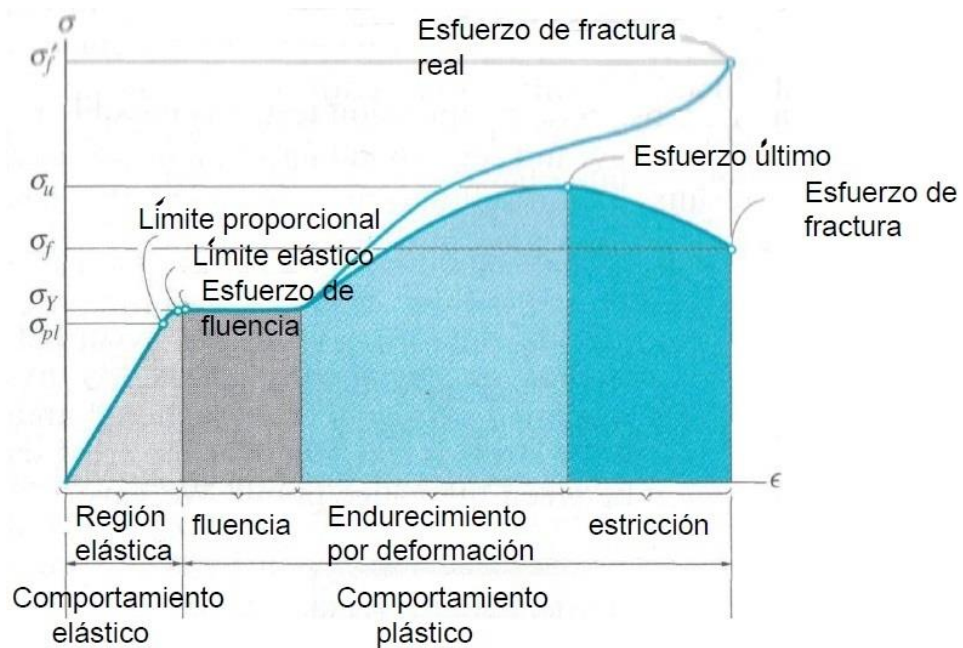
El cortado y el curvado son realizados en frío y la operación de embutido se lo puede realizar tanto en frío como en caliente.

El conformado de los metales está relacionado con algunas propiedades mecánicas de los materiales como son la elasticidad, tenacidad y en especial su plasticidad.

Al hablar de plasticidad dentro del conformado, se torna relevante debido a que los metales son deformados dentro de su zona plástica al superar el límite de fluencia para obtener una deformación permanente, es decir el material a deformar debe ser sometido a esfuerzos superiores a los límites de elasticidad y de ésta manera se aprovecha las propiedades tecnológicas de maleabilidad y ductibilidad.

En la figura 1.1 se aprecia el diagrama de Hooke, en el cual se especifica las zonas de elasticidad y plasticidad de los materiales.

Figura 1. 1 Diagrama de Hooke



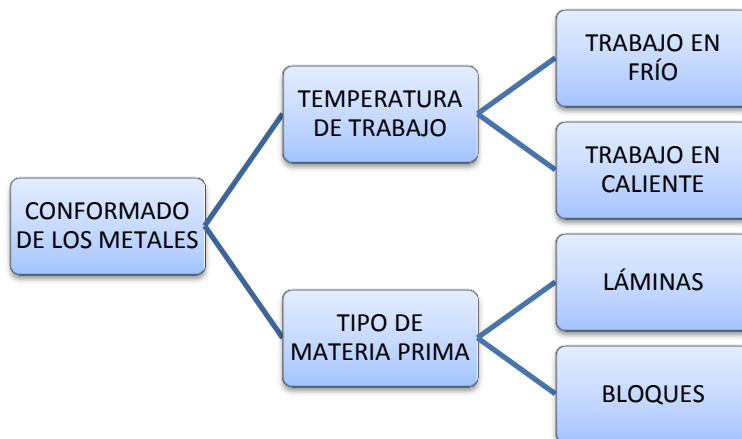
Fuente: R. C. Hibbeler

Es importante recalcar que en el conformado de los metales, es de gran aporte tener materiales de bajo límite de fluencia y alta ductibilidad.

En el campo de la metalmeccánica son muy utilizados diferentes tipos de conformado, existiendo un proceso para cada caso o propósito determinado, dependiendo de la forma que se quiera obtener.

En la figura 1.2 se observa los procesos de conformado y se clasifican de acuerdo a dos variables que son: La temperatura de trabajo y el tipo de materia prima.

Figura 1. 2 Proceso de Conformado



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

1.1.1 Conformado según la temperatura de trabajo.

1.1.1.1 Trabajo en frío.

El trabajo en frío se lo realiza a temperatura ambiente y para poder realizar esta deformación se necesita de esfuerzo mayor que el esfuerzo de fluencia del material.

Con este proceso se obtiene: mejor precisión, menores tolerancias, mejores acabados, mayor resistencia en las partes, menor oxidación, pero también necesita de mayor fuerza debido a que los materiales aumentan su resistencia debido al endurecimiento por la deformación, es así que las máquinas utilizadas para este proceso son de mayor potencia y peso.

1.1.1.2 Trabajo en caliente.

Es un proceso que se lo realiza a temperaturas mayores a la de recristalización y se caracteriza por permitir una deformación plástica casi ilimitada, lo que facilita moldear partes grandes, debido a que tiene una baja resistencia de fluencia y una alta ductilidad, por esta razón se necesita menor esfuerzo de deformación. Una de las particularidades en el resultado de los trabajos en caliente es su acabado superficial. Las tolerancias son de menor exactitud y la estructura interna presenta comportamientos anisotrópicos.

Las temperaturas que se emplean en estos trabajos son no mayores a la temperatura de fusión del material, y se debe tener en cuenta que para cada caso a trabajar, la temperatura varía. Se puede visualizar en la tabla 1.1 los rangos de temperatura que se utilizan en la deformación plástica.

Tabla 1. 1 Rangos de temperatura

RANGOS DE TEMPERATURA PARA VARIOS PROCESOS	
PROCESOS	<i>T/T_m</i>
Trabajo en frío	< 0.3
Trabajo en tibio	0.3 a 0.5
Trabajo en caliente	> 0.6

Fuente:Kalpakjian&Schmid

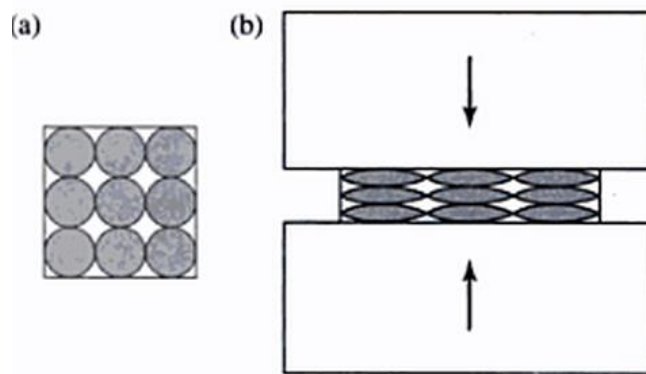
T = Temperatura de trabajo.

T_m = Temperatura de fusión.

1.1.1.2.1 Anisotropía.

Es una cualidad de la materia que influye en las propiedades mecánicas y físicas de los metales. Algunos metales desarrollan anisotropía de las propiedades mecánicas una vez utilizado técnicas de conformado metálico, provocando cambios internos en su estructura (granos), como resultado de ésta deformación plástica, los granos se han alargado en una dirección y se han contraído en otra, es decir las propiedades de dirección vertical son diferentes a las de dirección horizontal.

Figura 1. 3 Estructura del material



Fuente: Kalpakjian & Schmid

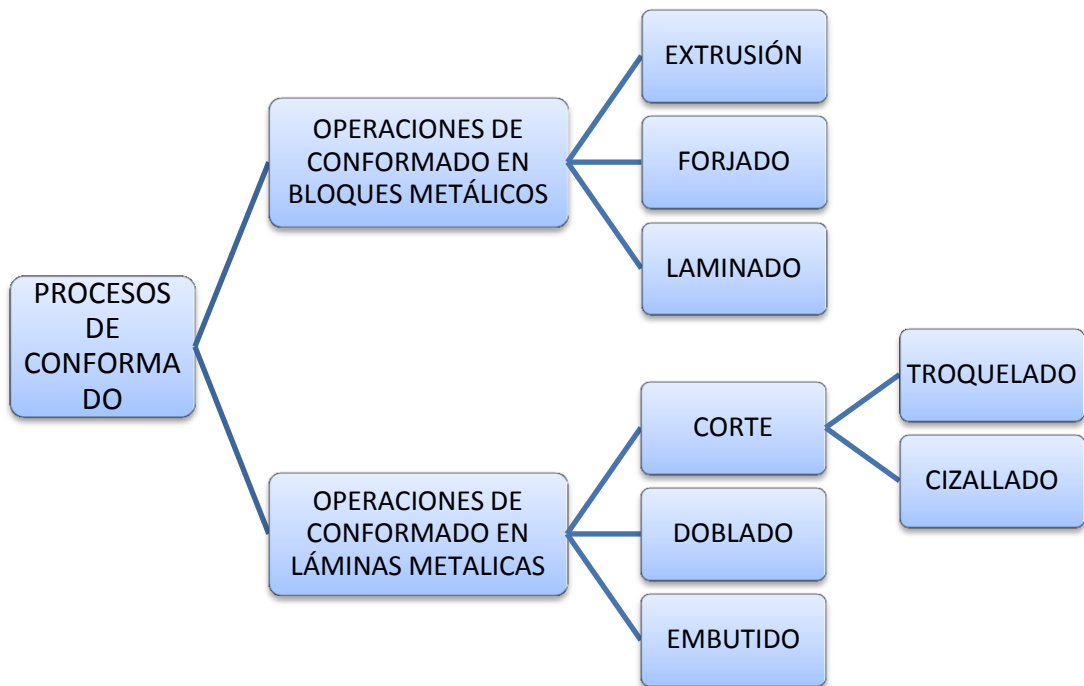
En la figura 1.3 se muestra la estructura de un material:

- a) Antes de ser deformado
- b) Después de la deformación

1.1.2. Conformado por el tipo de materia prima.

En la figura 1.4, se aprecia la clasificación de los procesos de conformado de acuerdo al tipo de material utilizado.

Figura 1. 4 Procesos de conformado



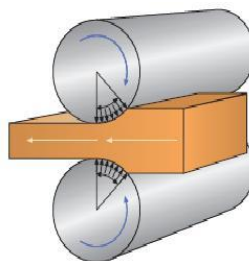
Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

1.1.2.1 Operaciones de conformado en bloques metálicos.

1.1.2.1.1. Laminado.

En la figura 1.5 se aprecia el laminado en frío. Es un proceso metalúrgico que reduce el espesor de un material desde su forma de bloques hasta obtener finas láminas alargadas de sección constante, debido a que un juego de rodillos giratorios ejerce fuerzas de compresión contra el material, y a su vez aprietan y halan. Un material se lo puede laminar hasta 45% más de su espesor inicial. Este proceso se lo realiza generalmente en caliente pero en algunos casos se realizan laminado en frío.

Figura 1. 5 Laminado en frío

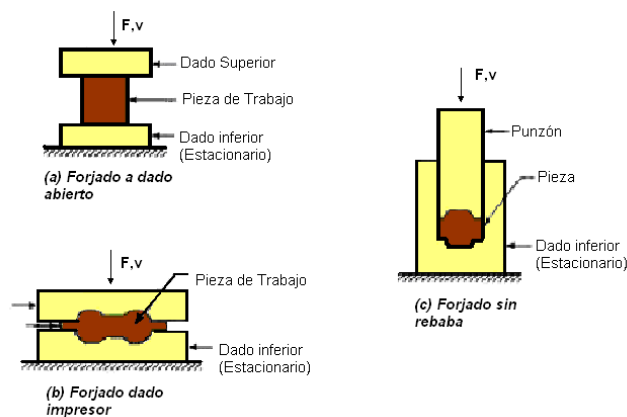


Fuente: Universidad Tecnológica de Pereira

1.1.2.1.2. Forjado.

La figura 1.6 se muestra el forjado. Este proceso es el más antiguo en la aplicación del conformado, en el cual se ejecutan esfuerzos de compresión al material para vencer el límite de fluencia. El forjado consiste en comprimir dicho material entre dos dados para obtener una forma deseada y generalmente se lo realiza calentando al material para reducir la resistencia de fluencia del material y aumentar su ductilidad.

Figura 1. 6 Forjado

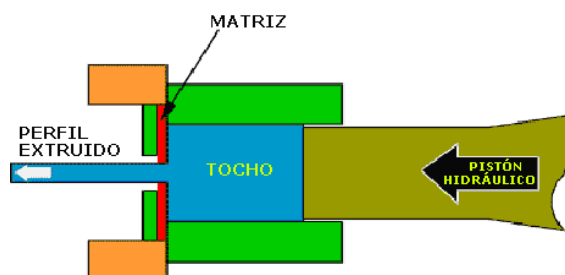


Fuente: Escuela Colombiana de Ingeniería

1.1.2.1.3. Extrusión.

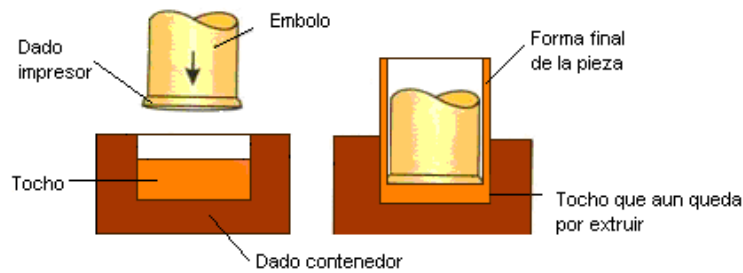
Este proceso se lo realiza por compresión debido a que el material a conformar es obligado a fluir o atravesar por un agujero de una matriz para obtener una sección transversal específica. El tipo de extrusión depende básicamente de la forma o geometría que se quiera obtener y los tipos de extrusión pueden ser de: extrusión directa o extrusión indirecta, pero en ambos casos el material es sometido a altas temperaturas para facilitar el proceso. Como se observa en las figuras 1.7 y 1.8.

Figura 1. 7 Extrusión directa



Fuente: Universidad Tecnológica de Pereira

Figura 1. 8 Extrusión indirecta



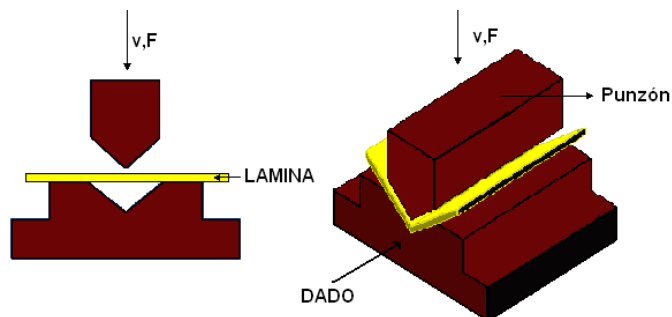
Fuente: Escuela Colombiana de Ingeniería

1.1.2.2. Operaciones de conformado en láminas metálicas.

1.1.2.2.1. Doblado.

El proceso del doblado de láminas se los realiza en diferentes ángulos. Ángulos abiertos si son mayores a 90 grados, y ángulos cerrados o rectos si son menores a 90 grados. En este proceso, las fibras externas del material están en tensión, mientras que las interiores están en compresión. En la figura 1.9 se visualiza el doblado ya que no produce cambios significativos en el espesor del material. Existen diferentes formas de doblado, las más comunes son: doblado entre dos formas y doblado deslizante.

Figura 1. 9 Doblado



Fuente: Escuela Colombiana de Ingeniería

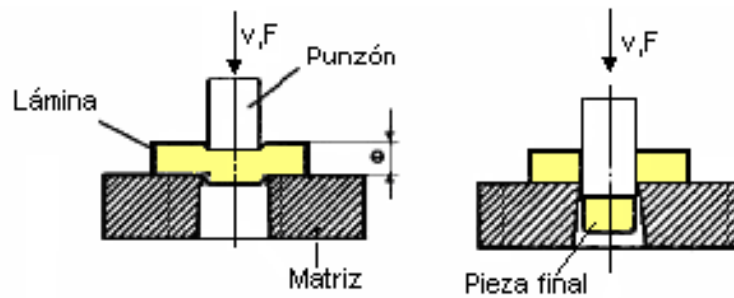
1.1.2.2.2. Troquelado.

La figura 1.10 se muestra el troquelado. Es la operación mecánica que se utiliza para realizar agujeros en láminas metálicas sometiéndolas a esfuerzos cortantes, como resultado se obtienen láminas perforadas. Para realizar esta operación, se utilizan

desde simples mecanismos de accionamiento manual hasta sofisticadas prensas mecánicas de gran potencia.

Los parámetros del troquelado son la forma y material del punzón y matriz, la velocidad, fuerza de troquelado, lubricación, espesor del material y la holgura o juego entre el punzón y la matriz.

Figura 1. 10 Troquelado

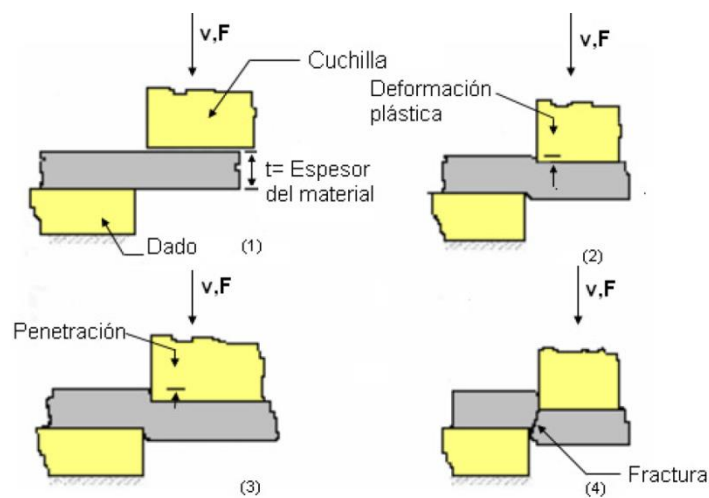


Fuente: Escuela Colombiana de Ingeniería

1.1.2.2.3. Cizallado.

La figura 1.11 se explica el cizallado el cual es uno de los procesos más sencillos debido a que consiste en cortar láminas o planchas de material para obtener las dimensiones necesarias del trabajo en ejecución. El cizallado utiliza cuchillas como tijera de gran escala, y por medio de mecanismos accionados manualmente o automáticamente se realiza el corte de la chapa metálica.

Figura 1. 11 Cizallado



Fuente: Escuela Colombiana de Ingeniería

1.1.2.2.4. Embutido.

El embutido es uno de los procedimientos de conformado mecánicos más comunes para la elaboración de piezas huecas, y se la obtiene por la deformación de una lámina o chapa metálica mediante el uso de un punzón para embutir, el cual desplaza al material para deformarlo y obtener una pieza hueca.

Las aplicaciones de las piezas embutidas son muy diversas y van desde utensilios para el hogar, hasta la elaboración de piezas de mayor complejidad utilizadas en la industria en general.

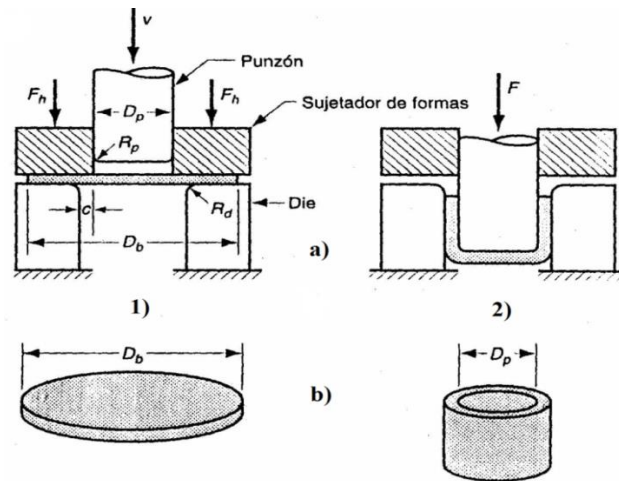
El término embutidora no es perfectamente explícito, deriva del verbo embutir que significa rellenar de una cierta sustancia un recipiente cerrado delimitado por paredes flojas para hincharlo y modificar su configuración (como en los cochones). Sin embargo, en el caso de la chapa no se verifica exactamente un rellamamiento con otra sustancia.

La chapa plana en origen solamente se hincha con el fin de obtener un objeto de forma hueca, como por ejemplo un cubilete, una vasija, una copa, etc. (Rossi, 1979, pág. 66)

El proceso de embutición puede ser confeccionado partiendo desde materiales planos previamente recortados sin presentar ninguna deformación, e incluso se puede embutir partiendo desde piezas previamente embutidas para generar mayor altura o profundidad en las mismas, como se observa en la figura 1.12.

Las piezas previamente recortadas se las ubica en el asiento o anillo de centrado, fijado a la matriz para embutir, con el propósito de centrar el disco en el proceso de embutición. Un dispositivo pisador o pisón aprieta el disco contra la matriz o dado de embutir con la finalidad de sujetar y a su vez evitar que no se originen pliegues en el material. El punzón para embutir baja hasta el material y lo estira sobre los bordes redondeados de la matriz, de modo que se produzca una pieza hueca.

Figura 1. 12 Elementos del Embutido



Fuente: Facultad de Ciencias y Tecnología

En la figura 1.12 se muestra las partes que intervienen en el embutido de un recipiente cilíndrico.

a) Embutido de una parte en forma de copa: (1) inicio de la operación antes de que el punzón toque el trabajo y (2) cerca del fin de la carrera.

b) Piezas de trabajo correspondientes: (1) forma inicial y (2) parte embutida.

Dónde:

c = Juego de punzón y matriz

R_p = Radio de la esquina del punzón,

D_b = Diámetro inicial de placa

R_d = Radio de la esquina del dado

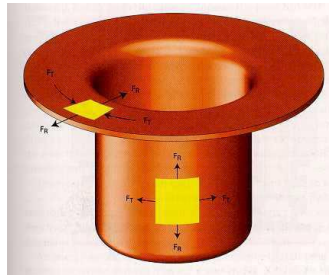
D_p = Diámetro del punzón

F_h = Fuerza de sujeción.

F = fuerza de embutido

En la figura 1.13 se muestra un embutido uniforme y que es importante recalcar que este proceso de embutición genera un desplazamiento de todas las fibras en que está constituido el material, de tal forma que es uniforme en toda su extensión, debido a que estas fibras se desplazan, a medida de que este material se desliza entre la abertura del punzón y la matriz.

Figura 1. 13 Embutido uniforme



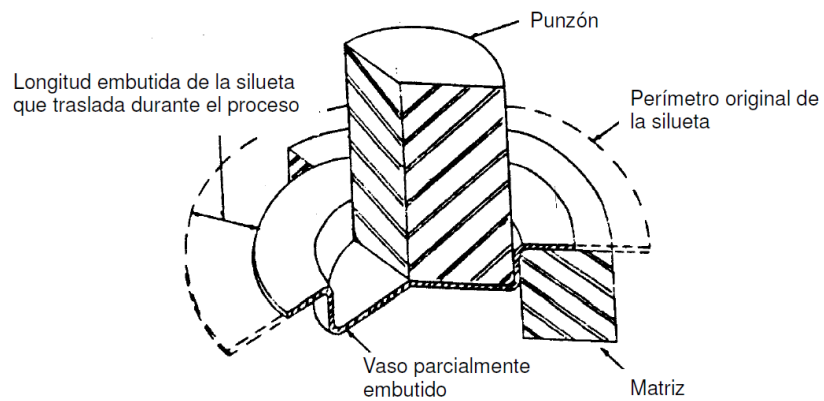
Fuente: Julián Aimó

1.2. Mecánica del embutido

Dentro del proceso de embutido se encuentra el embutido cilíndrico, rectangular e irregular, siendo el más sencillo en la práctica el de forma cilíndrica.

En la figura 1.14 se muestra la deformación del metal que es producido debido a la fuerza F aplicada por el punzón en forma perpendicular a la chapa, además se produce una fuerza de sujeción Fh a la misma generada por el sujetador o pisón.

Figura 1. 14 Proceso de embutido cilíndrico

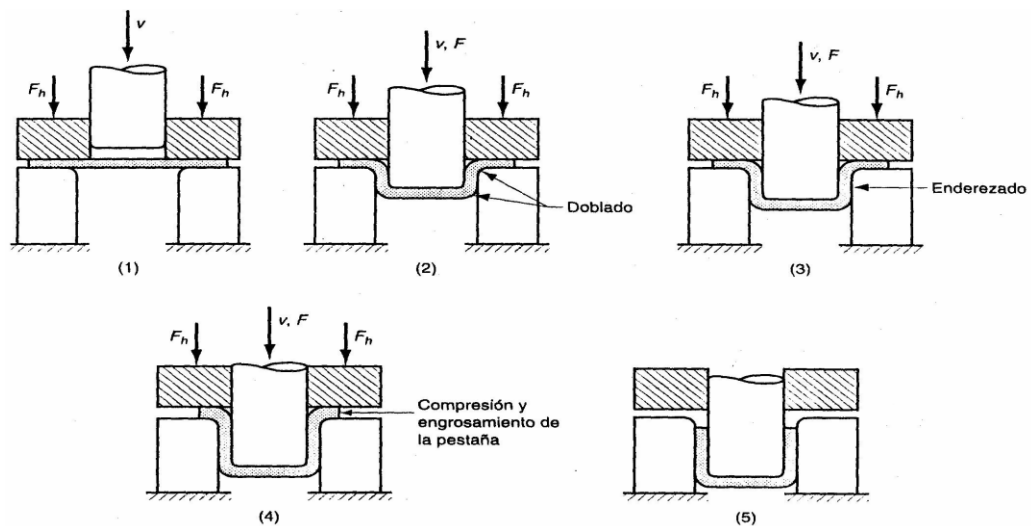


Fuente: Estampado y troquelado mejoramiento.

En la figura 1.15 se detallan las etapas en la deformación del material de trabajo en el embutido profundo:

- 1) El punzón entra en contacto con el trabajo
- 2) Doblado
- 3) Enderezado,
- 4) Fricción y compresión
- 5) Forma final de la copa

Figura 1. 15 Etapas del embutido



Fuente: Facultad de Ciencias y Tecnología

Dentro del proceso se presentan fenómenos relevantes de fricción y compresión, debido a que la chapa se desplaza hacia la abertura de la matriz, la fuerza de fricción debe ser mayor a la fuerza que realiza el sujetador y la matriz.

El éxito del embutido se obtiene por factores específicos como son la magnitud de la fuerza de sujeción y la fricción resultante, ocurriendo un adelgazamiento de hasta el 25%, la mayor parte cerca de la base de la copa. Para evitar exceso de fricción se utilizan lubricantes adecuados.

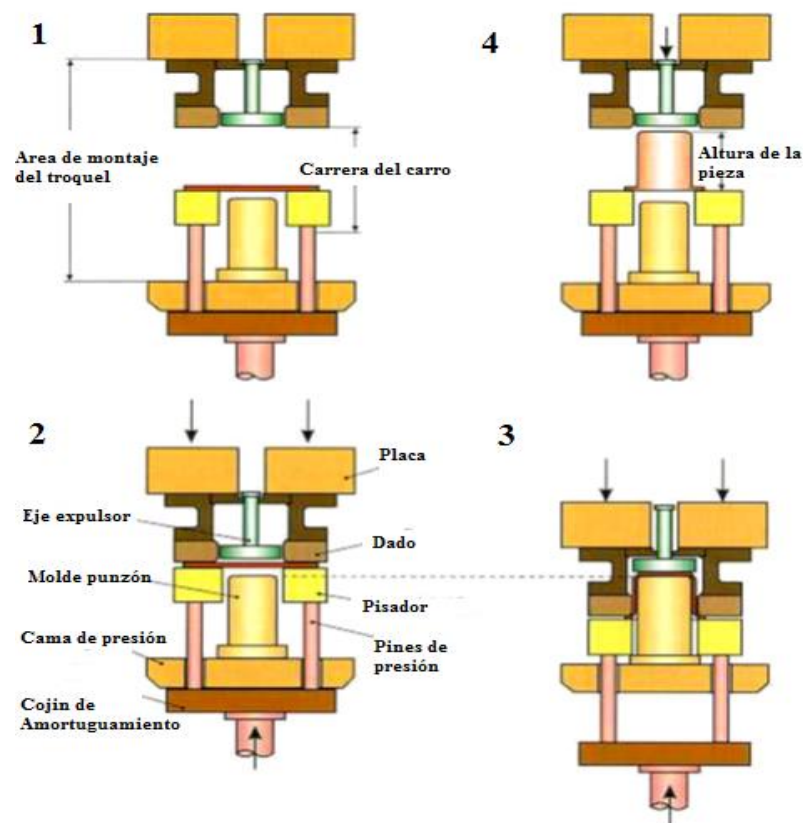
La fuerza de sujeción se convierte en un factor crítico provocando diferentes fallas en el material embutido, como por ejemplo:

- Si el material es pequeño, delgado y la fuerza de sujeción es baja, produce arrugamiento del material.
- Si el material es grande y la fuerza es elevada se produce desgarramiento del material.

1.2.1 Embutido de acción simple.

“En este tipo de herramienta el disco recortado a embutir se fija en su asiento, al actuar la placa prensa disco, el punzón comienza a penetrar el material en la matriz en su totalidad. Seguido se expulsa la pieza embutida por acción de un expulsor.” Como se explica en la figura 1.16. (Aimó, 2009, p. 28).

Figura 1. 16 Embutido de acción simple

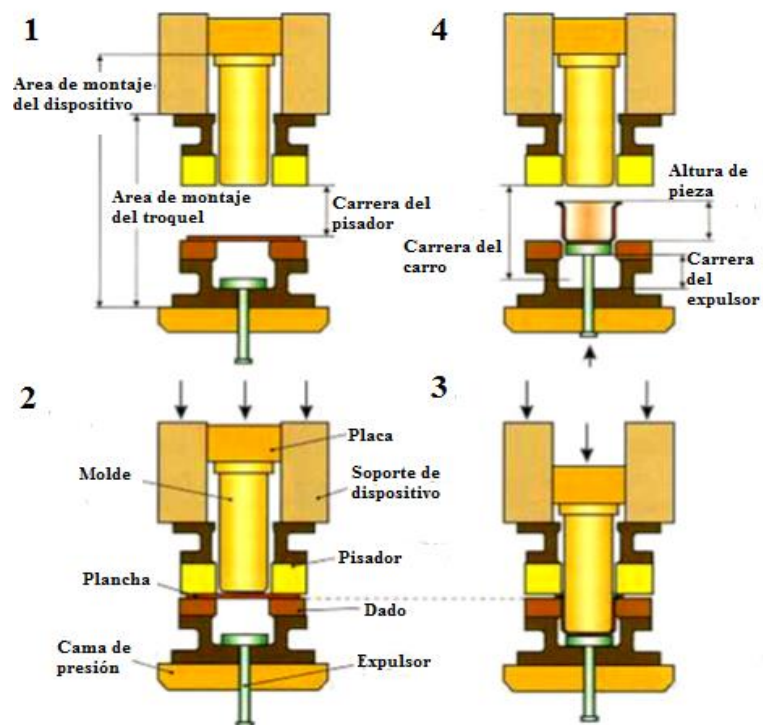


Fuente: Julián Aimó

1.2.2 Embutido de doble acción.

La figura 1.17 se explica el embutido de doble acción. “En este tipo de herramientas, el punzón se ubica en la parte superior de la prensa, el disco recortado se ubica también en el asiento de la matriz y el punzón y la placa prensa disco actúan simultáneamente y la matriz cuenta con el expulsor”. (Aimó, 2009, p. 28).

Figura 1. 17 Embutido de doble acción

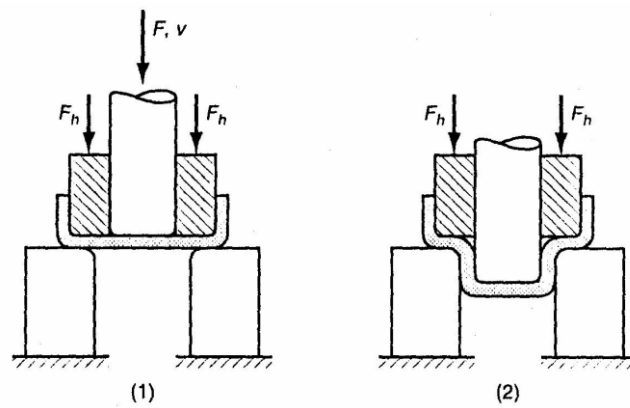


Fuente: Julián Aimó

1.2.3 Reembutado.

Reembutado si el cambio de forma que requiere el diseño de la parte es demasiado severo (la relación de embutido es demasiado alta), el formado completo de la parte puede requerir más de un paso de embutido. Al segundo paso de embutido y a cualquier otro posterior, se denomina reembutado. Como se observa en la figura 1.18.

Figura 1. 18 Reembutido



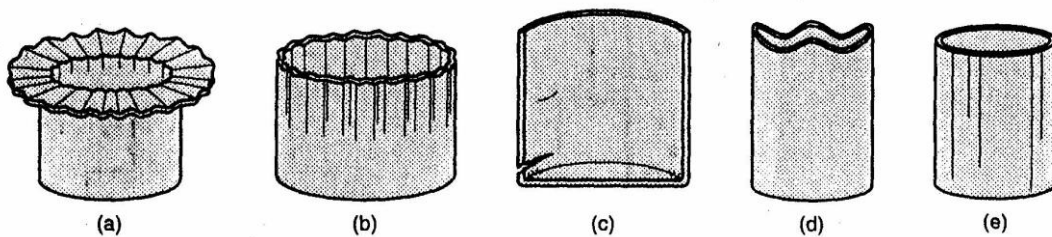
Fuente: Facultad de Ciencias y Tecnología

1.2.4 Defectos en el embutido.

Se pueden presentar los siguientes casos, que se presentan en la figura 1.19

- a) Arrugado en la pestaña
- b) Arrugado en la pared
- c) Desgarres
- d) Orejeado
- e) Rayas superficiales

Figura 1. 19 Defectos en el embutido



Fuente: Facultad de Ciencias y Tecnología

1.3 Velocidades de deformación.

Tabla 1. 2 Velocidades aproximadas de deformación

Velocidades Aproximadas de Deformación	
Proceso	Velocidad m/ min
Prensa hidráulica	1.8
Prensa dobladora	1.8
Prensa mecánica	1.8 - 44
Martinete	14.4 - 258
Apisonador accionado con gas	120 - 4900
Explosivo	540 - 13800
Magnético	1600 - 13800
Electrohidráulico	1600 - 13800

Fuente: Procesos de Manufactura SI

1.4 Hidráulica.

La hidráulica utiliza básicamente los fluidos hidráulicos como medio de presión para mover los pistones de los cilindros, gracias a la energía proporcionada por un sistema hidráulico formado por una bomba, un depósito y conjunto de tuberías que llevan el fluido a presión hasta los puntos de utilización (Creús Solé, 2011, págs. 2-3)

Entre sus aplicaciones más relevantes se puede encontrar en: maquinarias industriales, de construcción y agricultura.

Los sistemas cuentan con motores hidráulicos con velocidades desde 0.5 RPM hasta 10000 RPM y un torque que va desde 1Nm en velocidad baja hasta 20000 N*m en velocidad alta.

El uso de la Hidráulica dispone de las siguientes ventajas como: gran potencia, operaciones suaves e inversas, disipación de calor, buena regulación y control. Pero también presenta sus desventajas como: sensibilidad a la suciedad, peligro por excesivas presiones y dependencia de la temperatura por cambio de viscosidad.

1.5 Presión.

La presión y la fuerza están relacionadas; sin embargo, no son lo mismo. La presión se define como la fuerza por área unitaria, donde la fuerza F se

entiende como la magnitud de la fuerza que actúa perpendicularmente a la superficie de área A (Giancoli, 2008, pág. 341)

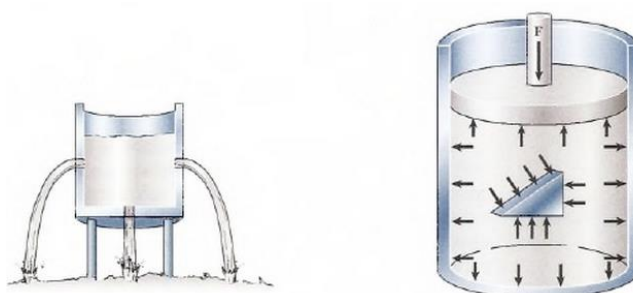
$$P = \frac{F}{A} \quad ec (1.1)$$

Donde P es la presión, F la fuerza normal ejercida y A el área donde se aplica la fuerza.

1.5.1 Presión de un fluido.

Existe una gran diferencia entre la aplicación de una fuerza sobre un cuerpo sólido y un líquido, debido a que al aplicar cierta fuerza sobre un cuerpo rígido no se podría presentar deformaciones considerables en su geometría, pero en un fluido puede soportar o transmitir una fuerza si se encuentra en un espacio cerrado o limitado por una frontera, de lo contrario este fluiría libremente sin efecto alguno. Como se observa en la figura 1.20.

Figura 1. 20 Presión de un fluido



Fuente: Douglas Giancoli

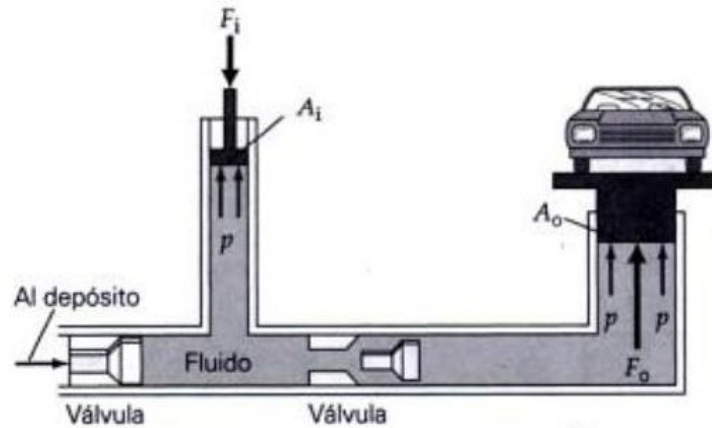
1.5.2 Principio de Pascal.

Cuando se incrementa la presión (digamos la del aire) sobre toda la superficie abierta de un líquido incompresible en reposo, la presión en cualquier punto del líquido o en las superficies limítrofes aumenta en la misma cantidad. Se observa el mismo efecto si se aplica presión con un pistón a cualquier superficie de un fluido encerrado. Pascal estudió la transmisión de la presión en fluidos, y el efecto que se observa se denomina Principio de Pascal.

La presión aplicada a un fluido encerrado se transmite sin merma a todos los puntos del fluido y a las paredes del recipiente. (Buffa, 2003, pág. 315)

En la figura 1.21 se explica el principio de pascal que manifiesta. La presión aplicada a los fluidos incompresibles es prácticamente instantánea a diferencia de los gases, debido a que estos experimentan cambios en su temperatura y volumen, pero al superar el equilibrio el principio de Pascal se hace presente.

Figura 1. 21 Principio de Pascal



Fuente: Wilson Buffa

Este principio no solo permite transmitir fuerza, sino también permite multiplicarla, debido a que la P_i es igual al P_o se tiene que:

$$P_i = P_o \quad ec (1.2)$$

$$\frac{F_i}{A_i} = \frac{F_o}{A_o} \quad ec (1.3)$$

P_i = Presión de entrada.

P_o = Presión de salida.

Como consecuencia de esto, el principio de Pascal es la base para algunas aplicaciones muy conocidas y utilizadas en la industria como: en brazos o pistones hidráulicos, frenos de automóviles, prensas hidráulicas, elevadores hidráulicos.

CAPITULO II

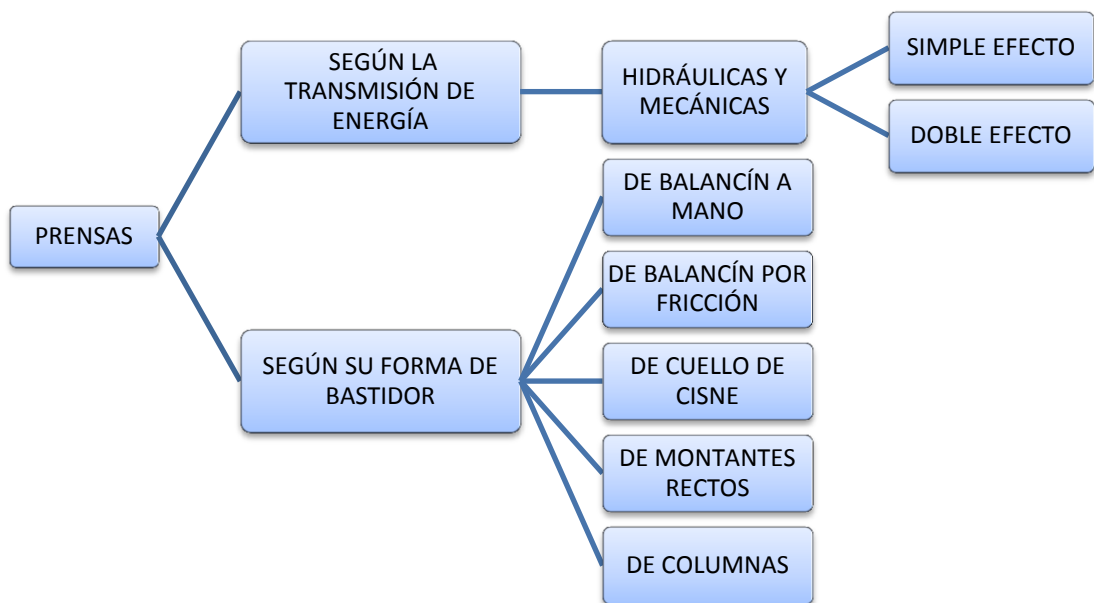
PRENSAS

La prensa es una máquina herramienta que realiza deformaciones o cortes en un determinado material por la aplicación de una fuerza. El uso de las prensas aumenta cada día más, debido a que con una buena funcionalidad se puede obtener piezas homogéneas y de buen acabado superficial.

2.1 Tipos de prensas.

En la figura 2.1 se describe los tipos de prensas.

Figura 2. 1 Tipos de prensas



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

2.1.1 Prensas mecánicas.

Son máquinas de fácil mantenimiento y bajo costo, que pueden ser accionadas por motor eléctrico. Existen dos tipos principales de prensas mecánicas: prensas mecánicas de simple efecto y prensas mecánicas de doble efecto.

El principio de funcionamiento de las prensas mecánicas de motor, básicamente se conforman de cigüeñales y mecanismos articulados los cuales transforman el movimiento rotacional producido por el motor en movimiento lineal alternativo.

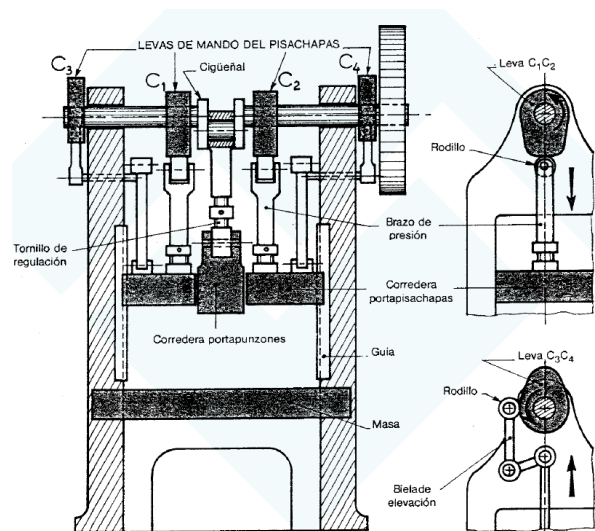
2.1.1.1 Prensas mecánicas de simple efecto.

Son aquellas prensas que funcionan con un sencillo carro accionado por un eje excéntrico. Generalmente se emplean para casi todas las operaciones de corte, algunas de doblado, embutido sencillo y algunas operaciones combinadas de corte y embutido, realizadas con una sola estampa especial provista de órganos elásticos. (Rossi, 1979, pág. 187)

2.1.1.2 Prensas mecánicas de doble efecto.

La figura 2.2 se muestra una prensa de doble efecto. Las prensas de doble efecto utilizan dos acciones para realizar el trabajo, una es la sujeción de la pieza realizado por un pisador y la otra es la de corte o embutido realizado por el punzón.

Figura 2. 2 Prensas mecánicas de doble efecto



Fuente: Fundación ASCAMM Centro Tecnológico

Rossi se refirió al principio de funcionamiento de las prensas de doble efecto en los siguientes términos:

Estas prensas tienen la característica de estar provista de dos correderas, una de las cuales actúa dentro de la otra. La parte anterior, llamada cruceta, va unida a la biela del árbol, mientras que la parte exterior llamada sujetador, va unida a un brazo fijado en un mismo árbol. Los movimientos de las dos correderas por estar combinados, se producen retardos uno respecto del otro. (Rossi, 1979, pág. 205)

Existen características adicionales como:

- Anulación del fenómeno de fuerzas antagónicas, punzón/cojín inferior.
- Al existir un cojín inferior hace de elemento expulsor o para evitar fallas en el fondo de las piezas trabajadas.
- Menor fuerza para desarrollar la operación.
- Motor y volante más pequeños.

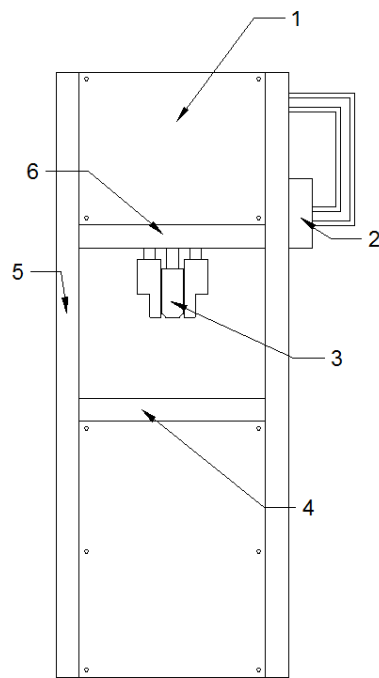
2.2 Prensa hidráulica.

Es una máquina resultado de la aplicación del principio de Pascal, que tiene la finalidad de lograr la deformación permanente de un material mediante la aplicación de una carga al igual que las prensas mecánicas, pero con la diferencia que utilizan pistones y fluidos hidráulicos para realizar los movimientos de la misma. Las prensas hidráulicas pueden ser de simple o doble efecto.

El uso de diferentes controles electrónicos, han facilitado la forma de operación de estas máquinas, logrando una gran aceptación en la industria.

Se utiliza para trabajos de procesos de conformado en frío o en caliente, consiste en un bastidor que sostiene un soporte y un ariete, una fuente de potencia, y un dispositivo para mover el ariete linealmente y en ángulos rectos con relación al soporte. Como se aprecia en la figura 2.3.

Figura 2.3 Prensa Hidráulica



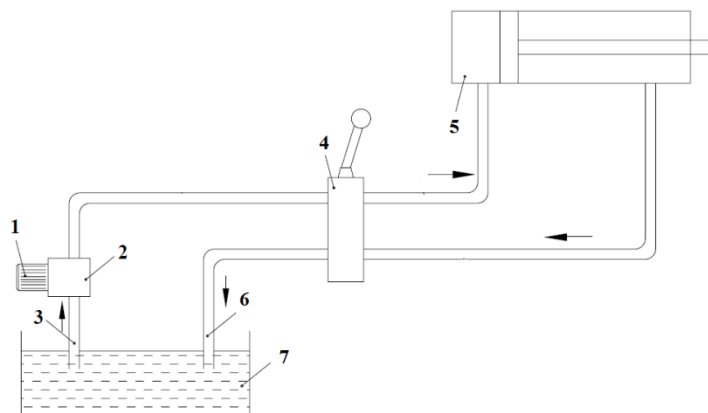
Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

- | | |
|-------------------------|------------------------------------|
| 1) Central hidráulica | 4) Bancada o soporte de matrices |
| 2) Potencia hidráulica | 5) Bastidor |
| 3) Pistones hidráulicos | 6) Soporte de pistones hidráulicos |

2.2.1 Circuito de mando manual.

En la figura 2.4 se muestra el circuito hidráulico de mando manual.

Figura 2.4 Circuito de mando manual



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

- 1) Motor
- 2) Bomba
- 3) Tubería de succión
- 4) Válvula distribuidora
- 5) Pistón
- 6) Tubería de retorno
- 7) Depósito

2.3 Prensas según la forma del bastidor.

2.3.1 De cuello de cisne.

En la figura 2.5 se observa una prensa cuello de cisne. Son también conocidas como prensas de tipo “C” por la forma de su bastidor, estas prensas ofrecen las ventajas de poder acceder desde tres lados de la mesa. El rango de fuerza que se alcanza en estas máquinas oscila entre 40 a 1200 toneladas, y en algunos casos pueden ser inclinables para permitir que la pieza trabajada salga por simple gravedad y están provistas de un cojín o extractor neumático o mecánico.

Una de las desventajas de este tipo de prensa se encuentra directamente en su bastidor tipo cuello de cisne, debido a que puede presentar falta de rigidez al ejercer presiones altas, es por esto que en algunos modelos se puede corregir este defecto con tirantes sujetos desde la parte superior del bastidor hasta la mesa. Es importante señalar que los tirantes pueden entorpecer la colocación y retirada de las piezas trabajadas de la mesa. Otra desventaja de este tipo de prensa es que la mesa es fija lo cual restringe en cierta parte la funcionalidad de la máquina.

Figura 2. 5 Prensa cuello de cisne



Fuente: Direct Industry

Pueden ser controladas de forma semiautomática y automática:

- De forma semiautomática se utilizan palancas, pulsadores, micros de parada y subida.
- De forma automática se utilizan dobles pulsadores de función simultánea y subida automática.

Estas máquinas son muy utilizadas para producción en línea como: perforado, plegado, estampado, remachado, y en ciertas ocasiones embutido de piezas pequeñas que no necesite de gran cantidad de fuerza.

2.3.2 De montantes rectos.

La figura 2.6 demuestra una prensa de montantes rectos. Son prensas que tiene su bastidor de tipo H debido a sus montantes o columnas laterales las cuales realizan dos funciones fundamentales en su funcionamiento como son:

- Unión de la parte superior de la maquina con la mesa por medio de tirantes robustos de acero apretados en caliente.
- Proporcionar mayor rigidez a la máquina.

Es por ésta razón que la ventaja de estas prensas radica en la rigidez y como consecuencia genera mayor robustez que otras prensas, y pueden alcanzar dimensiones impresionantes de hasta ocho metros entre montantes como son las prensas aplicadas para fabricar carrocerías, y su fuerza puede alcanzar entre 40 a 5000 toneladas.

Figura 2. 6 Prensa de montantes rectos



Fuente: China Machinery Industry Corporation

En algunas circunstancias la mesa puede ser móvil para regular la altura de carrera o para facilitar el mantenimiento y poseen dispositivos de cojín o expulsor neumático.

Pueden ser controladas de forma semiautomática y automática:

- De forma semiautomática se utilizan palancas, pulsadores, micros de parada y subida.
- De forma automática se utilizan dos manos con dobles pulsadores, micro de parada subida – bajada, subida automática y electroválvulas.

Estas prensas son utilizadas principalmente para montajes de elementos mecánicos, estampados, doblados y en ocasiones embutidos de mediana dimensión.

2.3.3 De columnas.

Se observa en la figura 2.7 una prensa de columnas. Estas prensas, están unidos sus bastidores superiores e inferiores por medio de cuatro columnas cilíndricas que a su vez sirven de guías a la corredera de la base móvil superior. Pueden alcanzar fuerzas desde 40 hasta 6000 toneladas. Poseen sistema de control de ciclo manual con doble pulsador, micros de parada en subida y bajada, retorno automático, grupo hidráulico con electroválvulas.

Se caracterizan por tener mayor capacidad de fuerza y gran rigidez, pero trabajan con menos precisión que las anteriores y son empleadas principalmente para embutido de mediana y grandes dimensiones, forjado, montaje, rebarbado.

Figura 2. 7 Prensa de columnas



Fuente: DirectIndustry

2.4 Prensa chapas.

Es también conocido como pistón de sujeción de la chapa metálica dentro de la prensa hidráulica o mecánica. Las operaciones de embutido, la chapa debe ser uniforme en la superficie mientras el punzón realiza la deformación, de esta forma se evitarán fallas en el embutido. El funcionamiento radica en mover un brazo mecánico o pistón hidráulico, el cual es desplazado para realizar la sujeción hasta la superficie de la chapa que se encuentra alojada en una estampa o base de la mesa.

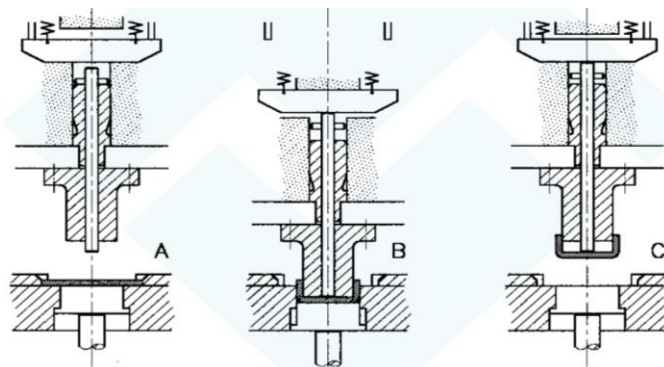
2.4.1 Extractor.

También conocido como expulsor para las piezas conformadas, es un mecanismo el cual puede ser accionado mecánicamente, hidráulicamente e incluso neumáticamente. En la mayoría de casos se encuentra alojados en el prensa chapas o en la parte inferior de la mesa donde se encuentra la matriz, pero los que son accionados neumáticamente están ubicados en la parte inferior de la mesa y realizan trabajos de expulsor y de amortiguador a la vez para evitar fallas en la pieza embutida.

2.4.1.1 Extractor positivo y cojín inferior.

La figura 2.8 se muestra un extractor positivo y cojín inferior. Este tipo de extractores se caracterizan por adherir la pieza conformada en el molde o punzón macho, y se necesita la ayuda de otro elemento intermedio para expulsar la pieza del molde.

Figura 2. 8 Extractor positivo y cojín inferior



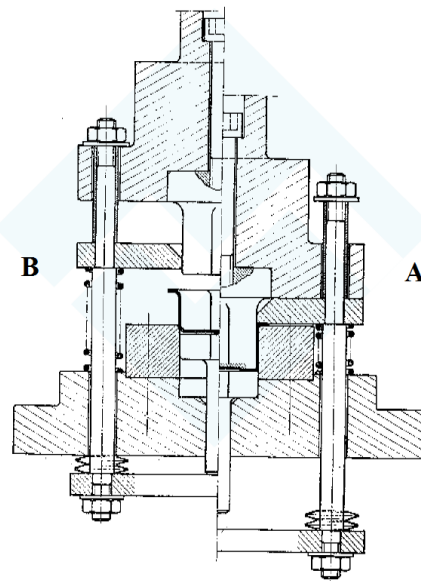
Fuente: Fundación ASCAMM Centro Tecnológico

En la figura 2.8 se observa el proceso de trabajo en una prensa provista de expulsor positivo y extracción inferior por cojín. A) macho arriba. B) macho conformado. C) macho arriba con la pieza adherida que es extraída mediante la percusión de la varilla contra la tranca, una vez esto es frenada por los tornillos de choque.

2.4.1.2 Extractor por barra y cojín inferior.

En la figura 2.9 se observa un extractor de barra y cojín inferior. El funcionamiento de este tipo de expulsor o extractor consiste en la unión de dos barras paralelas al pistón del punzón. Estas barras se encuentran roscadas en los extremos y unidas por una placa la cual posee un pin alineado al orificio de la matriz, este pin sirve de expulsor. Las barras pasan de manera deslizante a través del sujetador de chapas y la mesa de soporte de la matriz para poder realizar la expulsión de la pieza después de retornar a la posición de inicio del punzón y de la prensa chapas.

Figura 2. 9 Extractor por barra y cojín inferior



Fuente: Fundación ASCAMM Centro Tecnológico

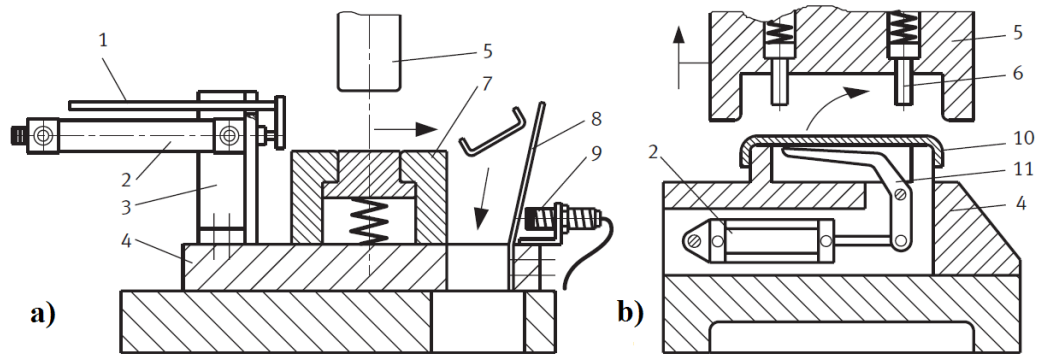
En el lado **A** la barra sujeta por la placa inferior no realiza ningún efecto sobre el pin expulsor debido a que en prensa chapas y el punzón se encuentran en proceso de embutición, y en el lado **B** se observa que la placa que une a las barras hacen una presión hacia arriba provocando que el pin expulsor empuje a la pieza embutida debido a que el punzón y el prensa chapas regresan a su posición inicial.

2.4.1.3 Extractor por cojín neumático inferior.

Para aplicar una fuerza rectilínea con el fin de expulsar las piezas, es necesario que su superficie en la parte inferior sea lisa. En caso de no ser así, deberá realizarse un movimiento de expulsión circular. En consecuencia, los cilindros neumáticos pueden ejecutar un movimiento directo de expulsión o, a modo de alternativa, indirecto accionando una palanca basculante. En esta aplicación es favorable que los componentes neumáticos realicen el movimiento de modo repentino, ya que así las piezas reciben un impacto sin que sea necesario utilizar cilindros neumáticos de mayor tamaño. Por esta razón, el golpe de expulsión bien puede aplicarse en la parte inferior de la pieza. En algunos casos incluso es suficiente utilizar una tobera para expulsar las piezas con un chorro de aire (FESTO AG & CO, 2000, pág. 59)

En la figura 2.10 se aprecia formas de expulsión por pistones neumáticos de piezas embutidas.

Figura 2. 10 Formas de expulsión por cojín neumático



a) Expulsión por extractor.

b) Expulsión por palanca basculante.

Fuente: FESTO AG & CO

- | | |
|---------------------------|-------------------------|
| 1) Expulsor. | 7) Matriz. |
| 2) Cilindro neumático. | 8) Guía. |
| 3) Pieza angular. | 9) Sensor de expulsión. |
| 4) Base de estructura. | 10) Pieza embutida. |
| 5) Prensa. | 11) Palanca basculante. |
| 6) espigas de separación; | |

Este sistema de extracción es muy utilizado en prensas hidráulicas debido a su versatilidad en la forma de ejecución de expulsión de la pieza embutida además de la adaptación a la automatización que exige en la actualidad las máquinas de fabricación. Sin embargo este sistema demanda un costo mayor que la de otros sistemas de expulsión.

Existen expulsores neumáticos que realizan funciones adicionales como la de un cojín o amortiguador neumático de forma simultánea, de esta forma se evitará posibles daños en la pieza embutida especialmente en las de grandes dimensiones.

2.5 Ventajas de la prensa hidráulica.

- El uso de prensas hidráulicas permite regular la cantidad de presión de acuerdo a las necesidades requeridas de trabajo, manteniéndose de manera uniforme a lo largo de toda la carrera.
- Están provistas de una válvula de seguridad que permite corregir el exceso de posible carga y evitar daños dentro del sistema.
- En cuestión de mantenimiento preventivo el costo es bajo, debido a que la mayor parte de sus componentes se encuentran autolubricados por el aceite hidráulico.
- Este tipo de prensas facilitan su operabilidad mediante dispositivos de control y como resultado se obtiene un eficaz y adecuado control de la máquina como en la aproximación, presión, tiempos de trabajo en la secuencia de operación.
- Proporciona menor cantidad de contaminación auditiva aun cuando se encuentre a su máxima capacidad de operación.

2.6 Desventajas de la prensa hidráulica.

- Una de las principales desventajas es la baja velocidad de avance del pistón, debido a que es más lento que en las prensas mecánicas.
- El sistema hidráulico tiene alta sensibilidad a impurezas.
- Tiene dependencia a la temperatura debido a que afectan a cambios de viscosidad del fluido.

2.7 Parámetros de selección de una prensa hidráulica.

2.7.1 Según el sistema de funcionamiento.

- **Tonelaje:** Uno de los parámetros principales de selección es el tonelaje o capacidad de carga de la máquina, debido a que tiene relación con el tipo de trabajo a ejecutar. Se debe tener en cuenta que las prensas hidráulicas y mecánicas pueden producir la misma fuerza, teniendo en cuenta que las prensas hidráulicas presentan mayor control o ajuste de la fuerza de acuerdo a la necesidad del trabajo, a diferencia de las mecánicas que están destinadas a desarrollar toda su capacidad de carga en cada impacto.
- **Velocidad de acción:** Se enfoca a la distancia que recorre en determinado tiempo los pistones hidráulicos tanto de sujeción y acción, para poder ejecutar el trabajo determinado, en este caso el de embutir.
- **Longitud de carrera:** Se refiere a la distancia o espacio útil entre la mesa fija y la móvil para que puedan recorrer los pistones y realizar el trabajo del embutido.
- **Control del sistema:** Está orientado a la forma de operación o maniobrabilidad del sistema hidráulico, eléctrico y sus diferentes medios de seguridad.
- **Versatilidad:** Se debe tener en cuenta el tipo de máquina, ya que la versatilidad dependerá de la acción, de simple o doble efecto, debido que las hidráulicas tienen mayor utilidad en el campo de embutición, por su funcionalidad de doble efecto, a diferencia de las mecánicas que en su mayoría son utilizadas en trabajos de impacto o troquelado, donde presenta simple efecto.
- **Costo de mantenimiento:** Está orientado al valor agregado por trabajos de mantenimiento preventivo y correctivo de la máquina.
- **Contaminación auditiva:** En la actualidad el cuidar el medio ambiente es de gran importancia en la industria, y como consecuencia de ello se debe tener en cuenta la opción que produzca menor impacto auditivo.

- **Seguridad de operación:** Está enfocado en diversos sistemas de seguridad incorporados dentro de las máquinas para cuidar la integridad física del operario.

2.7.2 Según la forma del bastidor.

- **Funcionalidad para embutido:** Se refiere a la compatibilidad de la máquina con el proceso el cual va a realizar, en este caso la máquina debe operar con un sistema de doble efecto, para sujeción y conformado de la chapa.
- **Rigidez:** El seleccionamiento de acuerdo a la forma del bastidor tiene estrecha relación a la rigidez que puede ofrecer la máquina, y depende de la fuerza necesaria y del tipo de proceso de conformado a realizar. Como es el caso de la prensa cuello de cisne que facilita el acceso desde tres lados, pero se limita su rigidez cuando necesita mayor fuerza, a diferencia de la de cuatro columnas que presenta mayor rigidez para trabajos de gran tonelaje, asegurando fuerza homogénea.
- **Sistema de cojín neumático:** Está orientada al sistema de expulsión o amortiguamiento ubicado en la parte inferior de la mesa fija en la línea de acción de la matriz.

2.7.3 Según la finalidad del proyecto.

- **Costo de fabricación:** Está relacionado al valor por concepto de manufactura de la máquina teniendo en cuenta la complejidad de la misma, sus accesorios y materiales.
- **Fuerza establecida:** En el proyecto se menciona una fuerza de operación máxima de 5 toneladas.
- **Utilidad de acuerdo al proyecto:** La prensa está destinada al uso de prácticas de laboratorio sobre el conformado.
- **Fiabilidad:** Está relacionado a la capacidad de las máquinas de alcanzar un buen funcionamiento de una forma requerida bajo ciertas condiciones de trabajo establecidas (temperatura, fricción, presión, vibración) dentro de un tiempo determinado.

2.8 Selección de alternativa.

El estudio de selección de alternativas se ha realizado en base a diferentes características de las prensas, elementos y componentes, teniendo en cuenta ciertas consideraciones de acuerdo a las necesidades propuestas para la ejecución del diseño y la construcción del proyecto.

Otro de los puntos de selección que lleva gran relevancia es el costo de fabricación, además se tendrá en cuenta que la máquina a fabricar será utilizada para prácticas de laboratorio y deberá cumplir con una funcionalidad, maniobrabilidad y seguridad de tal manera que se pueda apreciar de forma correcta el proceso de embutido.

A continuación se presentan las tablas 2.1; 2.2 y 2.3 de comparación de las diferentes opciones enunciadas en este capítulo teniendo en cuenta los parámetros o criterios de selección antes mencionados. Los valores están entre 1 a 5 de acuerdo al grado utilidad o necesidad que presentan las diferentes máquinas, tomando en cuenta que 1 es la valoración más baja y 5 la más alta.

Tabla 2. 1 Tabla de opciones para la selección de prensas

TABLA DE OPCIONES PARA LA SELECCIÓN DE PRENSAS		
CRITERIO	MECÁNICA	HIDRÁULICA
Capacidad de tonelaje	5	5
Velocidad de acción	5	3
Longitud de carrera	2	5
Control del sistema	1	5
Acción de la máquina	3	5
Costo de mantenimiento	4	5
Contaminación auditiva	5	2
Seguridad de operación	3	5
TOTAL	28	35

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

Tabla 2. 2 Tabla de opciones según su bastidor

TABLA DE OPCIONES SEGÚN SU BASTIDOR			
CRITERIO	CUELLO DE CISNE	MONTANTES RECTOS	COLUMNAS
Funcionalidad para embutido	3	5	5
Rigidez	3	5	5
Cojín neumático	5	5	5
TOTAL	11	15	15

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

Tabla 2. 3 Tabla de opciones según la finalidad del proyecto

TABLA DE OPCIONES SEGÚN LA FINALIDAD DEL PROYECTO			
CRITERIO	CUELLO DE CISNE	MONTANTES RECTOS	COLUMNAS
Costo de fabricación	5	3	1
Fuerza establecida	5	5	5
Utilidad de acuerdo al proyecto	4	5	5
Fiabilidad	3	5	5
TOTAL	17	18	16

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

Finalmente después de un análisis de acuerdo a los criterios de las tablas 2.1; 2.2 y 2.3 la mejor opción es una prensa hidráulica de montantes rectos de doble efecto con cojín o expulsor neumático.

CAPÍTULO III

DISEÑO HIDRÁULICO

3.1 Requisitos y parámetros de diseño.

En los sistemas hidráulicos básicamente se convierte la energía ya sea de mecánica o eléctrica en hidráulica para obtener beneficios en términos de energía mecánica al finalizar el proceso. Proporcionando garantía de fiabilidad y seguridad. El fluido hidráulico es un medio de transporte que se puede regular de acuerdo al diseño o forma del sistema. Los parámetros a los que se rige un diseño hidráulico son:

- Presión del sistema
- Caudal
- Velocidad del pistón

En la tabla 3.1 se presentan las presiones nominales. Las presiones de trabajo de los circuitos hidráulicos oscilan entre 25 Bar y 630 Bar, a continuación se observa la tabla con valores de presiones nominales, los valores subrayados son valores recomendados:

Tabla 3. 1 Presiones nominales

PRESIONES NOMINALES EN CIRCUITOS HIDRÁULICOS (bar)										
<u>25</u>	40	<u>63</u>	100	<u>160</u>	<u>200</u>	<u>250</u>	315	<u>400</u>	500	<u>630</u>

Fuente: FESTO Hidráulica básica

$$P = \frac{F}{A} \quad ec (3.1)$$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} \quad ec (3.2)$$

De donde:

P = Presión

D = Diámetro

F = Fuerza

A = Área

El caudal se la conoce como la cantidad de fluido en una unidad de tiempo

$$Q = Ve * A \quad ec (3.3)$$

Dónde:

Q = Caudal

Ve = Velocidad del pistón

A = Área

La velocidad está dada por la carrera del pistón en un tiempo determinado

$$Ve = \frac{L}{t} \quad ec (3.4)$$

Dónde:

L = Carrera o longitud de que recorre el pistón

t = Tiempo

3.1.1 Grupo hidráulico.

La bomba es el medio para transportar la energía de desplazamiento en un sistema hidráulico, la cual esta acoplada a una serie de elementos formando el grupo hidráulico. Está formado por tanque o depósito, bomba, válvula de seguridad, manómetro y racores para la toma de presión y retorno del fluido al tanque, también lleva filtro y las válvulas de control.

La serie Rando HD está recomendada para la lubricación de bombas de sistemas hidráulicos equipados con bombas de paleta o de engranajes, en presiones hasta 445 Bar o 5000 psi y/o rotaciones arriba de 1200 rpm. También está recomendada para sistemas hidráulicos equipados con bombas de pistón operando a cualquier presión.(ConAuto, 2011, pág. 1)

Tabla 3.2 Aceite hidráulico

Rando HD— *Continuación*

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS:

Grado ISO	Método ASTM	32	37	46	68
Código de producto	-	1657	21481	1658	1659
Código de hoja de seguridad MSDS					
Argentina		ARGL007D	ARGL007D	ARGL007D	ARGL007D
Chile		CHL01657	-	CHL01657	CHL01657
Colombia		COL01657	-	COL01657	COL01657
Ecuador		27068	-	27068	27068
El Salvador		26352	-	26352	26352
Color ASTM	D-1500	<0,5	<0,5	<0,5	<0,5
Densidad @ 15°C g / cm ³	D-4052	0,861	0,863	0,866	0,869
Viscosidad cinemática					
cSt @ 40 °C	D-445	32,2	37,1	46,4	68,76
cSt @ 100 °C	D-445	5,53	6,01	6,89	8,98
Índice de viscosidad	D-2270	108	106	103	104
Punto de inflamación, °C	D-92	226	232	242	246
Punto de fluidez, °C	D-97	-30	-27	-30	-27

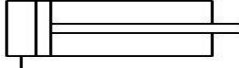
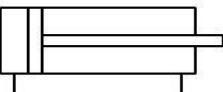

Fuente: <http://www.conauto.com.ec/>

3.1.1.1 Actuadores.

Se clasifican en actuadores lineales (cilindros), y rotativos (motores hidráulicos), son los elementos del circuito hidráulico que transforman la energía hidráulica en energía mecánica. Los actuadores son alimentados con fluidos a presión, obteniéndose un movimiento con una determinada fuerza, velocidad, momento y velocidad angular tras la pérdida de presión del caudal del fluido.

Dentro de los actuadores lineales se puede encontrar cilindros de simple efecto, cilindro de doble efecto y cilindros telescópicos

Tabla 3.3 Cilindros hidráulicos

CILINDROS HIDRÁULICOS		
ACTUADOR	FUNCIONAMIENTO	SÍMBOLO
Cilindro simple efecto	Al cilindro se aplica presión solo por un extremo, el cual realiza trabajo solo en un sentido.	
Cilindro doble efecto	Los cilindros de doble efecto pueden realizar el trabajo en ambas direcciones porque se les aplica la presión en ambas caras del émbolo.	
Cilindro telescópico	Se caracterizan por tener grandes longitudes de trabajo. Este tipo de cilindros es utilizado cuando no se dispone del espacio suficiente para cilindros de dimensiones normales o estandarizadas.	

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

El cálculo del diámetro del cilindro o del émbolo se realiza mediante la combinación de las ecuaciones (3.1) y (3.2), pero se debe tomar en cuenta un factor de rozamiento entre la camisa y el émbolo de 0.9, y se obtiene:

$$D = \sqrt{\frac{4 * F}{0.9 * \pi * P}} \quad ec(3.5)$$

Dónde:

D = Diámetro del émbolo o camisa interior

F = Fuerza requerida

P = Presión de servicio

0.9 = Coeficiente de rozamiento entre el pistón y la camisa

Un problema fundamental de los cilindros hidráulicos es el pandeo debido a los importantes esfuerzos a que se ven sometidos; por tal motivo sus vástagos tienen un diámetro relativamente importante con relación al de su émbolo, siendo muy frecuente que sus respectivas áreas estén en la relación 1 a 2. (Almandoz, 2007, pág. 21)

Debido a esto se utiliza la ecuación de Euler y tomando en cuenta la forma de sujeción a la que está expuesto el vástago como se puede observar en la tabla 3.4

Tabla 3. 4 Coeficiente K de pandeo según el tipo de sujeción

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

Fuente: Sistemas neumáticos y oleohidráulicos

La ecuación de Euler manifiesta lo siguiente:

$$F_p = \frac{\pi^2 EI}{L_p^2} \quad ec \quad (3.5)$$

$$F_p = F * F_s \quad ec \quad (3.6)$$

$$L_p = K * L \quad ec \quad (3.7)$$

$$I = \frac{L_p^2 F_p}{\pi^2 E} \quad ec \quad (3.8)$$

De donde:

F_p = Fuerza de pandeo.

K = Coeficiente de pandeo

E = Módulo de elasticidad del material del vástago.

L_p = Longitud libre de pandeo.

I = Momento de Inercia para secciones transversales circulares.

d = Diámetro del eje.

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad ec \quad (3.9)$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64I}{\pi}} \quad ec \quad (3.10)$$

Es importante también revisar algunos aspectos y recomendaciones acerca del diseño de elementos y la selección del factor de seguridad para el diseño.

En años recientes se manifiesta una tendencia al uso de la resistencia de fluencia como un criterio preferible para obtener un esfuerzo de cálculo muy conveniente para cargas permanentes. Esta práctica está basada en el supuesto lógico que la rotura se produce cuando la pieza deja de realizar su función asignada y la mayoría de los elementos de las máquinas no realizarán correctamente después de haber recibido una deformación permanente. (Faires, 2003, pág. 26)

Es decir, el diseño de estos materiales se base en la resistencia de fluencia, y del tipo de carga a la que esté sometido el elemento.

En la tabla 3.5 se aprecia los factores de seguridad.

Tabla 3.5 Factor de seguridad

Tabla de factores de seguridad. Valores mínimos recomendados.

TIPO O CLASE DE CARGA	ACERO, METALES DÚCTILES		HIERRO FUNDIDO, METALES FRÁGILES	MADERA DE CONSTRUCCIÓN
	Basado en la resistencia máxima*	Basado en la resistencia de fluencia**	Basado en la resistencia máxima*	
Carga muerta o Carga variable bajo análisis por fatiga	3 – 4	1.5 - 2	5 – 6	7

Las siguientes recomendaciones **NO** se deben adoptar si se hace análisis por fatiga

Repetida en una dirección, gradual (choque suave)	6	3	7 – 8	10
Repetida invertida, gradual (choque medio)	8	4	10 – 12	15
Choque fuerte	10 – 15	5 – 7	15 – 20	20

* Resistencia máxima se refiere a S_u , S_{uc} o S_{us} (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante)

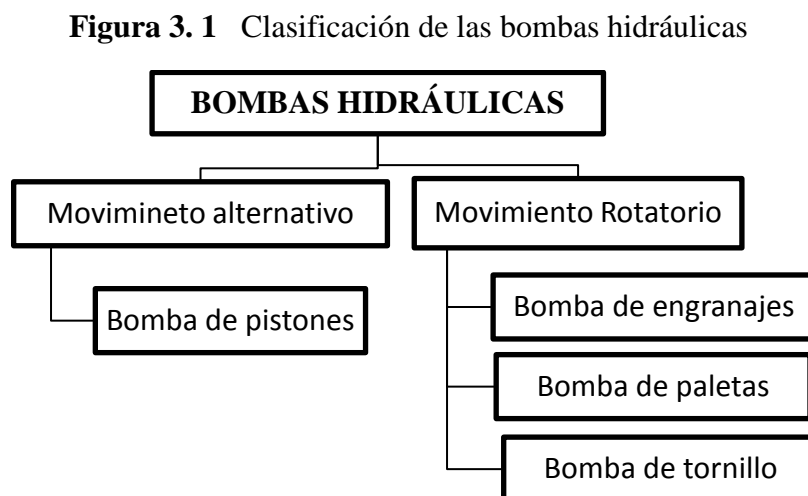
** Resistencia de fluencia se refiere a S_y , S_{yc} o S_{ys} (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante)

Fuente: Diseño de elementos de máquinas de V.M Faies

3.1.1.2 Bomba.

Las bombas en el circuito hidráulico se destinan a trasladar el fluido desde un lugar a otro más alto, proporcionando gran presión con un caudal respectivamente pequeño. Las bombas que se utilizan son las de desplazamiento positivo de movimiento alternativo y movimiento rotatorio.

En la figura 3.1 se observa la clasificación de las bombas hidráulicas



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

Para la selección de la bomba es necesario conocer:

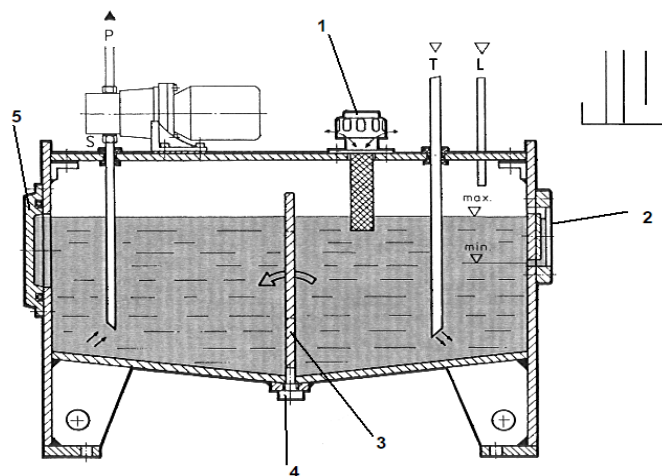
- La presión
- El caudal
- La velocidad

3.1.1.3 Tanque.

También conocido como depósito o almacén para la aspiración e impulsión del fluido hidráulico. Una de las características del depósito es la ventilación para eliminar burbujas existentes, y es fundamental poner el aceite a presión de la atmósfera, pero para evitar la contaminación del fluido se utiliza el tapón de llenado y aireador.

La existencia de burbujas en el fluido se atribuye a la succión y caída del fluido, la eliminación de burbujas del sistema lo efectúa la placa separadora de retorno - aspiración y ciertas ocasiones es necesario disponer de un termómetro para el control de temperatura del fluido.

Figura 3.2 Partes del depósito hidráulico



Fuente: Sistemas neumáticos y oleohidráulicos

La figura 3.2 muestra las partes que está constituido el depósito hidráulico

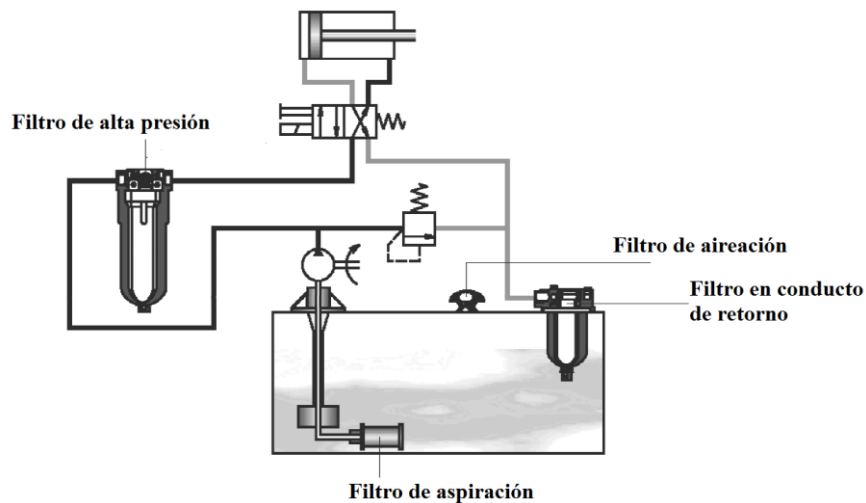
- | | |
|--|-----------------------|
| 1) Filtro de llenado y aireador | 4) Tapón de vaciado |
| 2) Visor de nivel | 5) Tapa para limpieza |
| 3) Placa separadora retorno – aspiración | |

La capacidad del tanque se recomienda de 3 a 4 veces el volumen proporcionado por bomba en un minuto.

3.1.1.4 Filtros.

El filtrado del líquido hidráulico es muy importante para el mantenimiento correcto de sus funciones y para conseguir una duración dilatada de los elementos de la instalación. Las partículas metálicas desprendidas de tuberías, válvulas y cilindros; los fragmentos de juntas arrancadas por rozamiento, el polvo que invade la instalación hidráulica, forman partículas, más o menos grandes, que han de separarse del aceite por medio de filtros, para preservar la vida de los elementos que constituyen el sistema, especialmente la bomba y las válvulas, ya que la suciedad produce un gran desgaste en las piezas móviles de la instalación hidráulica.(Almandoz, 2007, pág. 33). Como se observa en la figura 3.3.

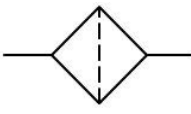
Figura 3.3 Tipos de filtro dentro del sistema hidráulico



Fuente: Sistemas neumáticos y oleohidráulicos

En la tabla 3.6 muestra el funcionamiento de cada tipo de filtro.

Tabla 3. 6 Filtros hidráulicos

TIPOS DE FILTROS DE ACUERDO A LA UBICACIÓN		
TIPO DE FILTRO	FUNCIONAMIENTO	SÍMBOLO
Filtro de succión	Filtra partículas de mayor tamaño del tanque para evitar daños en la bomba, su mantenimiento debe ser exhaustivo	
Filtro de presión	Filtra partículas finas para evitar daños en los actuadores, de facil mantenimiento y desmontaje	
Filtro de aireación	Permite al fluido estar a presión atmosférica y se lo ubica en el tapón de llenado del tanque	
Filtro de retorno	Ubicado en la tapa del tanque, dispone de una válvula antirretorno que se activa cuando el filtro tiene una suciedad determinada	

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

Para la selección de los filtros se debe tener en cuenta el grado de filtración, como se observa en la tabla 3.7.

Tabla 3. 7 Grado de filtración

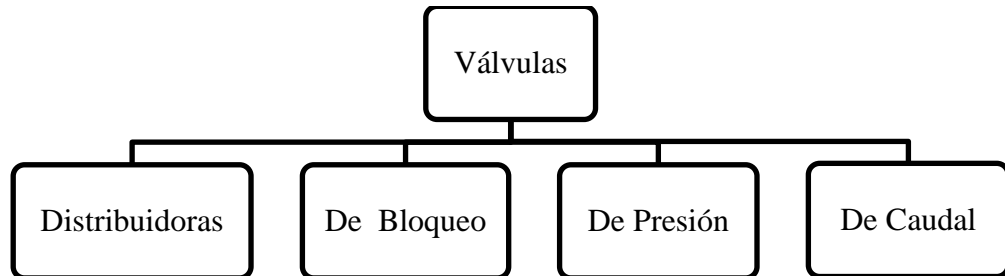
GRADO RECOMENDADO DE FILTRACIÓN			
DIPOSITIVOS HIDRÁULICOS	PRINCIPIO DE FILTRACIÓN	MANTENIMIENTO DEL FILTRO EN EL CIRCUITO	FILTRO NOMINAL μm
Máquina de pistón axial	Filtro de flujo total	Línea de retorno o línea de presión, línea de baja presión	≤ 25
Bomba de engranajes, bomba de pistón, válvulas de presión, válvulas antirretorno, válvulas direccionales, cilindros	Filtro de flujo total	Línea de retorno, Línea de entrada	≤ 63
Motores hidráulicos velocidad media	Filtro de flujo total	Línea de retorno	≤ 25

Fuente: FESTO Hidráulica básica

3.1.1.5 Válvulas.

En la figura 3.4 las válvulas se clasifican de la siguiente manera:

Figura 3. 4 Clasificación de las válvulas hidráulicas

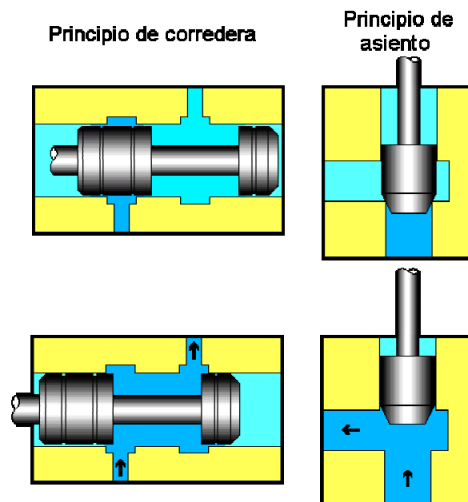


Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

3.1.1.5.1 Válvulas Distribuidoras.

En la figura 3.5 se aprecia las válvulas de corredera y de asiento. La función fundamental es el control de arranque, parada y sentido de marcha de los cilindros mediante el cambio de dirección del desplazamiento del fluido hidráulico. Existen dos tipos generales de válvulas distribuidoras como son: la de asiento y de corredera.

Figura 3. 5 Válvula distribuidoras de corredera y de asiento



Fuente: Sistemas neumáticos y oleohidráulicos

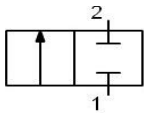
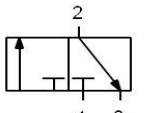
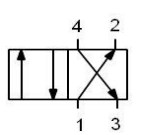
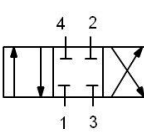
Las válvulas de asiento poseen un desplazamiento corto, necesitan mayor fuerza para accionarlas, permiten el trabajo con altas presiones, no permiten fugas del sistema, su

mantenimiento es fácil y tienen larga duración de operación. El mando puede ser manual, mecánico, eléctrico.

Las válvulas de corredera son más sencillas y tienen un desplazamiento más largo que las de asiento, necesitan de menor fuerza para su accionamiento, pueden presentar fugas al sistema. El mando puede ser manual, mecánico o eléctrico.

Dentro de las dos configuraciones de válvulas distribuidoras se observa en la tabla 3.8.

Tabla 3. 8 Tipos de válvulas distribuidoras

TIPOS DE VÁVULAS DISTRIBUIDORAS COMUNES		
TIPO DE VÁVULA	FUNCIONAMIENTO	SÍMBOLO
Válvula 2/2	Permite el paso en un sentido del fluido y es muy usado en cilindros de simple efecto	
Válvula 3/2	Permite el ingreso del fluido al pistón y retorno al tanque por una fuerza externa en el pistón, y es utilizada en elevadores hidráulicos	
Válvula 4/2	Permite el ingreso y retorno del fluido permitiendo llegar a sus dos posiciones máximas de trabajo, y es usada en pistones de maquinaria pesada	
Válvula 4/3	Permite accionar, detener e invertir en cualquier punto el desplazamiento del émbolo o el giro de un motor hidráulico	

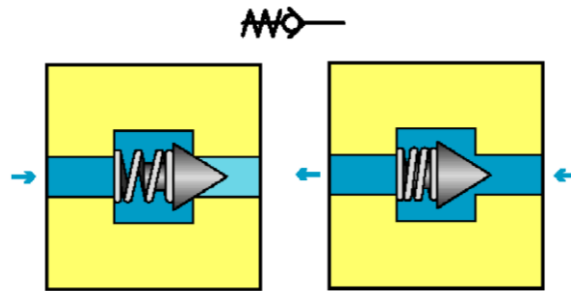
Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

3.1.1.1.1 Válvulas de bloqueo.

Su función radica en impedir la libre circulación del fluido hidráulico en cualquier dirección y dentro de ellas se encuentra válvulas antiretorno y antiretorno con apertura hidráulica.

La figura 3.6 explica sobre las válvulas antiretorno que permiten la circulación del fluido en un sentido y bloqueo en el sentido contrario.

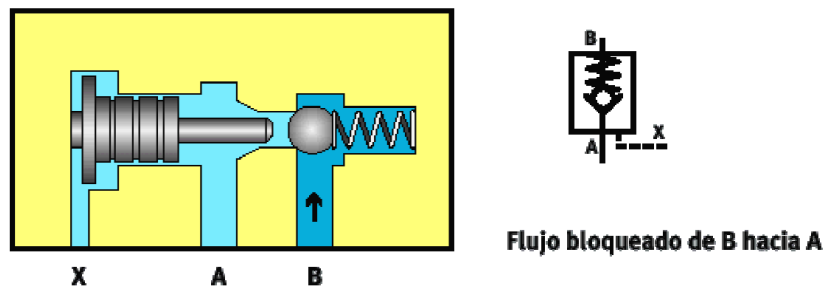
Figura 3. 6 Válvula antirretorno



Fuente: Sistemas neumáticos y oleohidráulicos

Las antirretorno con apertura hidráulica también facilitan la circulación del fluido en un sentido y la impiden en el contrario, pero se puede excluir este impedimento por medio de un pilotaje. Como se observa en la Figura 3.7

Figura 3. 7 Válvula antirretorno con apertura hidráulica



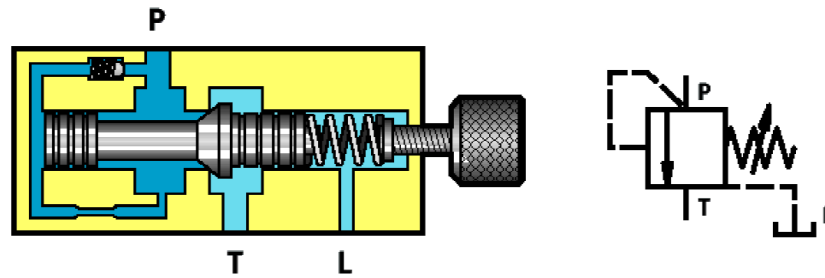
Fuente: Sistemas neumáticos y oleohidráulicos

3.1.1.1.2 Válvula limitadora de presión.

En la figura 3.8 se observa la válvula limitadora de presión. Esta válvula es considerada la más importante del sistema hidráulico debido a que su finalidad es brindar seguridad

Su función es limitar la presión de un circuito a un valor máximo que se puede tarar dentro de su rango de funcionamiento. Siempre se coloca una inmediatamente aguas debajo de cada bomba de caudal constante. En las bombas de caudal variable la válvula limitadora forma parte de la propia bomba. (Almandoz, 2007, pág. 58)

Figura 3.8 Válvula limitadora de presión



Fuente: Sistemas neumáticos y oleohidráulicos

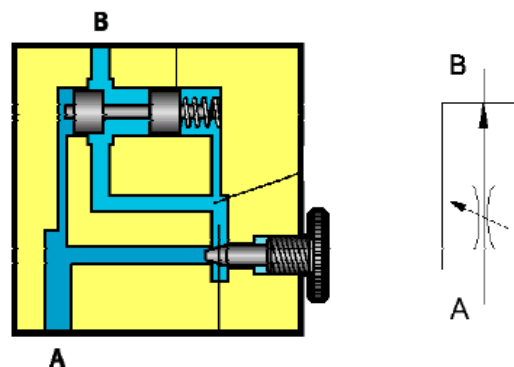
Es importante señalar que cuando el cilindro llega a uno de sus fines de carrera, la bomba sigue proporcionando aceite, y como consecuencia de ello se incrementa la presión del sistema y provocaría colapso en la red, es por esta razón que es relevante el uso de una válvula limitadora de presión.

3.1.1.1.3 Válvulas reguladores de caudal.

Las válvulas reguladoras de caudal figura 3.9, mantienen constante un caudal volumétrico, independientemente a los cambios de presiones en la entrada y salida de la válvula.

Las válvulas tienen por función regular la velocidad de un cilindro, esta velocidad es función del caudal que ingresa al cilindro y del área del mismo, en otras palabras es necesario regular el caudal de aceite para regular la velocidad del cilindro.

Figura 3.9 Válvula reguladora de caudal



Fuente: Sistemas neumáticos y oleohidráulicos

3.1.1.2 Tuberías.

El diámetro se obtendrá adoptando una velocidad del flujo. En el caso de la tubería de aspiración la velocidad recomendada depende de la viscosidad del fluido, en la de descarga es función de la presión de trabajo, y por último, para la de retorno se recomienda un campo de velocidades. En la tabla 3.9 se encuentran las velocidades recomendadas del fluido.

Tabla 3.9 Velocidades recomendadas del fluido

VELOCIDADES RECOMENDADAS PARA EL FLUIDO HIDRÁULICO				
TUBERÍA DE ASPIRACIÓN		TUBERÍA DE PRESIÓN		TUBERÍA DE RETORNO
Viscosidad cinemática $\frac{mm^2}{s}$	Velocidad $\frac{m}{s}$	Presión Bar	Velocidad $\frac{m}{s}$	Velocidad $\frac{m}{s}$
150	0,6	25	2.5 - 3	1.7 - 4.5
100	0,75	50	3.5 - 4	
50	1,2	100	4.5 - 5	
30	1,3	200	4 - 5	

Fuente: Sistemas neumáticos y oleohidráulicos

3.1.1.2.1 Pérdidas de carga.

La ecuación de Darcy-Weisbach es ampliamente usada en hidráulica y permite el cálculo de la pérdida de carga debida a la fricción dentro una tubería llena.

Esta fórmula permite la evaluación apropiada del efecto de cada uno de los factores que inciden en la pérdida de energía en una tubería. Es una de las pocas expresiones que agrupan estos factores. La ventaja de esta fórmula es que puede aplicarse a todos los tipos de flujo hidráulico laminar, transicional y turbulento.

$$\frac{\Delta P}{L} = f * \frac{1}{D_i} * \delta * \frac{V^2}{2} \quad ec (3.11)$$

De donde:

$$\frac{\Delta P}{L} = \text{Pérdida de presión}$$

D_i = Diámetro de la tubería

V_e = Velocidad del fluido

δ = Densidad del fluido

f = Factor de fricción de Darcy

$$f = \frac{64}{Re} \quad ec (3.12)$$

Para el cálculo del factor de fricción es importante conocer el número de Reynolds el cual es cantidad adimensional que determina si el fluido es laminar, estable o turbulento.

$$Re = \frac{Ve * D_i}{\nu} \quad ec (3.13)$$

$Re \leq 2000$ flujo laminar

$2000 \leq Re \leq 3000$ flujo estable

$3000 \leq Re$ flujo turbulento

De donde:

Re = Número de Reynolds

Ve = Velocidad del fluido

D_i = Diámetro de la tubería

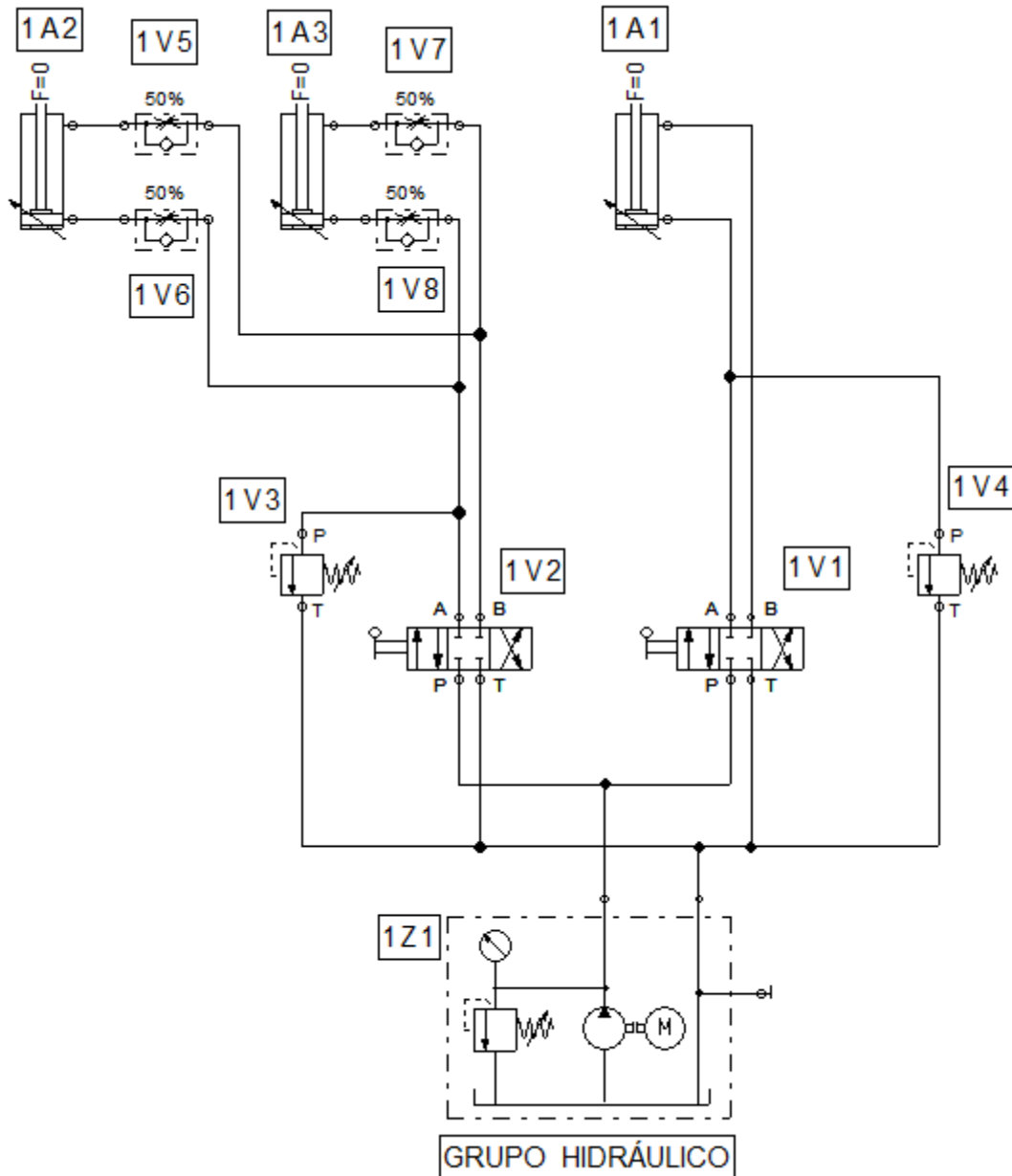
ν = Viscosidad cinemática

3.2 Cálculo del sistema hidráulico.

3.2.1 Esquema hidráulico.

En la figura 3.10 se observa el esquema hidráulico de la máquina.

Figura 3. 10 Esquema hidráulico de la prensa



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga.

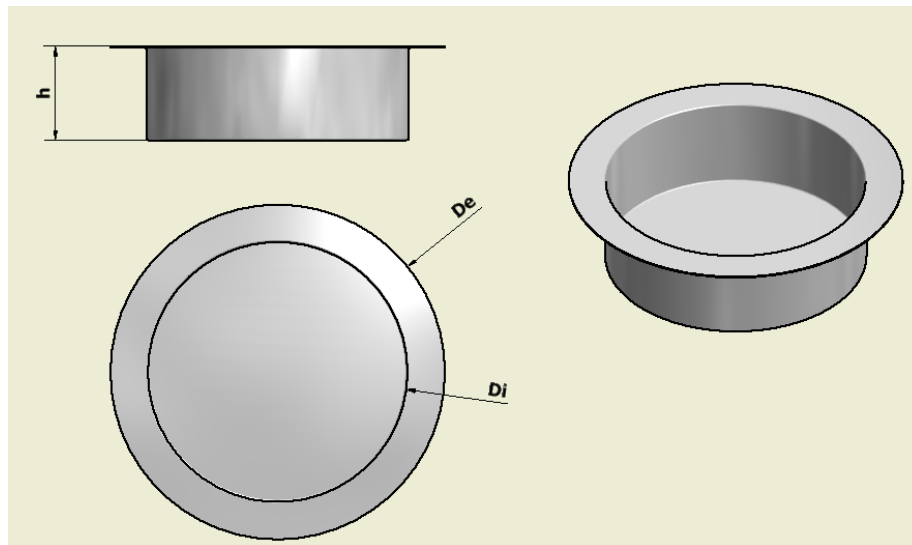
1A1 cilindro doble efecto de embutido; 1A2, 1A3 cilindros doble efecto prensa chapa; 1V1, 1V2 válvulas direccionales 4/3; 1V3, 1V4 válvulas limitadoras de presión; 1V5, 1V6, 1V7, 1V8 válvulas reductoras de caudal.

3.2.2 Cálculo de fuerza total requerida para el prensa chapas.

Para determinar la fuerza del prensa chapas, se debe definir un diámetro máximo de silueta del disco a embutir y el material, teniendo en cuenta que el embutido cilíndrico presta mayor facilidad en la práctica, se establece un modelo de pieza embutida de acuerdo a la capacidad de espacio máximo de la mesa de la máquina.

En la figura 3.11 muestra la bandeja embutida.

Figura 3.11 Bandeja embutida



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

Tabla 3.10 Dimensiones máximas de bandeja

DIMENSIONES MÁXIMAS DE BANDEJA A EMBUTIR			
DIÁMETRO EXTERIOR	DIÁMETRO INTERIOR	ALTURA	ESPELOR
De	Di	h	e
160 mm	140 mm	50 mm	0.5 mm

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga.

Diámetro del disco

La dimensión de la silueta obtenida a partir del cálculo no siempre es adecuada. Es recomendable considerar los datos de los productos similares que hayan trabajado con anterioridad y efectuar la operación del embutido en forma física para determinar la dimensión final de la silueta. (Shimizu)

Sin embargo para facilidad de cálculos para el proceso de embutido cilíndrico existen tablas de acuerdo a posibles formas que pueden presentarse.

En este caso se tomará la forma de la figura 3.11

$$D = \sqrt{De^2 + 4 * Di^2 * h} \quad ec (3.14)$$

$$D = \sqrt{160^2 + 4 * 140 * 50} = 190.4 \text{ mm}$$

De dónde:

D = Diámetro de silueta del disco sin embutir.

De = Diámetro exterior o mayor de la pieza embutida.

Di = Diámetro interno de la pieza embutida.

Área de silueta de sujeción de la lámina por el prensa chapas

$$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - Di^2) \quad ec (3.15)$$

$$A = \frac{\pi}{4} (190.4^2 - 140^2) = 13078.5 \text{ mm}^2$$

Fuerza del prensa chapas

“Aunque es muy difícil obtener la presión adecuada del pisador mediante cálculos, se utiliza la ecuación 3.16, para obtener un valor aproximado”.

$$Fp = A * hp \quad ec(3.16)$$

De dónde:

Fp = Fuerza del pisador o prensa chapas en Kgf.

A = Área del pisador que sujeta la silueta de la lámina a embutir en mm^2 .

hp = Presión del pisador por área Kg/mm^2 . Se puede observar en la tabla Tabla 3.11.

Tabla 3. 11 Fuerza mínima necesaria del pisador por área

MATERIAL	PRESIÓN DEL PISADOR
	hp (kg/mm ²)
Acero dulce	0.16 - 0.18
Acero inoxidable	0.18 - 0.2
Aluminio	0.03 - 0.07
Cobre	0.08 - 0.12
Latón	0.11 - 0.16

Fuente: Estampado y troquelado mejoramiento

$$F_p = 13078.5 \text{ mm}^2 * \frac{0.18 \text{ Kgf}}{\text{mm}^2} = 2199.4 \text{ Kgf}$$

$$2354.1 \text{ Kgf} \left| \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kgf}} \right| \frac{1 \text{ Ton}}{9806.65 \text{ N}} = 2.4 \text{ Ton}$$

Fuerza total de máquina

$$F_{total} = F(\text{cilindro principal}) + F_p(\text{cilindro prensachapas})$$

$$F_{total} = 5 \text{ Ton} + 2.4 \text{ Ton} = 7.4 \text{ Ton}$$

3.2.3 Cálculo de cilindro principal.

DATOS

$$F = 5 \text{ Ton} = 5000 \text{ kg} \quad L = 350 \text{ mm}$$

$$F = 5000 \text{ kg} \left| \frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ kg}} \right| = 49050 \text{ N}$$

Diámetro de Émbolo

$$F_{TOTAL} = P \cdot A \quad \text{ec (3.1)}$$

$$F_{TOTAL} = P \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D \geq \sqrt{\frac{4F}{P\pi}}$$

$$D \geq \sqrt{\frac{4 * 49 * 10^3}{0,9 * 200 * 10^5 * \pi}}$$

$$D = 58.87 \text{ mm} \approx 59 \text{ mm}$$

Cálculo de pandeo para el diámetro de vástago

Factor de corrección $K = 2$

$$L_p = 2L$$

$$L_p = 2 * 350 \text{ mm}$$

$$L_p = 700 \text{ mm} = 0.7\text{m}$$

$$F_p = \frac{\pi^2 EI}{L_p^2} \quad \text{ec (3.5)}$$

$$I = \frac{F_p L_p^2}{\pi^2 E} \quad \text{ec (3.8)}$$

$$F_p = F * F_s \quad \text{ec (3.6)}$$

Factor de seguridad $F_s = 3$ (tabla 3.4)

$$F_p = 49\text{KN} * 3$$

$$F_p = 147 \text{ KN}$$

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

$$L_p = 0.7\text{m}$$

$$I = \frac{(147000 \text{ N})x(0.7\text{m})^2\text{m}^2}{\pi^2 210x10^9 \text{ N}}$$

$$I = 3.48 * 10^{-8}\text{m}^4$$

Fórmula de inercia

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{ec (3.9)}$$

d = Diámetro

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

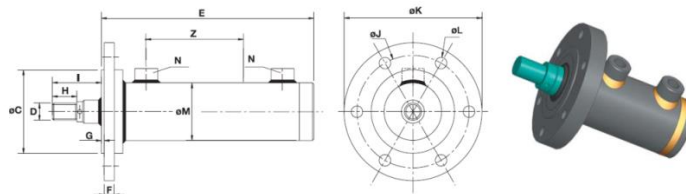
$$d = \sqrt[4]{\frac{64x(3.48 * 10^{-8}\text{m}^4)}{\pi}}$$

$$d = 0.029\text{m} \approx 30 \text{ mm}$$

Características de cilindro

La figura 3.12 muestra las características de un cilindro de doble efecto.

Figura 3. 12 Cilindro hidráulico doble efecto



REF.	Ø VAST. ROD	Ø PISTÓN	Z CARRERA STROKE	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	N BSP
8000/Z	20	32	50 - 2000	107 + Z	52	M14x1,5	15	2	18	35	67	80	7	42	1/4
8001/Z	22														
8002/Z	25	40	50 - 2000	97 + Z	60	M16x1,5	15	2	22	40	82	100	9	50	3/8
8003/Z	28														
8004/Z	25														
8005/Z	28	50	50 - 2000	104 + Z	75	M20x1,5	18	2	28	48	103	125	11	60	3/8
8006/Z	30														
8007/Z	36														
8008/Z	30														
8009/Z	35	60	50 - 2000	106 + Z	90	M27x2	20	2	36	58	120	145	13	70	3/8
8010/Z	40														

Fuente: <http://www.diprax.es/down/B201%20Cilindros%20hidraulicos%20industriales.pdf>

Tabla 3. 12 Dimensiones del pistón principal

DATOS DEL PISTÓN			
	DIÁMETRO ÉMBOLO	DIÁMETRO VÁSTAGO	CARRERA
CALCULADO	59 mm	29 mm	350 mm
CATÁLOGO	60 mm	30 mm	400 mm

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

$$A_{circular} = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A_{circular} = \frac{\pi(6 \text{ cm})^2}{4} = 28.27 \text{ cm}^2 = 0.002827 \text{ m}^2$$

$$A_{anular} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

$$A_{anular} = \frac{\pi((6 \text{ cm})^2 - (3 \text{ cm})^2)}{4} = 21.21 \text{ cm}^2$$

$$P = \frac{49050 \text{ N}}{0.002827 \text{ m}^2} \quad \text{Presión del Émbolo}$$

$$P = 17350 \text{ KPa} \approx 174 \text{ Bar}$$

Velocidad de avance

De acuerdo a la tabla 1.1 la velocidad es $1.8 \frac{\text{m}}{\text{min}}$

$$1.8 \frac{\text{m}}{\text{min}} \left| \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} \right| \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right| = 3 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

Caudal del cilindro

$$Q_c = V_e * A_{circular} \text{ec (3.2)}$$

$$Q_c = 3 \frac{\text{cm}}{\text{s}} * 28.27 \text{ cm}^2 = 84.81 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \left| \frac{1 \text{ l}}{1000 \text{ cm}^3} \right| \left| \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \right| = 5.09 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$Qa = Ve * A_{anular} \quad ec (3.2)$$

$$Qa = 3 \frac{cm}{s} * 21.21 cm^2 = 63.63 \frac{cm^3}{s} \left| \frac{1 l}{1000 cm^3} \right| \frac{60 s}{1 min} = 3.82 \frac{l}{min}$$

3.2.3 Selección del cilindro prensa chapas

La fuerza total del prensa chapas es de 2.4 Ton la cual se distribuye sobre dos pistones de doble efecto.

DATOS (Para un cilindro)

$$F = 1.2 Ton = 1200 kg \quad L = 350mm$$

$$F = 1200 kg \left| \frac{9.8 N}{1 kg} \right| = 11760 N$$

Diámetro de Émbolo

$$F_{TOTAL} = P \cdot A_{ec} (3.1)$$

$$F_{TOTAL} = P \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D \geq \sqrt{\frac{4 F}{P \pi}}$$

$$D \geq \sqrt{\frac{4 * 11.76 * 10^3}{0.9 * 200 * 10^5 * \pi}}$$

$$D = 28.84 mm \approx 30 mm$$

Cálculo de pandeo para el diámetro de vástago

$$Factor \ de \ corrección \ K = 2$$

$$L_p = K * L \quad ec (3.7)$$

$$L_p = 2 * 350 \text{ mm} = 700 \text{ mm} = 0.7 \text{ m}$$

$$F_p = \frac{\pi^2 EI}{L_p^2} \quad ec \quad (3.5)$$

$$I = \frac{F_p L_p^2}{\pi^2 E} \quad ec \quad (3.8)$$

$$F_p = F * F_s \quad ec \quad (3.6)$$

Factor de seguridad $F_s = 3$ (tabla 3.3)

$$F_p = 11.76 \text{ KN} * 3$$

$$F_p = 35.28 \text{ KN}$$

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

$$I = \frac{F_p L_p^2}{\pi^2 E} \quad ec \quad (3.8)$$

$$I = \frac{(35280 \text{ N})(0.7 \text{ m})^2}{\pi^2 (210 * 10^9) \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$I = 8.34 * 10^{-9} \text{ m}^4$$

Fórmula de inercia

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad ec \quad (3.9)$$

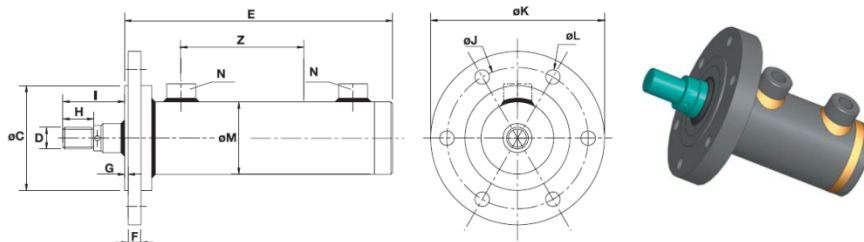
$$d = \sqrt[4]{\frac{64I}{\pi}}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 * (8.34 * 10^{-9} m^4)}{\pi}} = 0.02 m \approx 20 mm$$

Características de cilindro

En la figura 3.13 se observa las características de un cilindro hidráulico de doble efecto.

Figura 3.13 Cilindro hidráulico doble efecto



REF.	ø VAST. ROD	ø PISTÓN	Z CARRERA STROKE	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	N BSP
8000/Z	20	32	50 - 2000	107 + Z	52	M14x1,5	15	2	18	35	67	80	7	42	1/4
8001/Z	22	40	50 - 2000	97 + Z	60	M16x1,5	15	2	22	40	82	100	9	50	3/8
8002/Z	25														
8003/Z	28														
8004/Z	25														
8005/Z	28	50	50 - 2000	104 + Z	75	M20x1,5	18	2	28	48	103	125	11	60	3/8
8006/Z	30														
8007/Z	36														
8008/Z	30	60	50 - 2000	106 + Z	90	M27x2	20	2	36	58	120	145	13	70	3/8
8009/Z	35														
8010/Z	40														

Fuente: <http://www.diprax.es/down/B201%20Cilindros%20hidraulicos%20industriales.pdf>

Tabla 3.13 Dimensiones del pistón prensa chapas

DATOS DEL PISTÓN			
	DIÁMETRO ÉMBOLO	DIÁMETRO VÁSTAGO	CARRERA
CALCULADO	27 mm	20 mm	350 mm
CATÁLOGO	32 mm	20 mm	400 mm

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

$$A_{circular} = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A_{circular} = \frac{\pi(3.2 cm)^2}{4} = 8.04 cm^2 = 8.042 * 10^{-4} m^2$$

$$A_{anular} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

$$A_{anular} = \frac{\pi((3.2 \text{ cm})^2 - (2 \text{ cm})^2)}{4} = 4.9 \text{ cm}^2$$

$$P = \frac{11760 \text{ N}}{8.042 * 10^{-4} \text{ m}^2} \quad \text{Presión del Émbolo}$$

$$P = 14623.22 \text{ KPa} = 146.23 \text{ Bar}$$

Caudal de cilindro prensa chapas

$$Q_c = V_e * A_{circular} \quad \text{ec (3.2)}$$

$$Q_c = 3 \frac{\text{cm}}{\text{s}} * 8.04 \text{ cm}^2 = 24.12 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \left| \frac{1 \text{ l}}{1000 \text{ cm}^3} \right| \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 1.447 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$Q_a = V_e * A_{anular} \quad \text{ec (3.2)}$$

$$Q_a = 3 \frac{\text{cm}}{\text{s}} * 4.9 \text{ cm}^2 = 14.7 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \left| \frac{1 \text{ l}}{1000 \text{ cm}^3} \right| \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 0.88 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

3.2.4 Tuberías.

DATOS

$$Q = Q_c \text{ (cilindro principal)}$$

$$Q = 5.09 \frac{\text{l}}{\text{min}} \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right| \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{1 \text{ l}} = 8.48 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Tubería de presión

$$Q = V_e * A \quad \text{ec (3.2)}$$

$$Q = V_e * \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q}{Ve * \pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * (8.48 * 10^{-5} \frac{m^3}{s})}{\pi * 5 \frac{m}{s}}}$$

$$d = 0.00465 \text{ m} = 4.65 \text{ mm}$$

Tubería de retorno

$$Q = Qa \text{ (cilindro principal)}$$

$$Q = 3.82 \frac{l}{min} \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right| \frac{10^{-3} m^3}{1 l} = 6.37 * 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$Q = Ve * A \quad \text{ec (3.2)}$$

$$Q = Ve * \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q}{Ve * \pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * (6.37 * 10^{-5} \frac{m^3}{s})}{\pi * 4.5 \frac{m}{s}}} = 0.00424 \text{ m} = 4.24 \text{ mm}$$

La figura 3.14 determina las mangueras para uso hidráulico

Figura 3.14 Catálogo de mangueras para uso hidráulico

Manguera de PTFE Coreflex serie X
Información técnica

Tamaño nominal de la manguera pulg (mm)	Diámetro interior mm (pulg)	Diámetro exterior mm (pulg)	Radio de curva mínimo hasta el interior de la curva cm (pulg)		Temperatura de servicio °C (°F)	Vacío (96,5 kPa [28,5 pulg. Hg]) a ... °C (°F)	Presión de servicio a 20°C (70°F) bar (psig)	Presión de rotura a 20°C (70°F) bar (psig)	Peso de la manguera en rollo kg/m (lb/pie)
			Estático	Dinámico					
1/4 (6,4)	6,4 (0,25)	11,7 (0,46)	3,18 (1,25)	10,7 (4,20)	-53 a 230 (-65 a 450)	230 (450)	241 (3500)	964 (14 000)	0,19 (0,13)
3/8 (9,6)	9,6 (0,38)	14,5 (0,57)	4,44 (1,75)	11,2 (4,40)		230 (450)	206 (3000)	826 (12 000)	0,25 (0,17)
1/2 (12,7)	12,7 (0,50)	19,3 (0,76)	6,35 (2,50)	16,2 (6,38)		230 (450)	124 (1800)	496 (7 200)	0,36 (0,24)
3/4 (19,0)	19,0 (0,75)	25,4 (1,00)	8,89 (3,50)	11,6 (4,55)		93 (200)	86,1 (1250)	344 (5 000)	0,54 (0,36)
1 (25,4) ¹⁾	25,4 (1,00)	33,5 (1,32)	14,0 (5,50)	18,2 (7,15)		65 (150)	68,9 (1000)	275 (4 000)	1,6 (1,1)

Fuente: <http://www.swagelok.com/downloads/WebCatalogs/ES/MS-01-180.pdf>

Tubería de aspiración

$$Q = Q_c \text{ (cilindro principal)}$$

$$Q = 5.09 \frac{l}{\text{min}} \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right| \frac{10^{-3} m^3}{1 l} = 8.48 * 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$Q = V_e * A = V_e * \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{ec (3.2)}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q}{V_e * \pi}} = \sqrt{\frac{4 * (8.48 * 10^{-5} \frac{m^3}{s})}{\pi * 1.03 \frac{m}{s}}}$$

$$d = 0.0102 m = 10.2 mm$$

Figura 3.15 Tubería de alta presión

Tubo de acero inoxidable sin soldadura métrico

Ø ext. del tubo mm	Espesor de pared del tubo, mm															Serie del racor Swagelok	
	0,8	1,0	1,2	1,5	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0			
	Presión de servicio, bar Nota: Para servicio de gases, seleccione un espesor de pared del tubo fuera de la zona sombreada. (Vea Servicio de gases en la página F-6.)																
3	670																3M0
6	310	420	540	710													6M0
8		310	390	520													8M0
10		240	300	400	510	580											10M0
12		200	250	330	410	470											12M0
14		160	200	270	340	380	430										14M0
15		150	190	250	310	360	400										15M0
16			170	230	290	330	370	400 ^①									16M0
18			150	200	260	290	320	370									18M0
20			140	180	230	260	290	330	380								20M0
22			140	160	200	230	260	300	340								22M0
25					180	200	230	260	290	320							25M0
28						180	200	230	260	280	330						28M0
30						170	180	210	240	260	310						30M0
32						160	170	200	220	240	290	330					32M0
38							140	160	190	200	240	270	310				38M0
50										150	180	210	240	270			50M0


Fuente: //www.swagelok.com/downloads/WebCatalogs/ES/MS-01-107.pdf

3.2.5 Selección de la válvula distribuidora.

La válvula distribuidora 4/3 manual para el circuito hidráulico para accionamiento de dos pistones secuenciales. Se observa en la figura 3.16.

Figura 3.16 Válvula distribuidora 4/3

DISTRIBUIDOR MANUAL STS 40 1.1



Características Técnicas

Caudal	40 l/mín.
Nº de Secciones	1 a 6
Presión Máxima de Trabajo	250 bar.
Presión Máxima en Retorno	80 bar.
Grado Filtración Recomendado	25 µ
Válvula Limitadora de Presión Ajustable	

Dimensiones

Ref.	A mm.	B mm.	C mm.	D mm.	L mm.
STS40/1	60	80	85	60	28
STS40/2	60	80	129	97	30
STS40/3	60	80	164	132	30
STS40/4	60	80	199	167	30
STS40/5	60	80	235	200	30
STS40/6	60	80	-	-	30

Fuente: <http://www.sts.es/archivos/PRODUCTOS/CATALOGO/DISTRIBUIDORES%20Y%20MANDOS.pdf>

3.2.6 Pérdidas de carga.

Velocidad en tubería de presión

$$Q = Ve * A \quad ec (3.3)$$

$$Q = \frac{Ve * \pi * d^2}{4}$$

$$Ve = \frac{4 * (8.48 * 10^{-5}) \frac{m^3}{s}}{\pi * (0.0064m)^2} = 2.64 \frac{m}{s}$$

Velocidad en tubería de retorno

$$Ve = \frac{4 * (6.37 * 10^{-5}) \frac{m^3}{s}}{\pi * (0.0064 m)^2} = 1.98 \frac{m}{s}$$

Reynolds en el aceite en la entrada desde el tanque hacia el cilindro

$$Re = \frac{Ve * d}{\nu} \quad ec (3.13)$$

$$Re_{entrada} = \frac{2.64 \frac{m}{s} * 0.0064 m}{6.876 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 246$$

Reynolds en el aceite en la salida desde el cilindro hacia el tanque

$$Re_{salida} = \frac{1.98 \frac{m}{s} * 0.0064 m}{6.876 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 184$$

Como $Re < 2000$ en ambos casos entonces $f = \frac{64}{Re}$ de donde

$$f_{entrada} = \frac{64}{246} = 0.26$$

$$f_{salida} = \frac{64}{184} = 0.348$$

Pérdidas de carga por metro de tubería

$$\Delta P_{entrada} = f * \frac{1}{D} * \delta * \frac{V^2}{2} \quad ec (3.11)$$

$$\Delta P_{entrada} = 0.26 * \frac{1}{0.0064m} * 869 \frac{kg}{m^3} * \frac{(2.64 \frac{m}{s})^2}{2}$$

$$\Delta P_{entrada} = 123024.33 \frac{Pa}{m} \left| \frac{1bar}{10^5 Pa} \right. = 1.23 bar * 2 m = 2.46 bar$$

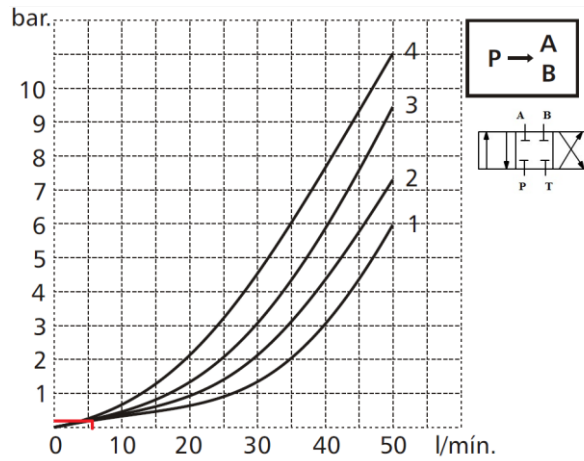
$$\Delta P_{salida} = 0.348 * \frac{1}{0.0064 m} * 869 \frac{kg}{m^3} * \frac{(1.98 \frac{m}{s})^2}{2}$$

$$\Delta P_{salida} = 92623.125 \frac{Pa}{m} \left| \frac{1bar}{10^5 Pa} \right. = 0.926 bar * 2m = 1.852 bar$$

Pérdidas de carga en la válvula distribuidora se observa en la figura 3.17

Pérdida de P → AB = 0.3 bar

Figura 3.17 Curva de pérdida de presión de válvula 4/3

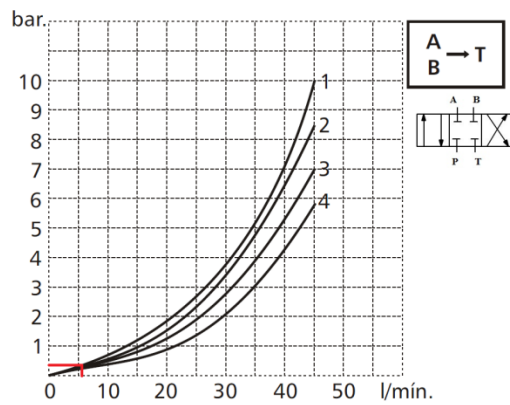


Fuente:<http://www.sts.es/archivos/PRODUCTOS/CATALOGO/DISTRIBUIDORES%20Y%20MANDOS.pdf>

Pérdida de AB → T = 0.4 bar

La figura 3.18 demuestra la curva de pérdida de presión de válvula 3/4

Figura 3.18 Curva de pérdida de presión de válvula 4/3



Fuente:<http://www.sts.es/archivos/PRODUCTOS/CATALOGO/DISTRIBUIDORES%20Y%20MANDOS.pdf>

3.2.7 Selección de la bomba.

Relación de áreas se observa en la tabla 3.14

Tabla 3.14 Relación de áreas del pistón principal

	Pistón grande
Área Circular	28.27 cm ²
Área Anular	21.21 cm ²

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

$$Pistón\ grande \quad \frac{28.27\ cm^2}{21.21\ cm^2} = 1.33$$

La tabla 3.15 muestra la presión total del sistema.

Tabla 3.15 Presión total del sistema

Presión necesaria para subir el peso		174 bar
Pérdida de carga en válvula en la vía hacia el cilindro (P→ A)		0.3 bar
Pérdida de carga en el conducto entre bomba y cilindro		2.46 bar
Pérdida de carga de la válvula reguladora de caudal		1 bar
Pérdida de carga por filtro	0.1 * 3	0.3 bar
Pérdida de carga en la válvula distribuidora en la vía hacia el tanque (B→ T)	0.4 bar	
Pérdida de carga en el conducto entre cilindro y tanque	1.852 bar	
Presión necesaria del lado del émbolo para vencer las pérdidas de carga en el retorno (relación de áreas en las caras del émbolo del cilindro1: 1.25)	$\frac{0.4 + 1.852}{1.33}$	1.69 bar
PRESIÓN TOTAL NECESARIA		179.75 bar

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

Cilindrada:

$$C = \frac{Q}{rpm}$$

$$C = \frac{5.09 \frac{l}{min}}{1500 rpm} \left| \frac{1000\ cm^3}{1\ l} \right. = 3.4 \frac{cm^3}{rev}$$

En la figura 3.19 se observa las características de la bomba de engranajes

Figura 3.19 Bomba de engranajes

TIPO TYPE	CILINDRADA DISPLACEMENT	CAUDAL a 1500 giros/min FLOW at 1500 rev/min	PRESIÓN MÁXIMA MAX PRESSURE			VELOCIDAD MÁXIMA MAX SPEED	DIMENSIONES DIMENSIONS	
			P ₁	P ₂	P ₃		L	M
	cm ³ /giro [cm ³ /rev]	litros /min [litres/min]	bar	bar	bar	giros/min [rpm]	mm	mm
GHP1-D-2	1,4	2,0	270	290	310	6000	40	79
GHP1-D-3	2,1	2,9	270	290	310	6000	41	81
GHP1-D-4	2,8	3,9	270	290	310	5000	42	83
GHP1-D-5	3,5	4,9	270	290	310	5000	43	85
GHP1-D-6	4,1	5,9	270	290	310	4000	44	87
GHP1-D-7	5,2	7,4	260	275	290	4000	45,5	90
GHP1-D-9	6,2	8,8	260	275	290	3800	47	93
GHP1-D-11	7,6	10,8	230	245	260	3200	49	97
GHP1-D-13	9,3	13,3	210	225	240	2600	51,5	102
GHP1-D-16	11,0	15,7	200	215	230	2200	54	107
GHP1-D-20	13,8	19,7	180	195	210	1800	58	115

Fuente: <http://www.italmatic.es/assets/catalogo-marzocchi-ghp-es-en.pdf>

3.2.8 Tanque.

La capacidad del tanque debe tener de 3 a 4 veces el caudal en un minuto de la bomba seleccionada.

$$V = 4 * Qt$$

$$V = 4 * 5.9 \frac{l}{min}$$

$$V = 23.6 \frac{l}{min} \left| \frac{10^{-3} m^3}{1 l} \right. = 0.0236 m^3$$

El tanque tendrá una geometría rectangular con un volumen de:

$$V = b * a * h$$

$$V = 0.3 m * 0.3 m * 0.32 m = 0.028 m^3$$

3.2.9 Selección de la válvula reguladora de caudal.

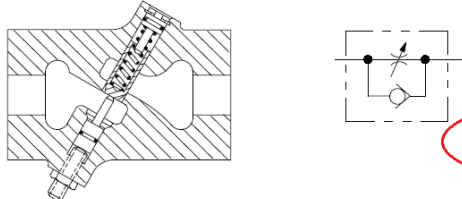
Para la selección de esta válvula se debe tener en cuenta el caudal de todo el sistema y la presión, para que cumpla con la demanda del sistema. En este caso se tiene que:

$$Q = 5.09 \frac{l}{min} \quad P = 179.75 bar.$$

En la figura 3.20 se observa las características de una reguladora de caudal

Figura 3. 20 Reguladora de caudal

EAT•N
Flow Controls, One Way Restrictor Type
FN-03; EFN-06 and EFN-10
Typical Section **Functional Symbol**
All models



Basic Characteristics
 Type Restrictor valve
 Mounting Thread or flange
 Maximum pressure Up to 210 bar (3000 psi)
 Maximum flow Up to 190 L/min (50 USgpm)
 Method of Adjustment Manual

Fuente: <http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/ProductsbyName/Vickers/>

3.2.10 Selección de la válvula limitadora de presión.

Para la selección de la válvula se considera un 5% más de la presión total necesaria del sistema, se tendría que:

$$P = P(\text{sistema}) + (0.05 * P(\text{sistema}))$$

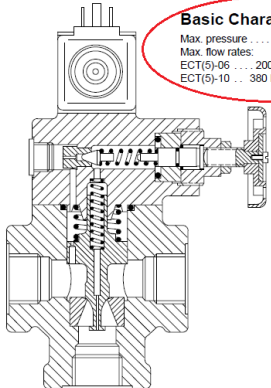
$$P = 179.75 \text{ bar} + (0.05 * 179.75 \text{ bar}) = 188.74 \text{ bar}$$

En la figura 3.21 se aprecia las características de una reguladora de caudal

Figura 3. 21 Limitadora de presión

EAT•N
Pressure Relief Valves for Pipe Mounting
 ECT-06/10, 10 Series; ECT5-06/10, 30 Series

Typical Section
ECT5-10 example



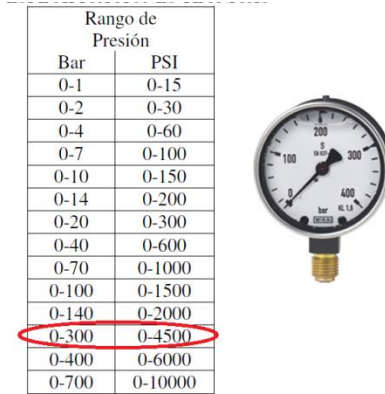
Basic Characteristics
 Max. pressure 250 bar (3625 psi)
 Max. flow rates:
 ECT(5)-06 200 L/min (757 US gpm)
 ECT(5)-10 380 L/min (1440 US gpm)

Fuente: <http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/ProductsbyName/Vickers/>

3.2.11 Manómetro.

Para la selección se toma en cuenta una presión de todo el sistema.y se determina mediante la figura 3.22.

Figura 3. 22 Manómetro de glicerina



Fuente: <http://www.sccovarrubias.cl/manos%20y%20val.pdf>

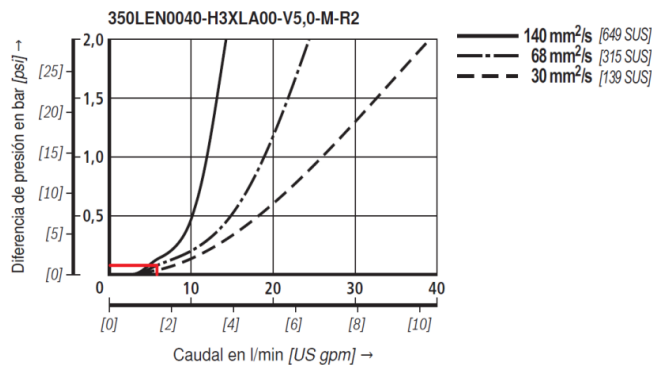
3.2.12 Filtro.

Para la selección del filtro tomar en cuenta el grado de filtración de la Tabla 3.6 y el caudal de la bomba. Como se observa en la figura 3.23.

Figura 3. 23 Catálogo de filtros hidráulicos

Filtro de tubería con bypass, unidad de filtrado 10 µm Presión 350 bar

Tipo	Caudal en l/min [US gpm] para $\Delta p = 1$ bar [14,5 psi] ⁽¹⁾	Nro. de material Filtro	Nro. de material Elemento de repuesto
350LEN0040-H10XLA00-V5,0-M-..	37 [9.77]	..R2 R928033536 ..U3 R928033728	R928006647
350LEN0063-H10XLA00-V5,0-M-..	70 [18.49]	..R4 R928033537 ..U4 R928033729	R928006701
350LEN0100-H10XLA00-V5,0-M-..	78 [20.61]	..R4 R928033538 ..U4 R928033730	R928006755
350LE0130-H10XLA00-V5,0-M-..	138 [36.46]	..R5 R928025653 ..U5 R928033731	R928022276



Fuente: <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=ES&Region=none>
&PageID=Start

3.3 Cálculo del pistón neumático para el colchón neumático.

La finalidad del pistón neumático dentro de la máquina, es de realizar un trabajo de expulsión de la pieza embutida, por esta razón, y de manera similar a la selección de cilindros hidráulicos, el pistón neumático se debe seleccionar de acuerdo a la presión de servicio y la fuerza que se requiere. Las presiones nominales dentro de la neumática oscila entre 6 a 10 bar, con fuerzas de hasta 32000 N aproximadamente.

“La fuerza de expulsión del punzón es aproximadamente 1.5% de la fuerza” (Tascón, pág. 45).

La fuerza máxima de embutición es de 7.4 toneladas, se tendría lo siguiente:

$$F_e = 0.015 * F \quad ec \quad (3.17)$$

$$F_e = 0.015 * 70607N = 1059 N$$

Dónde:

F_e = Fuerza de expulsión del pistón neumático

F = Fuerza total de la máquina para embutido.

“El rozamiento del pistón en un movimiento equivale a un valor comprendido entre 3% y el 10% de la fuerza calculada” (Creús Solé, 2011, pág. 22)

La fuerza necesaria para el pistón neumático considerando la pérdida de la fuerza de rozamiento del 10% de la fuerza de expulsión requerida es:

$$F_e = 1059N + (0.1 * 1059 N) = 1165 N \quad ec \quad (3.18)$$

La selección del pistón se realiza según el catálogo de cilindros neumáticos AIRTAC como se observa en la figura 3.24

Figura 3. 24 Catálogo de cilindros neumáticos doble efecto AIRTAC

Criteria for selection: Cylinder thrust				Unit: Newton(N)										
Bore size (mm)	Rod size (mm)	Acting type		Pressure area (mm ²)	Operating pressure(MPa)									
					0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
32	12	Double acting	Push side	804	80.4	160.8	241.2	321.6	402.0	482.4	562.8	643.2	723.6	
			Pull side	690	69.0	138.0	207.0	276.0	345.0	414.0	483.0	552.0	621.0	
40	16	Double acting	Push side	1256	125.6	251.2	376.8	502.4	628.0	753.6	879.2	1002.4	1130.4	
			Pull side	1055	105.5	211.0	316.5	422.0	527.5	633.0	738.5	844.0	949.5	
50	20	Double acting	Push side	1963	196.3	392.6	588.9	785.2	981.5	1177.8	1374.1	1570.4	1766.7	
			Pull side	1649	164.9	329.8	494.7	659.6	824.5	989.4	1154.3	1399.2	1484.1	
63	20	Double acting	Push side	3117	311.7	623.4	935.1	1246.8	1558.5	1870.2	2181.9	2493.6	2805.3	
			Pull side	2803	280.3	560.6	840.9	1121.2	1401.5	1681.8	1962.1	2242.4	2522.7	
80	25	Double acting	Push side	5026	502.6	1005.2	1507.8	2010.4	2513.0	3015.6	3518.2	4020.8	4523.4	
			Pull side	4536	453.6	907.2	1360.8	1814.4	2268.0	2721.6	3175.2	3628.8	4082.4	
100	25	Double acting	Push side	7853	785.3	1570.6	2355.9	3141.2	3926.5	4711.8	5497.1	6282.4	7067.7	
			Pull side	7362	736.2	1472.4	2208.6	2948.6	3681.0	4417.2	5153.4	5889.6	6625.8	
125	32	Double acting	Push side	12272	1227.2	2454.4	3681.6	4908.8	6136.0	7363.2	8590.4	9817.6	11044.8	
			Pull side	11468	1146.8	2293.6	3440.4	4587.2	5734.0	6880.8	8027.6	9174.4	10321.2	
160	40	Double acting	Push side	20106	2010.6	4021.2	6031.8	8042.4	10053.0	12063.6	14074.2	16084.8	18095.4	
			Pull side	18849	1884.9	3769.8	5654.7	7539.6	9424.5	11309.4	13194.3	15079.2	16964.1	
200	40	Double acting	Push side	31416	3141.6	6283.2	9424.8	12566.4	15708.0	18849.6	21991.2	25132.8	28274.4	
			Pull side	30157	3015.7	6031.4	9047.1	12062.8	15078.5	18094.2	21109.9	24125.6	27141.3	

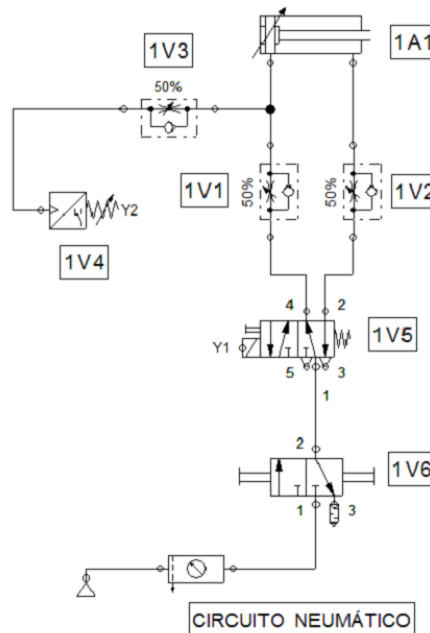
Fuente:(Airtac International Group, 2013)

3.4 Circuito neumático

El circuito neumático consta de tres elementos principales: válvulas, actuadores y tuberías, que funciona mediante el aire comprimido provisto de un compresor.

En la figura 3.25 se puede observar el circuito neumático de la prensa hidráulica.

Figura 3. 25 Circuito neumático



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

1A1 cilindro neumático doble efecto; 1V1, 1V2, 1V3 válvulas reguladoras de caudal; 1V4 presostato; 1V5 electroválvula 5/2; 1V6 válvula de corredera.

3.5 Selección del motor eléctrico.

El motor eléctrico tiene que ser de voltaje trifásico 220V, asíncrono o de inducción de baja revolución (1726 rpm), aplicable para el movimiento de bombas oleohidráulicas.

La determinación de la potencia del motor, necesita de la potencia hidráulica:

$$Pot_h = P * Q \quad ec(3.19)$$

Dónde:

Pot_h = Potencia hidráulica demandada.

P = Presión de trabajo.

Q = Caudal requerido.

$$Pot_h = \frac{(179.75 * 10^5) * (5.09 * 10^{-3})}{60} = 1525 W$$

De donde la potencia requerida es:

$$Pot = \frac{Pot_h}{\eta_{motor}} \quad ec(3.20)$$

$$Pot = \frac{1525 W}{0.83} = 1839.8 W \left| \frac{1 hp}{745.6 W} = 2.47 hp \right.$$

Es decir se necesita un motor eléctrico de potencia mínima de 2.47 hp

En la figura 3.26 se muestra un listado de motores y sus características técnicas para la selección.

Figura 3. 26 Catálogo de motores eléctricos trifásicos SIEMEMNS

Tipo	Tamaño Constructivo	Potencia		Eficiencia %	F.Servicio FS	Corriente (A)	
		HP	kW			220 VAC	440 VAC
VELOCIDAD 1.800 rpm (4 polos)							
1LA7070 - 4YA60	71	0.5	0.37	63.6	1.15	1.9	0.95
1LA7073 - 4YA60	71	0.75	0.56	64.0	1.15	2.9	1.45
1LA7080 - 4YA60	80	1.0	0.75	64.2	1.15	3.5	1.75
1LA7083 - 4YA60	80	1.5	1.12	65.9	1.15	5.0	2.5
1LA7096 - 4YB60	90	2.0	1.50	82.3	1.15	7.0	3.5
1LA7097 - 4YB60	90	3.0	2.20	83.0	1.15	9.6	4.8
1LA7112 - 4YB60	112	4.0	3.00	85.5	1.15	13.0	6.5
1LA7112 - 4YC60	112	5.0	3.73	85.3	1.15	15.8	7.9
1LA7115 - 4YB60	112	7.5	5.60	87.5	1.15	23.2	11.6
1LA7132 - 4YB70	132 S/M	10.0	7.5	88.3	1.15	28.8	14.4
1LA7135 - 4YB70	132 S/M	15.0	11.2	89.8	1.15	43.0	21.5
1LA7164 - 4YB70	160 M/L	20.0	14.9	90.9	1.15	56.8	28.4
1LA7167 - 4YB70	160 M/L	25.0	18.7	91.8	1.15	66.0	33.0
1LA5183 - 4YB80	180 M	30.0	22.4	91.8	1.05	78.0	39.0
1LA5187 - 4YB80	180 L	40.0	29.8	92.5	1.05	104.0	52.0
1LA5207 - 4YB80	200 L	50.0	37.3	92.5	1.15	126.0	63.0
1LA5220 - 4YB80	225 S	60.0	44.5	93.0	1.15	148.0	74.0
1LA5223 - 4YB80	225 M	75.0	56.0	93.3	1.15	188.0	94.0

Fuente: www.siemens.com/motors

El motor seleccionado según el catálogo mostrado es de 3HP.

CAPÍTULO IV

DISEÑO ESTRUCTURAL

4.1 Bastidor de la máquina.

El bastidor es la estructura de una máquina, es considerada como el almacén o esqueleto de la misma, la cual tiene la finalidad de soportar en su exterior e interior mecanismos esenciales para el funcionamiento sin transmitir ningún movimiento. El bastidor es capaz de recibir cargas estáticas o dinámicas y transmitir las a sus apoyos, donde se consigue el equilibrio estático de todo el sistema.

En el diseño del bastidor, se debe tomar en cuenta ciertos parámetros técnicos importantes como:

- Rigidez
- Resistencia
- Peso
- Aspecto y tamaño
- Costo de fabricación

“La rigidez de una estructura o bastidor es, con frecuencia, el factor determinante en el diseño, más que la resistencia. En esos casos, la resistencia del material, representada por su módulo de elasticidad, es el factor más importante”. (Mott, 2006, pág. 776)

Los componentes esenciales de un bastidor son las vigas, columnas, y placas.

4.1.1 Vigas.

Una viga es un elemento que soporta cargas transversales a su eje. Estas cargas producen momentos de flexión en la viga, las cuales a su vez causan el desarrollo de esfuerzos de flexión. Los esfuerzos de flexión son esfuerzos normales, estos son de tensión o de compresión. El esfuerzo cortante máximo en una sección transversal de una viga está en la parte más alejada del eje neutro de la sección. (Mott, 2006, pág. 105)

$$\sigma = \frac{M * c}{I} \quad ec (4.1)$$

Dónde:

σ = Esfuerzo de flexión

M = Momento de flexión

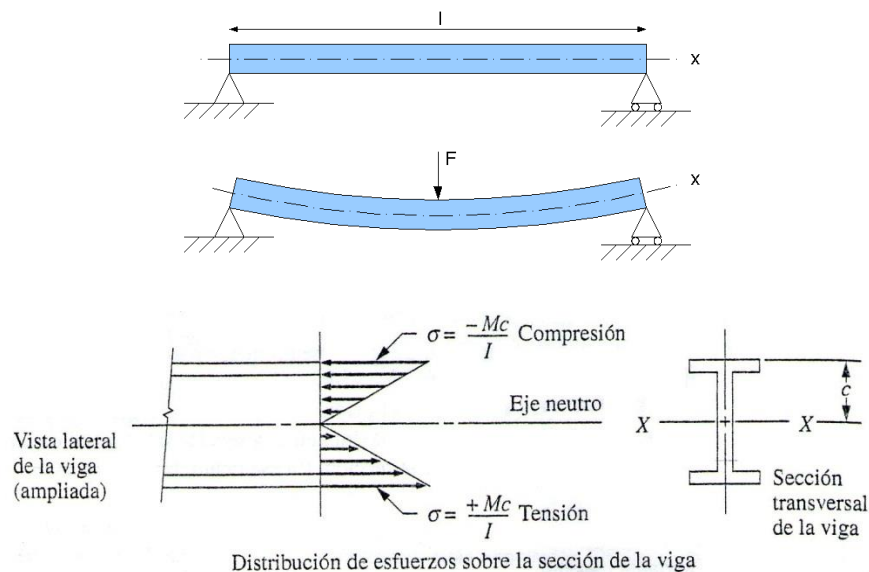
I = Inercia del área transversal

c = Distancia del eje neutro a la fibra más alejada de la sección transversal

En la figura 4.1 se muestra la flexión en una viga apoyada en sus extremos. “La magnitud del esfuerzo de flexión varía dentro del área transversal, desde el valor cero del eje neutro, hasta el esfuerzo de tensión máximo en un lado del eje neutro, y hasta el esfuerzo de compresión en el lado contrario.” (Mott, 2006)

La distribución de los esfuerzos producidos en el corte transversal, los esfuerzos a tensión producidos en la viga son positivos cuando la deformación queda cóncava hacia arriba, y negativos cuando deformación queda cóncava hacia abajo.

Figura 4.1 Flexión en una viga



Fuente: Robert Mott

Existen varias condiciones que forman parte para la deducción de la fórmula de esfuerzo a flexión, dentro de las más importantes se mencionan:

- La viga debe estar sometida a flexión pura y no deben presentar cargas axiales o torsión.

- La viga obedece a la ley de Hooke y tiene sección transversal constante.
- El módulo de elasticidad se aplica tanto en tensión y compresión de la sección.
- La viga no falla por pandeo.

Para facilidad del diseño es importante definir el término módulo de sección como:

$$S = \frac{I}{c} \quad ec \quad (4.2)$$

De donde la fórmula de esfuerzo a flexión se convierte en:

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad ec \quad (4.3)$$

“Ya que I y c son propiedades geométricas del área transversal de la viga, S también lo es. Entonces, en el diseño, se acostumbra a definir un esfuerzo de diseño σ_d , y se conoce el momento de flexión, se despeja S ”. (Mott, 2006, pág. 106)

$$S = \frac{M}{\sigma_d} \quad ec \quad (4.4)$$

El resultado del módulo de sección S calculado determina las dimensiones de la viga necesaria en el diseño.

4.1.1.1 Factor de diseño para vigas.

El esfuerzo admisible o de diseño se lo obtiene de la división del esfuerzo de límite de fluencia S_y , y el factor de seguridad N .

El termino factor de diseño N , es una medida de seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. En la mayor parte de los casos, la resistencia del material con que se fabricará el componente se divide entre el factor de diseño para determinar un esfuerzo de diseño que a veces se lo llama esfuerzo admisible o esfuerzo permisible. (Mott, 2006, pág. 185)

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad ec \quad (4.5)$$

Dentro de los materiales de construcción existen materiales dúctiles y frágiles, y para cada caso existen recomendaciones sobre el factor de diseño. Como se aprecia en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Factores de diseño recomendados

FACTORES DE DISEÑO RECOMENDADOS	
MATERIALES DÚCTILES	
N	Característica
1.25 a 2.0	El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
2.0 a 2.5	Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con confianza promedio en todos los datos de diseño
2.5 a 4.0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas diámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente
4.0 o más	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del materia, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores
MATERIALES FRÁGILES	
3.0 a 4.0	Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño
4.0 a 8.0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente

Fuente: Robert Mott

4.1.2. Deflexión en vigas.

Las cargas aplicadas en las vigas también producen deflexión o desplazamiento en dirección perpendicular al eje neutro, la viga se deforma ligeramente en el lugar más crítico a lo largo de la longitud. Pero al igual que se someten restricciones de diseño en los esfuerzos de flexión que está sometida la viga, también se recomienda estimar limitaciones a las deflexiones.

Las deflexiones de las vigas se limitan generalmente a ciertos valores máximos. Algunas de las buenas razones para limitar las deflexiones son las siguientes:

- Las deflexiones excesivas pueden dañar los materiales unidos o soportados por las vigas consideradas. Las grietas en los cielos rasos ocasionadas por grandes deflexiones en los largueros que los soportan, son un ejemplo.
- La apariencia de la estructura se ve afectada por deflexiones excesivas.
- Las deflexiones excesivas no inspiran confianza en las personas que utilizan una estructura, aunque exista una completa seguridad desde el punto de vista de la resistencia.
- Puede ser que diferentes vigas que soporten la misma carga, tengan las mismas deflexiones. (McCormac, 1999, pág. 220)

Existen varias normas aplicables al diseño a deflexión, indicando tablas con valores máximos de deflexión de acuerdo a la situación a la que esté sometida la viga. Los cuales se encuentran en la tabla 4.2.

Tabla 4. 2 Valores máximos de deflexiones recomendadas

Tipo de Elemento	Valores limite W_{activa}
Cubiertas (accesibles sólo para mantenimiento)	L/250
Cubiertas accesibles (con carácter general)	L/300
Vigas y forjados (en ausencia de elementos frágiles susceptibles de deterioro)	L/300
Vigas y forjados soportando tabiques ordinarios o solados rígidos con juntas	L/400
Vigas y forjados soportando elementos frágiles: tabiques, cerramientos o solados rígidos	L/500
Vigas soportando pilares	L/500
Vigas soportando muros de fábrica	L/1000

Fuente: Norma de estructuras de acero en edificación NBE-EA-95

4.1.3 Diseño de placa.

Para determinar el espesor mínimo en las placas de la prensa, se usará las ecuaciones de flexión de vigas a un acero A36 con esfuerzo de fluencia de 250 Mpa.

$$\sigma = \frac{M * c}{I} \quad ec (4.1)$$

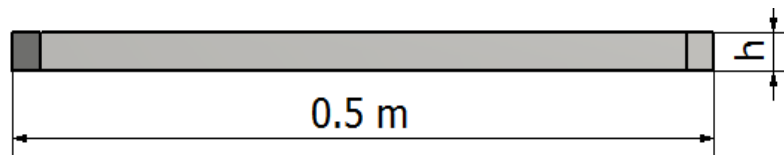
La inercia de una figura cuadrada y la distancia al eje neutro en referencia al espesor de la placa se define como:

$$I = \frac{b * h^3}{12} \quad ec (Anexo 4)$$

$$c = \frac{h}{2} \quad ec (Anexo 4)$$

En la figura 4.2 se observa el perfil de la placa.

Figura 4. 2 Perfil de la placa



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

El momento máximo para una viga empotrada se define como:

$$M = \frac{P * l}{8} \quad ec (Anexo 5)$$

Remplazando las ecuaciones de los apéndices A y B en ecuación 4.1, se tiene:

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

$$\frac{3 P * l}{4 * b * h^2} = \frac{S_y}{N} \quad b = l$$

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

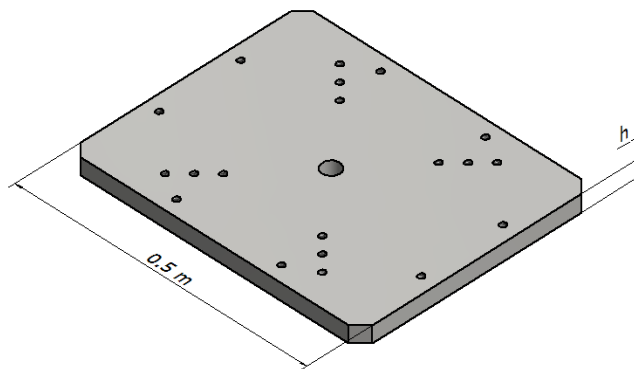
$$h = \sqrt{\frac{3 * 72560 \text{ N} * 2}{4 * 250 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}} = 0.02086 \text{ m}$$

$$h = 20.86 \text{ mm} \cong \frac{7}{8} \text{ plg}$$

El espesor mínimo de las placas es de 20.26 mm, se aproxima a plancha de acero de 7/8 plg.

En la figura 4.3 se observa la placa de la mesa.

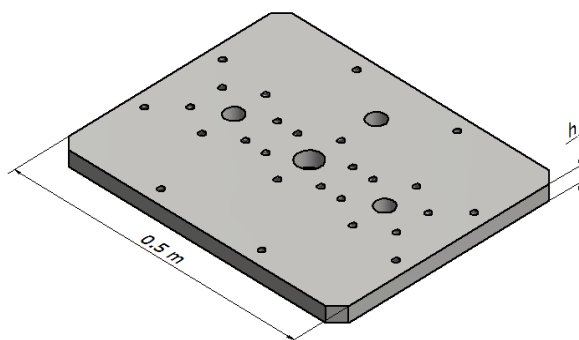
Figura 4. 3 Placa mesa



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

Para la placa superior de los pistones se estima un espesor igual a la de la mesa debido a que tienen las mismas dimensiones. Como se aprecia en la figura 4.4.

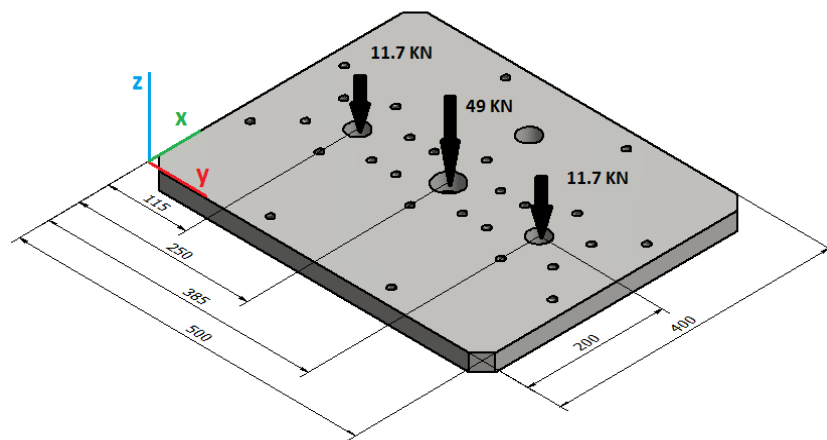
Figura 4. 4 Placa Superior



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

La figura 4.5 determina las cargas en la placa superior. La placa se encuentra sometida a tres fuerzas ejercidas por los pistones tanto del pistón de embutido, como los pistones del prensa chapas, la mayor carga sometida en la placa se efectuará cuando se encuentre en la presión máxima de los pistones, pero para facilidad del cálculo es necesario determinar una fuerza resultante y la ubicación, entonces se tiene:

Figura 4.5 Cargas en la placa superior



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

Se tiene:

$$\sum F_z = FR$$

$$-11760N * 2 - 49000N = FR$$

$$FR = 72.52 KN$$

$$\sum M_x = FR_x$$

$$11760N * 0.125m + 49000N * 0.25m + 11760N * 0.375m = 72520N * y$$

$$y = 0.25m$$

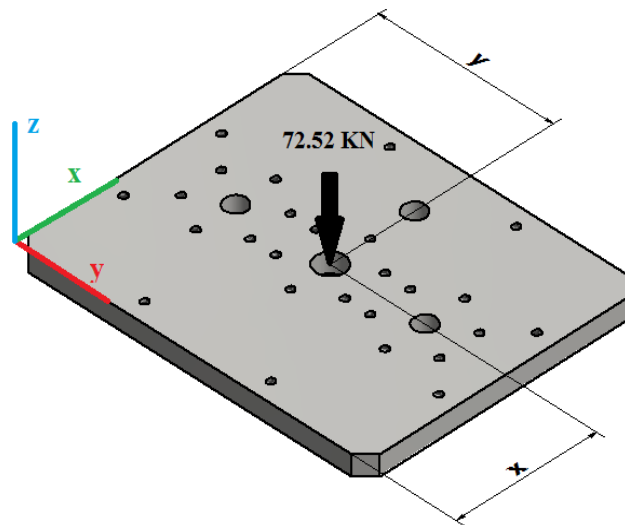
$$\sum M_y = FR_y$$

$$-11760N * 0.2m - 11760N * 0.2m - 49000N * 0.2m = 72520 * x$$

$$x = 0.2m$$

La carga resultante es de 72.52 KN y se ubica en las coordenadas calculadas como se muestra en la figura 4.6

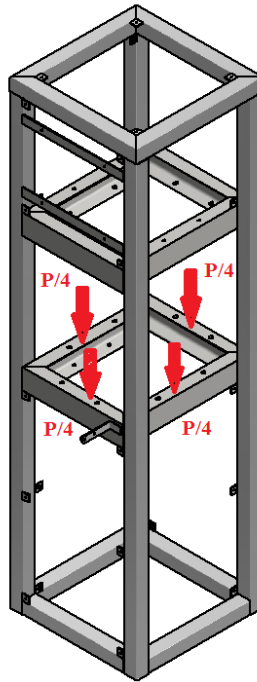
Figura 4.6 Fuerza resultante en placa superior



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

En la figura 4.7. Las placas soportan una fuerza resultante P de 72570 N, dichas placas irán alojadas sobre cuatro vigas, las cuales están sometidas a cargas distribuidas por efecto de las placas, pero las cargas sobre las vigas se analizarán de forma puntual para considerar el caso más crítico sobre la viga.

Figura 4.7 Cargas sobre las vigas



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

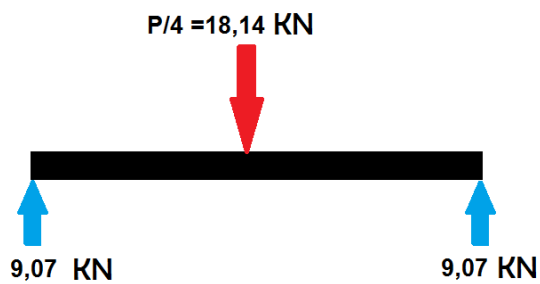
4.1. 4 Diseño de viga.

Cálculo por el método de flexión

Para el diseño de las vigas se toma las cargas efectuadas por las reacciones de las placas, en la figura 4.7 se puede observar cómo actúan las cargas sobre las vigas. El material es un perfil UPN A36 con un esfuerzo de fluencia de 250 MPa.

En la figura 4.8 se observa la fuerza y las reacciones que actúan en la viga

Figura 4.8 Fuerza y reacciones de la viga



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

$$R = \frac{P/4}{2}$$

$$R = \frac{18142.5N}{8} = 2267.81N$$

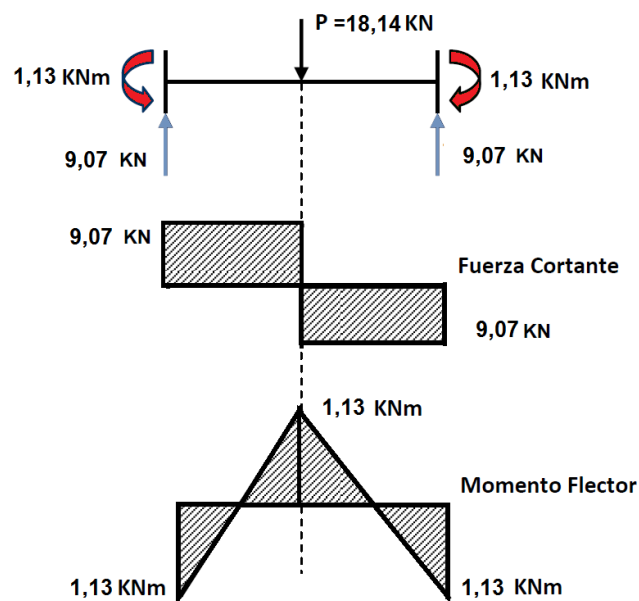
$$M_{\text{máx}} = \frac{PL}{8} \quad \text{ec (Anexo 5)}$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{18142.5N * 0.5m}{8}$$

$$M_{\text{máx}} = 1133.9Nm$$

La figura 4.9 se muestra los diagramas

Figura 4. 9 Diagramas de: reacciones, fuerza cortante y momento flector



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad ec (4.5)$$

$$\sigma_d = \frac{250 * 10^6 N}{2 \text{ m}^2} = 125 * 10^6 \frac{N}{\text{m}^2}$$

$$S_x = \frac{M_{max}}{\sigma_d} \quad ec (4.4)$$

$$S_x = \frac{1133.9 Nm^3}{125 * 10^6 N}$$

$$S_x = 9.07 * 10^{-6} m^3 \left| \frac{(100cm)^3}{m^3} \right. = 9.07 \text{ cm}^3$$

En la figura 4.10 se observa los tipos de perfiles UPN

Figura 4. 10 Perfiles UPN

DENOMINACION	DIMENSIONES						TIPOS					
	h mm	s mm	g mm	t mm	R mm	R1 cm4	SECCION cm2	PESOS kg/mt	Ix cm4	Iy cm4	Wx cm3	Wy cm3
UPN 50	50	38	5.00	7.00	7.00	3.50	7.12	5.59	26.40	9.12	10.60	3.75
UPN 65	65	42	5.50	7.50	7.50	4.00	9.03	7.09	57.50	14.10	17.70	5.07
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49

Fuente: Catálogo DIPAC

$$S_x = 10.60 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{real} = \frac{M_{max}}{S_x} \quad ec(4.3)$$

$$\sigma_{real} = \frac{1133.9 Nm}{1.06 * 10^{-5} m^3} = 125 * 10^6 Pa$$

$$\sigma_{real} \leq \sigma_d \text{ (CUMPLE)}$$

$$106.97 * 10^6 Pa \leq 125 * 10^6 Pa$$

Cálculo por el método de deflexión

$$I = 26.40 \text{ cm}^4 = 2.64 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$E = 200 \text{ GPa}$$

$$\Delta_{m\acute{a}x} = \frac{PL^3}{192EI} \quad \text{ec (Anexo 5)}$$

$$\Delta_{m\acute{a}x} = \frac{18142.5 \text{ N} * (0.5 \text{ m})^3 \text{ m}^2}{192(200 * 10^9 \text{ N})(2.64 * 10^{-7} \text{ m}^4)}$$

$$\Delta_{m\acute{a}x} = 2.23 * 10^{-4} \text{ m} \approx 0.22 \text{ mm}$$

$$[\Delta] = \frac{L}{500}$$

$$[\Delta] = \frac{500 \text{ mm}}{500}$$

$$[\Delta] = 1 \text{ mm}$$

$$\Delta_{m\acute{a}x} \leq [\Delta]$$

$$0.22 \text{ mm} \leq 1 \text{ mm} \quad \text{SI CUMPLE}$$

4.2 Columna.

Las columnas se consideran cómo la parte más importante dentro de una estructura, debido a que soporta y equilibra el peso de toda la máquina de tal manera que permite el correcto funcionamiento en conjunto.

Una columna estructural que soporta una carga axial de compresión, y que tiende a fallar por inestabilidad elástica o pandeo, más que por aplastamiento del material. La inestabilidad elástica es la condición de falla donde la forma de una columna no tiene la rigidez necesaria para mantenerla erguida bajo la carga. Entonces si no se reduce la carga la columna colapsará. (Mott, 2006, pág. 230)

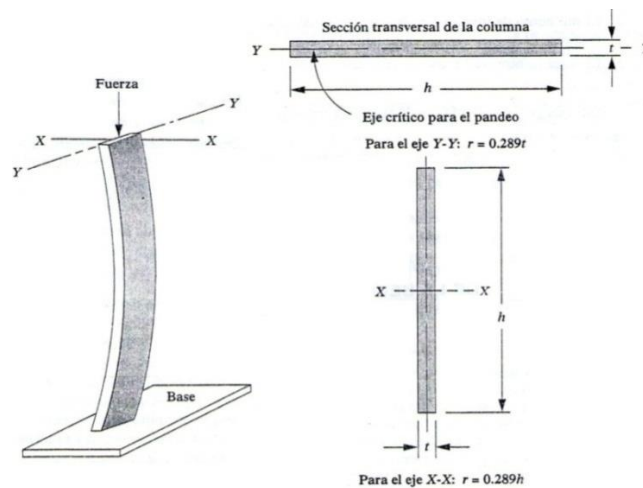
La tendencia de una columna a pandearse depende de la sección transversal, la longitud y de la forma de fijación en sus extremos. Dentro de la sección transversal se destacan:

- El área de la sección A .
- La inercia I con respecto al eje para que la inercia sea menor.
- El radio de giro menor r , de donde se tiene:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{ec (4.6)}$$

En la figura 4.11 se visualiza el pandeo que existe en una viga sometida a una fuerza

Figura 4. 11 Pandeo de una columna



Fuente: Robert Mott

La columna tiene mayor facilidad de pandeo respecto al eje que menor radio de giro e inercia posee.

“La longitud efectiva de una columna se definió como la distancia entre dos puntos nulo de una columna, o sea, la distancia entre sus puntos de inflexión”. (McCormac, 1999, pág. 116)

$$L_e = K * L \quad \text{ec (4.7)}$$

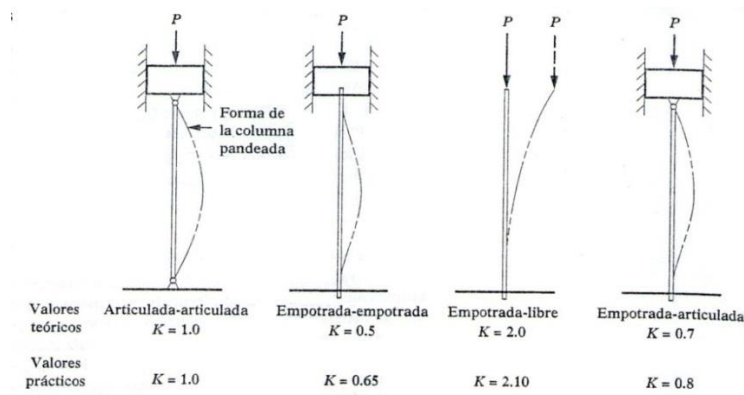
L_e = Longitud efectiva.

L = Longitud real de la columna.

K = Constante de fijación de los extremos.

La figura 4.12 determina los coeficientes de pandeo

Figura 4.12 Coeficientes de pandeo



Fuente: Robert Mott

La relación de esbeltez λ se considera como la relación de la longitud efectiva y el radio de giro.

$$\lambda = \frac{K * L}{r} \quad ec (4.8)$$

Dentro del diseño de una columna, es importante definir si ese elemento se lo considera columna larga o columna corta. Si la columna es larga se utiliza el método de Euler, y si la columna es corta se utiliza el método de Johnson. Es por esta razón que es importante hacer una comparación entre la relación de esbeltez y la relación de esbeltez de transición o constante de columna, de donde se tiene:

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{Sy}} \quad ec (4.9)$$

Cc = Constante de columna.

E = Módulo de elasticidad.

Sy = Resistencia de fluencia del material.

4.2.1 Factor de diseño de columnas.

El análisis del diseño de las columnas mediante el uso de factor de seguridad, garantiza que una columna sea segura, evitando que la carga sea menor a la denominada carga crítica de pandeo.

En vez de aplicar el factor de diseño a la resistencia de fluencia o la resistencia última del material, se aplicará a la carga crítica. Para las aplicaciones típicas en el diseño de máquinas, se empleará un factor de diseño de 3. Para columnas con cargas estacionarias con cargas y extremos empotrados bien conocidos se podrá emplear un factor menor, tal como 2. (Mott, 2006, pág. 238)

$$F_c = F_p * N_{ec} \quad (4.10)$$

F_c = Carga crítica de pandeo

F_p = Carga admisible o de diseño

N = Factor de seguridad

Para el cálculo de la sección necesaria en las columnas de la máquina se usará el método de Euler, la cual menciona lo siguiente:

$$F_c = \frac{\pi^2 E A}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \quad ec \quad (4.11)$$

Remplazando el radio de giro se tiene:

$$F_c = \frac{\pi^2 E I}{(KL)^2} \quad ec \quad (4.12)$$

Para fines de cálculo y selección de una sección de un material para una columna, la ecuación de Euler queda en función de la inercia y se remplaza la fuerza crítica, se tiene:

$$I = \frac{N F_p (KL)^2}{\pi^2 E} \quad ec \quad (4.13)$$

4.2.2 Diseño de columna.

Para la columna se usa perfil cuadrado estructural A36 con un esfuerzo de fluencia de 250 MPa y factor de pandeo que se muestra en la figura 4.12

$$K=2 \quad \text{factor de pandeo}$$

$$KL=2 * 1300 \text{ mm} = 2600 \text{ mm}$$

$$F_c = N * F_p$$

$$F_c = 2 * 9071.25 = 18142.5 \text{ N}$$

$$\lambda = \frac{KL}{r} \quad \text{ec (4.8)}$$

$$\lambda = \frac{2600 \text{ mm}}{19.4 \text{ mm}} = 134.02$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad \text{ec(4.9)}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(200 * 10^9)}{250 * 10^6}} = 125.66$$

$$\lambda < C_c \quad \text{Corta}$$

$$\lambda > C_c \quad \text{Larga}$$

$$134.02 > 125.66 \quad \text{LARGA}$$

$$I = \frac{(KL)^2 N F_p}{\pi^2 E} \quad \text{ec (4.11)}$$

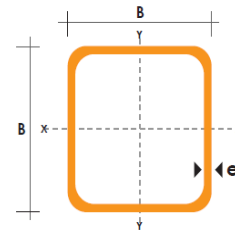
$$I = \frac{(2.6)^2 2(18142.5)}{\pi^2 (200 * 10^9)} = 1.243 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I = 1.243 * 10^{-7} \left| \frac{(100 \text{ cm})^4}{(1 \text{ m})^4} \right| = 12.42 \text{ cm}^4$$

Se observa en la figura 4.13 los tipos de perfiles cuadrados estructurales

Figura 4.13 Perfiles cuadrados estructurales

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	i
mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92



Fuente: Catálogo DIPAC

$$I = 14.13 \text{ cm}^4 \quad \text{calculado}$$

$$F_{c_{max}} = \frac{I \pi^2 E}{(KL)^2} \quad \text{ec (4.12)}$$

$$F_{c_{max}} = \frac{(1.413 * 10^{-7}) \pi^2 (200 * 10^9)}{(2 * 1.3)^2} = 41.25 \text{ KN}$$

$$F_{c_{real}} < F_{c_{max}}$$

$$18.14 \text{ KN} < 41.25 \text{ KN} \quad \text{cumple}$$

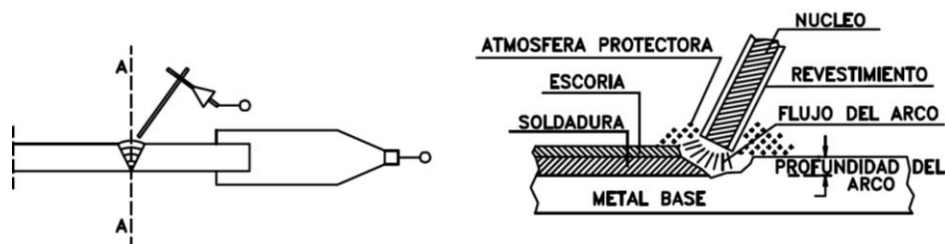
4.3 Soldaduras.

La unión de partes en una máquina por medio de soldadura se considera un proceso rápido y económico con respecto a otros procesos como el roblonado o empernado, debido a que los elementos unidos permanecen fijos sin opción a desmontarlos, como se logra mediante uniones con pernos.

Dentro de los procesos de soldadura, existen varios tipos, pero por facilidad de estudio en el presente proyecto se utilizará el proceso de soldadura eléctrica.

La soldadura eléctrica utiliza una fuente de calor termoeléctrica, este calor de fusión se obtiene mediante el arco voltaico entre la pieza y el material de aportación llamado también electrodo. Como se observa en la figura 4.14. El arco eléctrico es una descarga eléctrica entre los dos polos de diferente potencia dentro del circuito, como consecuencia la carga eléctrica calienta las puntas de contacto provocando dicha fusión de material.

Figura 4. 14 Proceso de soldadura por arco eléctrico

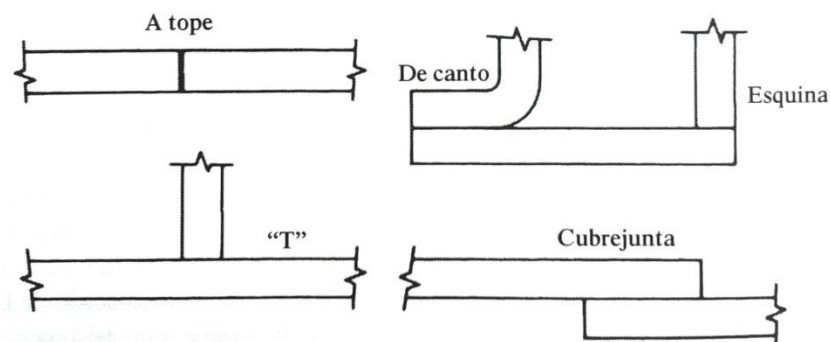


Fuente: Uniones soldadas

4.3.1 Tipos de juntas.

Existen varios tipos de juntas y van de acuerdo a la necesidad que presente la unión de los diferentes elementos a unir, como se aprecia en la figura 4.15.

Figura 4. 15 Tipos de juntas soldadas



Fuente: Robert Mott

En el diseño de uniones soldadas es necesario considerar la forma de aplicar la carga sobre la junta, los materiales en la soldadura y en los elementos que van a unir, y la geometría de la junta misma. La carga puede estar distribuida sobre la soldadura, de

tal forma que todas sus partes tengan el mismo esfuerzo, o bien se puede aplicar excéntricamente.

En la tabla 4.3. Los materiales del electrodo o el cordón y los elementos sometidos a soldadura determinan los esfuerzos admisibles para el diseño.

Tabla 4.3 Esfuerzos cortantes admisibles

A. Acero		
Tipo de electrodo	Metales típicos que se unen (grado ASTM)	Esfuerzo cortante admisible
E60	A36, A500	18 ksi (124 MPa)
E70	A242, A441	21 ksi (145 MPa)
E80	A572, Grado 65	24 ksi (165 MPa)
E90		27 ksi (186 MPa)
E100		30 ksi (207 MPa)
E110		33 ksi (228 MPa)

Fuente: Robert Mott

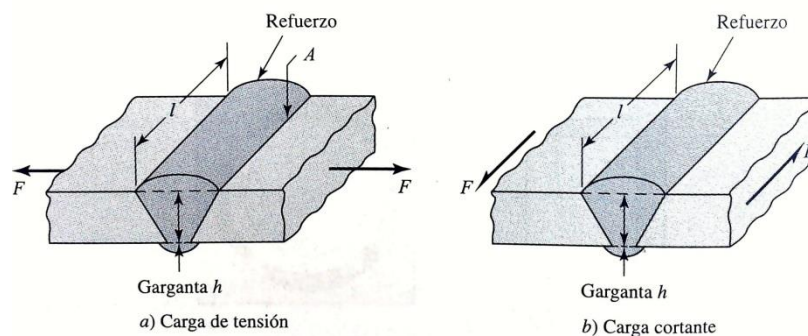
4.3.2 Cordón de soldadura.

El cordón de soldadura está determinado por la longitud del cordón l , y la garganta de la soldadura h .

El tamaño de la soldadura y su geometría radican en triángulos rectángulos de catetos iguales, la dimensión del cateto del cordón es el tamaño de la soldadura, como se visualiza en la figura 4.16.

$$h = 0.707 * t \quad ec (4.14)$$

Figura 4.16 Soldadura de cordón



Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley

Existen tablas de tamaños mínimos de cordón recomendados para diferentes espesores de placas, como en la tabla 4.4.

Tabla 4. 4 Tamaños mínimos de cordón

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

Fuente: Robert Mott

La soldadura puede estar sometida a:

- Tensión o compresión directa
- Cortante vertical directo
- Flexión
- Torsión

La soldadura sometida a flexión, como por ejemplo una viga en voladizo con una carga excéntrica a cierta distancia, experimenta un esfuerzo cortante primario, como resultado una reacción cortante V y un momento de reacción M , de donde se tiene:

$$\tau' = \frac{v}{A} \quad ec (4.15)$$

τ' = Esfuerzo cortante primario

v = Fuerza cortante

A = Área total de la garganta de la soldadura tabulada en tablas de soldaduras según su geometría.

El momento genera una componente de esfuerzo cortante horizontal en la soldadura, lo cual es importante también analizar un segundo momento de área I .

$$I = 0.707 * h * I_u \quad ec (4. 16)$$

Dónde:

h = garganta

I_u = momento de inercia unitaria tabulada en tablas de geometría de soldadura.

También se presenta en la soldadura un segundo esfuerzo cortante nominal en la garganta, de donde se tiene:

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} ec \quad (4.17)$$

Dónde:

M = Momento ejercido por la fuerza a cierta distancia

I = Segundo momento de inercia.

c = Distancia del eje neutro al extremo de la soldadura y se encuentra tabulado en tablas según la geometría de la soldadura.

Finalmente se combinan los dos esfuerzos cortantes primario y secundario para obtener el esfuerzo en la soldadura, y se tiene:

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2} \quad ec \quad (4.18)$$

4.3.3 Cálculo de soldaduras en las vigas.

$$h = 0.707 * t \quad ec \quad (4.14)$$

$$t = 6 \text{ mm}$$

$$h = 0.707 * 6 \text{ mm}$$

$$h = 4.24 \text{ mm} = 4.24 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$\tau' = \frac{v}{A} ec \quad (4.15)$$

$$\tau' = \frac{18142.5 \text{ N}}{0.707 * h(2b + d)}$$

$$\tau' = \frac{18142.5 \text{ N}}{0.707 * (4.24 * 10^{-3} \text{ m})(2 * (0.045 \text{ m}) + 0.08 \text{ m})}$$

$$\tau' = 35601 \text{ KPa}$$

$$c = \frac{d}{2}$$

$$c = \frac{0.08 \text{ m}}{2} = 0.04 \text{ m}$$

$$I_u = \frac{d^2}{12} (6b + d) \quad (\text{Anexo 6})$$

$$I_u = \frac{(0.08 \text{ m})^2}{12} (6(0.045 \text{ m}) + 0.08 \text{ m})$$

$$I_u = 1.87 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$I = 0.707 * h * I_u \text{ ec (4.16)}$$

$$I = 0.707 * (4.24 * 10^{-3} \text{ m}) * (1.87 * 10^{-4} \text{ m}^3)$$

$$I = 5.59 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} \text{ ec (4.17)}$$

$$\tau'' = \frac{1133.9 \text{ Nm} * 0.04 \text{ m}}{5.59 * 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\tau'' = 81137.75 \text{ KPa}$$

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2}$$

$$\tau = \sqrt{(31601 \text{ KPa})^2 + (81137.75 \text{ KPa})^2}$$

$$\tau = 87.07 \text{ MPa}$$

$$\tau_{perm} = 0.3 * 482 \text{ MPa}$$

$$\tau_{perm} = 124 \text{ MPa} \text{ Según tabla}$$

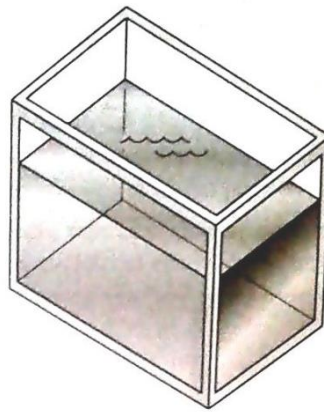
$$\tau \leq \tau_{perm}$$

$$87.07 \text{ MPa} \leq 124 \text{ MPa}$$

4.4 Diseño del tanque hidráulico.

Dentro de la industria existe variedad de tanques de almacenamiento, y la utilidad depende de algunos factores como por ejemplo: la sustancia a almacenar, la formas del recipiente, los materiales de construcción, si están sometidos a presión o simplemente tanques abiertos sometidos a la presión atmosférica. Como se observa en la figura 4.17.

Figura 4.17 Recipiente para un fluido

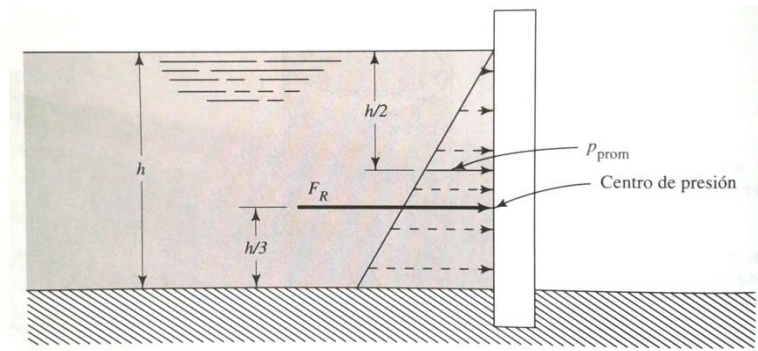


Fuente: Mecánica de fluidos de Robert Mott

En el caso de tanque de almacenamiento hidráulico, se trata de un recipiente rectangular sometido a presión atmosférica, es decir dispone de un desfogue de aire para evitar variaciones de presión si aumenta o disminuye la cantidad de líquido del recipiente.

El fluido tiende a efectuar presión en todas las paredes del recipiente, tratando de girarlas o romperlas, pero dicha presión varía desde cero en la superficie del líquido, hasta la máxima presión el fondo del recipiente, es decir a mayor profundidad mayor presión.

Figura 4.18 Presión sobre la pared de un recipiente



Fuente: Mecánica de fluidos de Robert Mott

La figura 4.18 muestra cómo se distribuye la presión del líquido sobre la pared y la distancia a la que encuentra la fuerza resultante, por tanto:

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{ec (4.19)}$$

$$P = \delta * g * h \quad \text{ec (4.20)}$$

Entonces

$$F = \delta * g * h * A \quad \text{ec (4.21)}$$

Donde

P = Presión

δ = Densidad del líquido

g = Gravedad

h = Altura de pared cubierta por el líquido

A = Área de la pared

Cálculo del espesor del fondo

El material para el recipiente es acero A36 y el volumen de aceite necesario para el sistema es de $0.0236m^3$ calculado en el capítulo anterior, de donde:

$$v = l * b * h$$

$$h = \frac{v}{l * b}$$

$$h = \frac{0.0236m^3}{0.3m * 0.4m}$$

$$h = 0.2m$$

$$A = l * b$$

$$A = 0.3m * 0.4m$$

$$A = 0.12 m^2$$

$$F = \delta * g * h * A \quad \text{ec (4.21)}$$

$$F = 869 \frac{kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{s^2} * 0.2m * 0.12m^2$$

$$F = 204.39N$$

La mayor presión va a generar en el fondo del tanque por lo que es más crítico calcular el fondo.

$$\sigma = \frac{M * c}{I} \quad \text{ec (4.1)}$$

$$I = \frac{b * h^3}{12} \quad \text{ec (Anexo 1)}$$

$$M = \frac{P * l}{8} \quad \text{ec (Anexo 2)}$$

Remplazando las ecuaciones anteriores se tiene:

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

$$\frac{3P * l}{4 * b * h^2} = \frac{S_y}{N} \quad b = l$$

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

$$h = \sqrt{\frac{3 * 204.39 \text{ N} * 2}{4 * 250 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}} = 0.0011 \text{ m}$$

$$h = 1.1 \text{ mm} \cong \frac{1}{8} \text{ plg}$$

El espesor mínimo de las placas es de 1.1 mm, se aproxima a plancha de acero de 3.175mm equivalente a 1/8 plg,

Cálculo de reacciones

$$F = \delta * g * h * A \quad \text{ec (4.21)}$$

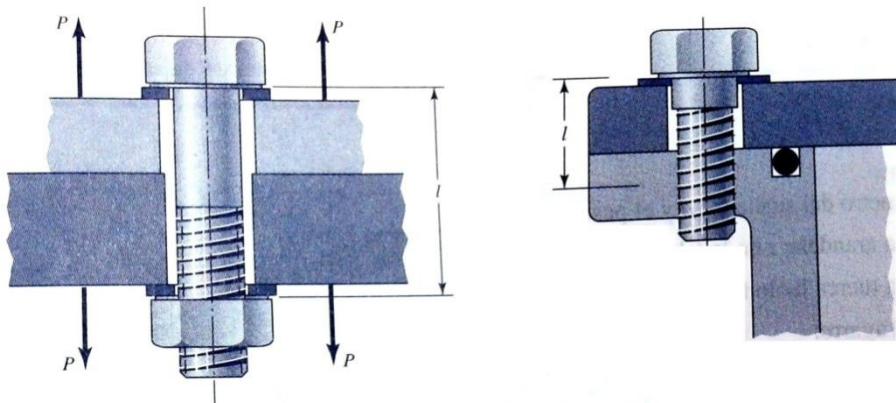
$$F = 869 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0.2\text{m} * 0.12\text{m}^2$$

$$F = 204.39\text{N}$$

4.5 Cálculos de pernos para sujeción de las placas.

Los pernos seleccionados para la sujeción de las placas fijas son M12 de grado de dureza 8.8. Como la fuerza actúa perpendicular a las placas, los pernos están sometidos a cargas axiales de tensión, y pueden presentar la sujeción por medio de una tuerca con perforaciones deslizantes en las placas, o sin tuerca hexagonal unidas por una de las placas roscadas como se muestra en la figura 4.19.

Figura 4. 19 Perno cargado axialmente



Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley

Para el proyecto se usará la forma de unión sin tuerca hexagonal, de donde el esfuerzo a tensión en los pernos de sujeción se encuentra con la ecuación 4.22:

$$\sigma_b = \frac{Fb}{At} = \frac{C * P + Fi}{At} = C \frac{P}{At} + \sigma_i \quad ec (4.22)$$

La carga se encuentra repartida en N números de pernos

$$P = \frac{P_{total}}{N} \quad ec (4.23)$$

Y el factor de seguridad de carga es:

$$FS = \frac{Sp * At - Fi}{C * P} \quad ec (4.24)$$

De donde:

σ_b = Esfuerzo a tensión

σ_i = Esfuerzo a precarga

Fb = Fuerza resultante en el perno

Fi = Precarga

At = Área de esfuerzo a tensión (tablas)

Sp = Resistencia de prueba del perno (tablas)

P = Carga externa a tensión

C = Coeficiente de rigidez

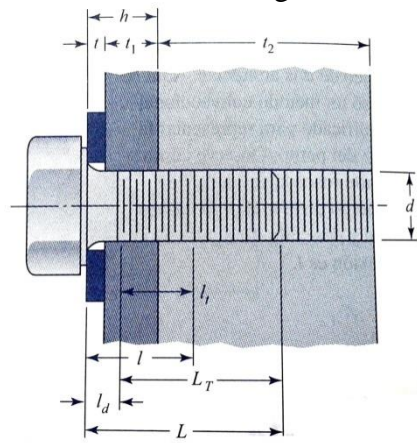
P_{total} = Carga total en la unión

C = Coeficiente de rigidez

N = Número de pernos donde se reparten la carga total

Sin embargo para determinar el esfuerzo, el factor de seguridad de carga y el número de pernos es necesario aplicar otras ecuaciones que se las enuncian a continuación en base a la figura 4.20.

Figura 4. 170 Perno cargado axialmente



Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley

Para determinar la longitud del perno se considera la ecuación 4.25:

$$L > h + 1.5d \quad \text{ec (4.25)}$$

Dónde:

L = Longitud del perno.

h = Longitud de agarre de placas sin roscado.

d = Diámetro del perno seleccionado.

Según la necesidad del proyecto la longitud del perno necesaria para la unión de las placas es de 35 mm entonces:

$$L > h + 1.5d$$

$$35 \text{ mm} > 6 \text{ mm} + 1.5 (12 \text{ mm})$$

$$35 \text{ mm} > 24$$

La longitud roscada del perno será:

$$LT = 2d + 6 \quad \text{si } L \leq 125 \text{ mm y } d \leq 48 \text{ mm} \quad \text{ec (4.26)}$$

Dónde:

LT = Longitud roscada

d = Diámetro del perno

Remplazando los datos en la ecuación (4.26) se tiene:

$$LT = 2(12 \text{ mm}) + 6$$

$$LT = 30 \text{ mm} = 0.03 \text{ m}$$

La longitud no roscada será:

$$ld = L - LT \quad \text{ec (4.27)}$$

Remplazando los datos en la ecuación (4.27) se tiene:

$$ld = 35 \text{ mm} - 30 \text{ mm}$$

$$ld = 5 \text{ mm} = 0.005 \text{ m}$$

La longitud roscada en el agarre es:

$$lt = l - ld \quad \text{ec (4.28)}$$

$$lt = 12 \text{ mm} - 5 \text{ mm}$$

$$lt = 7 \text{ mm} = 0.007 \text{ m}$$

El área del perno será:

$$Ad = \pi * \frac{d^2}{4} \quad \text{ec (4.29)}$$

$$Ad = \pi * \frac{(12 \text{ mm})^2}{4}$$

$$Ad = 113.1 \text{ mm}^2 = 1.131 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Y el área de esfuerzo por tensión se encuentra tabulada de acuerdo al diámetro del perno.

$$At = 84.3 \text{ mm}^2 \quad (\text{Anexo 7})$$

La rigidez efectiva del perno se manifiesta como:

$$Kb = \frac{Ad * At * E}{Ad * lt + At * ld} \quad \text{ec (4.30)}$$

$$Kb = \frac{(1.131 * 10^{-4} \text{ m}^2)(8.43 * 10^{-5} \text{ m}^2)(207 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})}{(1.131 * 10^{-4} \text{ m}^2) * 0.007 \text{ m} + (8.43 * 10^{-5} \text{ m}^2) * 0.005 \text{ m}}$$

$$Kb = 1474.49 \frac{\text{MN}}{\text{m}}$$

La rigidez de los elementos o razón de resorte es:

$$Km = \frac{0.5774 \pi * E * d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 * l + 0.5 * d}{0.5774 * l + 2.5 * d} \right)} \quad \text{ec (4.31)}$$

$$Km = \frac{0.5774 \pi \left(207 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) 0.012 \text{ m}}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 (0.012 \text{ m}) + 0.5 (0.012 \text{ m})}{0.5774 (0.012 \text{ m}) + 2.5 (0.012 \text{ m})} \right)}$$

$$Km = 4023.78 \frac{\text{MN}}{\text{m}}$$

La constante de rigidez se calcula con los valores de rigidez efectiva y la rigidez de los elementos, así se tiene:

$$C = \frac{Kb}{Kb + Km} \quad \text{ec (4.32)}$$

$$C = \frac{1474.49 \frac{\text{MN}}{\text{m}}}{1474.49 \frac{\text{MN}}{\text{m}} + 4023.78 \frac{\text{MN}}{\text{m}}}$$

$$C = 0.2681$$

Debido a que la unión no es permanente, es decir se puede destornillar, se tiene la siguiente ecuación de precarga:

$$F_i = 0.75 * A_t * S_p \quad ec (4.33)$$

Dónde:

S_p = Esfuerzo o resistencia mínima de prueba según la dureza del perno

$$F_i = 0.75(8.43 * 10^{-5} m^2)(600 * 10^6 N/m^2)$$

$$F_i = 37935 N$$

Para determinar el número de pernos necesarios según el diámetro seleccionado y la carga total aplicada en las uniones se combinan las ecuaciones (4.22) y (4.23), de donde se tiene:

$$N = \frac{C * FS * P_{total}}{S_p * A_t - F_i} \quad ec (4.34)$$

Se toma un FS = 4 de acuerdo a tabla 4.1

$$N = \frac{0.2681 * 4 * 72569 N}{\left(600 * 10^6 \frac{N}{m^2}\right) (8.43 * 10^{-5} m^2) - 37935 N}$$

$$N = 6.15 \approx 7 \text{ pernos}$$

Para conservar la simetría se pondrán dos pernos por lado de cada placa, es decir un total de 8 pernos M12 *1.75 de grado 8.8 de dureza.

Finalmente se determina el esfuerzo de tensión con la carga de servicio para determinar si cumple con respecto al esfuerzo mínimo de prueba S_p , de donde se tiene:

$$\sigma_b = \frac{C * P + Fi}{At} \quad ec (4.22)$$

$$\sigma_b = \frac{0.2681 \left(\frac{72569 N}{8} \right) + 37935 N}{(8.43 * 10^{-5} m^2)}$$

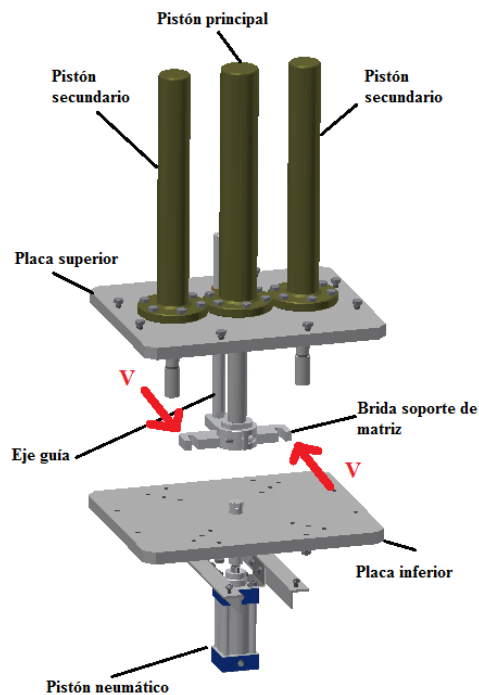
$$\sigma_b = 478.84 MPa \leq 600 Mpa$$

En conclusión la unión es satisfactoria.

4.6 Cálculo de ejes guía del prensa chapas.

Para ayudar a que la placa móvil porta macho descienda perpendicular hacia la mesa y evitar un hipotético esfuerzo cortante en los ejes de los pistones secundarios por cualquier fuerza externa que presente, es necesario la implementación de dos ejes guías paralelos a dichos pistones. Debido a que la prensa ejerce la fuerza en su totalidad verticalmente, al igual que el peso de las placas, se considera 10% de la fuerza total de la máquina para realizar los cálculos del diámetro del eje sometido a esfuerzo cortante, tal como se muestra en la figura 4.21.

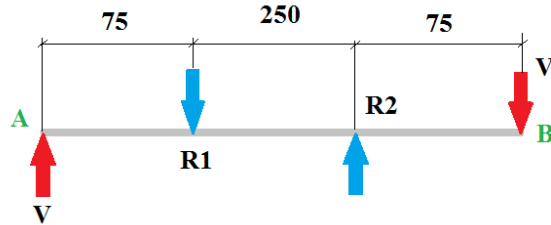
Figura 4. 2118 Fuerzas cortantes



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

De la figura 4.22 se deduce el diagrama de cuerpo libre:

Figura 4. 22 Diagrama de cuerpo libre de fuerza en la placa



Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 = R2$$

$$\sum M_A \varnothing = 0$$

$$-R1(0.075 \text{ m}) + R2(0.325 \text{ m}) - 7300 \text{ N}(0.4 \text{ m}) = 0$$

$$-R1(0.075 \text{ m}) + R2(0.325 \text{ m}) = 2920 \text{ Nm}$$

$$-R2(0.075 \text{ m}) + R2(0.325 \text{ m}) = 2920 \text{ Nm}$$

$$R2 = 11680 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante permisible será:

$$\tau_{perm} = \frac{S_y}{N} \quad ec (4.23)$$

El esfuerzo cortante se define como:

$$\tau = \frac{V}{A} \quad ec (4.24)$$

De donde:

S_y = Esfuerzo de fluencia del acero

V = Fuerza cortante

A = Área de la sección sometida al esfuerzo

N = Factor de seguridad

Remplazando las ecuaciones (4.23) y (4.24) se tiene:

$$\tau_{perm} = \frac{(250 * 10^6)N/m^2}{4} \quad ec (4.23)$$

$$A = \frac{V}{\tau_{perm}} \quad de la ec (4.24)$$

$$d^2 = \frac{4V}{\pi * \tau_{perm}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 11680 N}{\pi * \frac{(65.5 * 10^6)N}{m^2}}}$$

$$d = 15.42 mm \cong 15.88mm \text{ ó } \frac{5}{8} plg$$

El diámetro del eje guía es de 15.88 mm.

CAPITULO V

CÁLCULO DE COSTOS

5.1 Generalidades

Es la suma de los costos utilizados para producir un bien o servicio, el cual está constituido por el precio de la materia prima, mano de obra y costos indirectos de fabricación.

En este capítulo se desarrollará un análisis de la inversión que se necesitará en el diseño y construcción del proyecto, en el mismo se analiza todos sus costos que intervienen.

Los costos se dividen en:

- Costos directos
- Costos indirectos

5.2 Cálculo de Costos

5.2.1 Costos directos

Los costos directos son aquellos que intervienen directamente en la construcción o elaboración del proyecto, los que se clasifican en:

- Costos de materiales de construcción
- Costo de mecanizado y montaje
- Costo de materiales eléctricos
- Costo de materiales neumáticos
- Costo de materiales hidráulicos
- Costo de materiales de acabado

5.2.1.1 Costos de materiales de construcción

Son los materiales que se utilizan directamente en la construcción de la estructura de la máquina y se detallan en la tabla 5.1

Tabla 5. 1 Tabla de Costos de materiales de construcción

Cantidad	Detalle	Especificación	Costo Unit.	Costo Total
2	Tubo	50mmx2mmx50mm	\$ 17.15	\$ 34.3
1	UPN	80mmx45mmx6mm	\$ 66.42	\$ 66.42
1	Platina	25.4mmx3.175mm	\$ 4	\$ 4
2	placa	403mmx503mmx25 mm	\$ 72.975	\$ 145.95
Total				\$ 250.67

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

5.2.1.2. Costo de mecanizado y montaje

En la tabla 5.2 se detallan los Costos de mecanizado y montaje utilizados en la fabricación de los elementos y conjunto del proyecto.

Tabla 5. 2 Tabla de Costos de mecanizado y montaje

Cant.	Detalle	Especificación	Costo Unit.	Costo Total
50	Tuercas	6.35mm	\$0.03	\$1.50
1	Placas Soporte	Construcción	\$350,00	\$350,00
18	Pernos	Hexagonal DIN 933.931	\$ 0.30	\$ 5.40
1	Brida	Construcción	\$160,00	\$160,00
1	Acople eje principal	Construcción, roscado	\$40,00	\$40,00
1	Eje	Construcción torneado	\$ 50,00	\$ 50,00
1	Pin Expulsor	Construcción torneado	\$ 50,00	\$ 50,00
1	Bocín	Construcción torneado	\$ 30.00	\$ 30.00
2	Acople prensa chapa	Construcción, roscado	\$45,00	\$90,00
2	Manigueta	Construcción fresado	\$15	\$30
1	Mesa soporte	Construcción	\$50	\$50
2	Ángulo Soporte	Construcción	\$10	\$10
1	Válvula	Construcción	\$15	\$15
12	Perno	8mmx25mm	\$0.30	\$ 3.60
1	Adaptador	1008-6-6	\$1.81	\$1.81
16	Perno	Hexagonal 75x35	\$0.21	\$ 3.36
40	Perno	Allen 3.175mmx15.875mm	\$ 0.06	\$ 2.40
9	Tapas estructura	Construcción	\$10	\$90
Total				\$ 993.07

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

5.2.1.3 Costo de materiales eléctricos

En este componente están detallados los costos de los materiales eléctricos que están involucrados en la construcción de la máquina, los mismos se desglosan a continuación en la tabla 5.3

Tabla 5. 3 Costo de materiales eléctricos

Cantidad	Detalle	Especificación	Costo Unit.	Costo Total
2m	Cable	3x12xAWG	\$ 1.775	\$3.55
2m	Cable	2x18 AWG	\$ 0.49	\$0.98
8m	Cable	Flexible	\$ 0.161	\$1.29
1	Contactora	7.5MP 55KW 220V	\$ 21.65	\$ 21.65
1	Relé Térmico	6TK 22 7 10AMP	\$23.55	\$23.55
1	Beaucoup Gabinete	30x30x16 -1-0313	\$ 28	\$ 28
1	Pulsador	Verde INA 22mm	\$1.60	\$1.60
1	Riel	DING Acero perforada IMT	\$ 2	\$ 2
6	Bornera	4mm ² 30A 10 AWG	\$ 1.1	\$ 6.6
10	Bornera	2.5mm ² 20A 12AWG	\$ 0.97	\$ 9.70
4m	Cable Concéntrico	3x12 AWG 60Ø	\$ 2.293	\$ 9.17
Total				\$ 108.09

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

5.2.1.4 Costo de materiales neumáticos

En este parámetro constan los elementos que forman parte de la construcción del proyecto, para lo cual se detallan en la tabla 5.4

Tabla 5. 4 Costo de materiales neumáticos

Cantidad	Detalle	Especificación	Costo Unit.	Costo Total
1	Presostato control presión	NC-NO ¼-250	\$76.50	\$76.50
1	Filtro Regulador	10 Bar 300 9.525mm	\$ 38.47	\$ 38.47
1	Electroválvula	S/2 220Vac 6.35mm	\$50.08	\$ 50.08
2	Regulador de flujo	Unidireccional 7 bar	\$ 6.56	\$ 13.12
1	Breikers	3 polos 32AMP	\$ 10.03	\$ 10.03
1	Selector	2 posiciones	\$ 1.53	\$ 1.53
1	Pulsador	Parada de emergencia	\$ 2.16	\$ 2.16
2	Luz Piloto	Rojo-Verde	\$ 1.35	\$ 2.70
1	Cilindro	(63x50)mm	\$ 123.85	\$ 123.85
1	Neplo	9.525mmx6.35mm	\$ 2.00	\$ 2.00
2	Tubo	Poliuretano 8mm	\$ 1.39	\$ 2.78
3	Tubo	Poliuretano 8mm	\$ 2.14	\$ 6.42
1	Soporte	Pies Cilíndrico	\$12.60	\$ 12.60
3	Racor Codo	9.525mm x 8mm	\$ 2.58	\$ 7.74
1	Neplo	9.525mm x 9.525mm	\$ 2.10	\$ 2.10
1	Acople Rápido	6.35mm Macho	\$ 1.65	\$ 1.65
1	Bushing	9.525mm x 6.35mm	\$ 1.50	\$ 1.50
Total				\$ 352.65

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

5.2.1.5 Costo de materiales hidráulicos

En la tabla 5.5 se desglosan los costos de los materiales hidráulicos. Es el conjunto de mangueras, accesorios y dispositivos que conectan la central hidráulica.

Tabla 5. 5 Costo de materiales hidráulicos

Cantidad	Detalle	Especificación	Costo Unit.	Costo Total
2	Cilindro	355.6mmx28.575mm	\$ 420.00	\$ 798.00
1	Cilindro	63.5mmx355.6mmx38.1mm	\$ 480.00	\$ 456.00
1	Central	TS-3HP1.56MP-3000PSI	\$ 1718.00	\$ 1632.10
1	Aceite	5 galones	\$ 69.33	\$ 69.33
2	Adaptadores	6MP- 6Mp	\$ 1.70	\$3.40
2	Adaptadores	6FE-6FF-6FE	\$ 9.28	\$ 18.56
1	Manguera		\$ 12.63	\$ 12.63
2	Acople	0370-06-06	\$ 1.29	\$ 2.58
2	Acople	0901-06-06	\$2.32	\$ 4.64
10	Ferrula	0022-06	\$ 1.85	\$18.50
6	Manguera	Acopladas 9.525mm	\$ 2.17	\$ 13.02
7.5 m	Manguera		\$ 13.44	\$ 100.80
4	Acople	0951-06-06	\$ 4.86	\$ 19.44
4	Adaptador	6MJ-6Mp	\$ 2.00	\$ 8.00
1	Acople	100-146-0606	\$ 9.65	\$ 9.65
4	Reguladora caudal		\$45.00	\$180.00
1	Adaptador y manguera		\$80.00	\$80.00
1	Válvula de alivio		\$120.00	\$120.00
6	Adaptador	30-10-20-0606	\$ 3.76	\$ 22.56
Total				\$ 3569.21

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

5.2.1.6 Costo de materiales de acabado

En la tabla 5.6 se detallan los materiales de acabado que ayudan a la maquina tanto en estética como en protección de agentes externos que se encuentran expuestos como la oxidación.

Tabla 5.6 Costo de materiales de acabado

Cantidad	Detalle	Especificación	Costo Unit.	Costo Total
1	Estructura	Pintura	\$ 143.86	\$ 143.86
Total				\$ 143.86

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

5.2.2 Costos indirectos

Son materiales que no entran directamente en los elementos de la construcción de la máquina del proyecto, para lo cual se aplica un 10% a cada uno de los costos directos y de desglosan en la tabla 5.7

Tabla 5. 7 Costos indirectos

Denominación	Costos
Costo de materiales de construcción	\$ 25.07
Costo de mecanizado y montaje	\$ 99.31
Costo de materiales eléctricos	\$ 10.81
Costo de materiales neumáticos	\$ 35.27
Costo de materiales hidráulicos	\$ 356.92
Costo de materiales de acabado	\$ 14.38
TOTAL	\$ 541.76

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

5.2.3 Costo de Construcción

Consta la sumatoria de cada uno de los costos de construcción que incurrieron en el proyecto y se observa en la tabla 5.8

Tabla 5.8 Costos de Construcción

Denominación	Costos
Costo de materiales de construcción	\$ 250.67
Costo de mecanizado y montaje	\$ 993.07
Costo de materiales eléctricos	\$ 108.09
Costo de materiales neumáticos	\$ 352.65
Costo de materiales hidráulicos	\$ 3569.21
Costo de materiales de acabado	\$ 143.86
Costos indirectos	\$ 541.76
TOTAL	\$5959.31

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

5.2.4 Costo de Diseño

Es el 30% de la construcción \$ 5959.31 x 30% = \$ 1787.79

5.2.5 Costo Total de Construcción

Tabla 5.9 Costo total

Denominación	Costos
Costo de construcción	\$ 5959.31
Costo de diseño	\$ 1787.79
TOTAL	\$ 7747.10

Fuente: Edison Rodríguez, Manuel Galárraga

CONCLUSIONES

- Al finalizar la construcción del proyecto, se concluye que el objetivo principal para la que fue destinada, se alcanzó de forma satisfactoria de acuerdo a lo planteado en el alcance del proyecto.
- Cada uno de los elementos de la estructura fue calculadas teniendo en cuenta consideraciones de diseño mencionadas en tablas de factores de seguridad, según el caso.
- A lo largo del desarrollo del proyecto se afianzaron conocimientos sobre el diseño aprendidos a lo largo de la Carrera de Ingeniería Mecánica, debido a que este proyecto abarca varias áreas estudiadas.
- Debido a que la capacidad de fuerza de la máquina es relativamente pequeña a comparación de la verdadera realidad de las máquinas oleohidráulicos, al intentar adquirir los cilindros hidráulicos, se tornó un tanto complicado, debido a que en el mercado nacional no existen cilindros de brida delantera de diámetros pequeños por la simple razón de no ser comerciales, sin embargo de acuerdo a los catálogos utilizados en el proyecto, se logró aproximar a las dimensiones requeridos por los cálculos del proyecto.
- La rigidez de la estructura dentro de una máquina hidráulica, se la considera de gran importancia, debido a que estas soportan grandes presiones en su trabajo. En el caso particular del proyecto, al igual que en los cilindros hidráulicos, las vigas que soportan las placas, terminaron siendo seleccionadas a la sección inmediata superior según los cálculos realizados. La justificación de esto es que en medio nacional no existen ciertos perfiles a pesar de constar dentro de un catálogo. Como consecuencia se incrementó cierto porcentaje del peso final del chasis de la máquina.
- Al instante de realizar las primeras pruebas del equipo se percató que los cilindros prensa chapas no actuaban de manera simultánea, debido a el fluido hidráulico tiende a fluir primero por el cilindro que menor resistencia aporte. El problema fue superado insertando reguladoras de caudal en las entradas y salidas de los cilindros para compensar el caudal.

RECOMENDACIONES

- Para facilitar el desarrollo del diseño, es importante tener claros los conocimientos para obtener el resultado esperado según el alcance planteado al inicio del proyecto.
- Al momento de realizar el diseño, es importante el analizar las diversas alternativas y elegir la que mejor cubra la necesidad del proyecto y evitar costos elevados de fabricación.
- En la construcción de los elementos de la máquina se debe verificar que las dimensiones establecidas en los planos no existan errores, y evitar posibles contratiempos en el ensamblado.
- Antes de utilizar la máquina es importante tener presente normas de seguridad para evitar cualquier accidente.
- Es importante tener en cuenta antes usar el equipo, revisar el nivel de aceite del tanque e identificar posibles fugas en el sistema.
- Con respecto al funcionamiento de la máquina, se debe tener en cuenta los manuales de funcionamiento y mantenimiento anexo al proyecto, de esta forma se evitará daños.
- Si bien el equipo dispone válvula limitadora de presión para el sistema, se recomienda no exceder la presión de 200 bar para no forzar el equipo.
- Debido a que la máquina es de operación manual, ha futuro se puede automatizarla para obtener un mejor rendimiento del equipo.

BIBLIOGRAFÍA

- Aimó, R. J. (2009). *Mi Clase; Biblioteca*. Recuperado el 15 de 9 de 2013, de Mi Clase; Biblioteca: www.miclase.com.ar
- Airtac International Group. (2013). Pneumatic Equipment. *Catálogo de productos*, 169.
- Almandoz Berrondo, J., Mongelos Oquiñea, B., & Pellejero Salaberria, I. (2007). *Scribd*. Recuperado el 2 de Febrero de 2013, de Sistemas neumáticos y oleohidráulicos: <http://www.scribd.com/doc/219952199/01-Oleohidraulica-145pag>
- Amstead, B., Ostwald, P., & Begeman, M. (2007). *Procesos de Manufactura SI*. México: Patria S.A.
- Bosh Rexroth. (1 de Junio de 2011). *Catálogo de filtros*. Recuperado el 10 de Abril de 2014, de <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=ES&Region=none&VHist=Start&PageID=p537431>
- Buffa, W. (2003). *Física*. México: Pearson.
- ConAuto. (15 de Marzo de 2011). *Catálogo de aceite hidráulico*. Recuperado el 5 de Marzo de 2014, de <http://www.conauto.com.ec/>
- Creús Solé, A. (2011). *Neumática e Hidráulica*. México: Alfaomega.
- Eaton. (Mayo de 1996). *Válvula hidráulica limitadora de presión*. Recuperado el 20 de Febrero de 2014, de http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_1646.pdf
- Eaton. (Abril de 1996). *Válvula hidráulicas limitadora de caudal*. Recuperado el 20 de Febrero de 2014, de http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_1734.pdf
- Escuela Colombiana de Ingeniería. (2008). *uploads/laboratorios*. Recuperado el 15 de 11 de 2013, de *uploads/laboratorios*: http://www.escuelaing.edu.co/uploads/laboratorios/1578_conformado.pdf
- Escuela Universitaria Politécnica San Sebastián - Donostia. (Septiembre de 2007). *Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos. Oleohidráulica*.
- Facultad de Ciencias y Tecnologías. (2009). *tecno-II/PDF/cap-333.pdf*. Recuperado el 5 de Noviembre de 2013, de *tecno-II/PDF/cap-333.pdf*: <http://materias.fcyt.umss.edu.bo/tecno-II/PDF/cap-333.pdf>

- Facultad de Ciencias y Tecnologías. (s.f.). *tecno-II*. Recuperado el 15 de 11 de 2013, de tecno-II: <http://materias.fcyt.umss.edu.bo/tecno-II/PDF/cap-333.pdf>
- Faires, V. (2003). *Diseño de Elementos de Máquinas*. México: Limusa S.A.
- FESTO AG & CO. (2000). 99 ejemplos prácticos de la aplicación de la neumática. En F. A. CO, *99 ejemplos prácticos de la aplicación de la neumática* (pág. 56).
- FESTO HIDRÁULICA. (2000). CAP 7 Componentes hidráulicos. En D. Merkle , B. Schrader, & M. Thomes , *Hidráulica nivel básico*.
- Fundación ASCAMM; Centro Tecnológico. (2000). *Scribd*. Recuperado el 28 de Noviembre de 2013, de Scribd: <http://www.scribd.com/doc/128463653/10-Prensas-pdf>
- Giancoli, D. (2008). *Física para Ciencias e Ingeniería*. México: Pearson.
- Hibbeler, R. (2006). Mecánica de Materiales. En R. Hibbeler, *Mecánica de Materiales* (págs. 87-89). Mexico: Pearson.
- Kalpakjian, S., & Schmid, S. R. (2002). Manufactura, Ingeniería y Tecnología. En S. Kalpakjian, & S. R. Schmid, *Manufactura, Ingeniería y Tecnología* (págs. 49-51). México: Pearson.
- Marzocchipompe. (Septiembre de 2006). *Catálogo de bombas* . Recuperado el 25 de Febrero de 2014, de <http://www.italmatic.es/assets/catalogo-marzocchi-ghp-es-en.pdf>
- McCormac, J. C. (1999). *Diseño de Estructuras Metálicas Método ASD*. México: Alfaomega.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. México: Pearson.
- Reyes Muñoz, O., & Barba Terán, L. (19 de Octubre de 2011). *Cálculo de una prensa hidráulica tipo C de 20 toneladas*. Recuperado el 17 de Septiembre de 2013, de Tesis de Ingeniería: <http://itzamna.bnct.ipn.mx/>
- Rossi, M. (1979). *Estampado en frío de la chapa*. Madrid: Dossat.
- Shimizu, K. (s.f.). *Scribd*. Recuperado el 15 de Diciembre de 2013, de Scribd: <http://www.scribd.com/doc/69342049/Estampado-y-Troquelado-Mejoramiento>
- Soc. Covarrubias e hijo Ltda. (s.f.). *Catálogo de manómetros*. Recuperado el 25 de Febrero de 2014, de <http://www.sccovarrubias.cl/manos%20y%20val.pdf>
- STS Suministros técnicos del sur. (2003). *STS*. Recuperado el 15 de Febrero de 2014, de

<http://www.sts.es/archivos/PRODUCTOS/CATALOGO/DISTRIBUIDORES%20Y%20MANDOS.pdf>

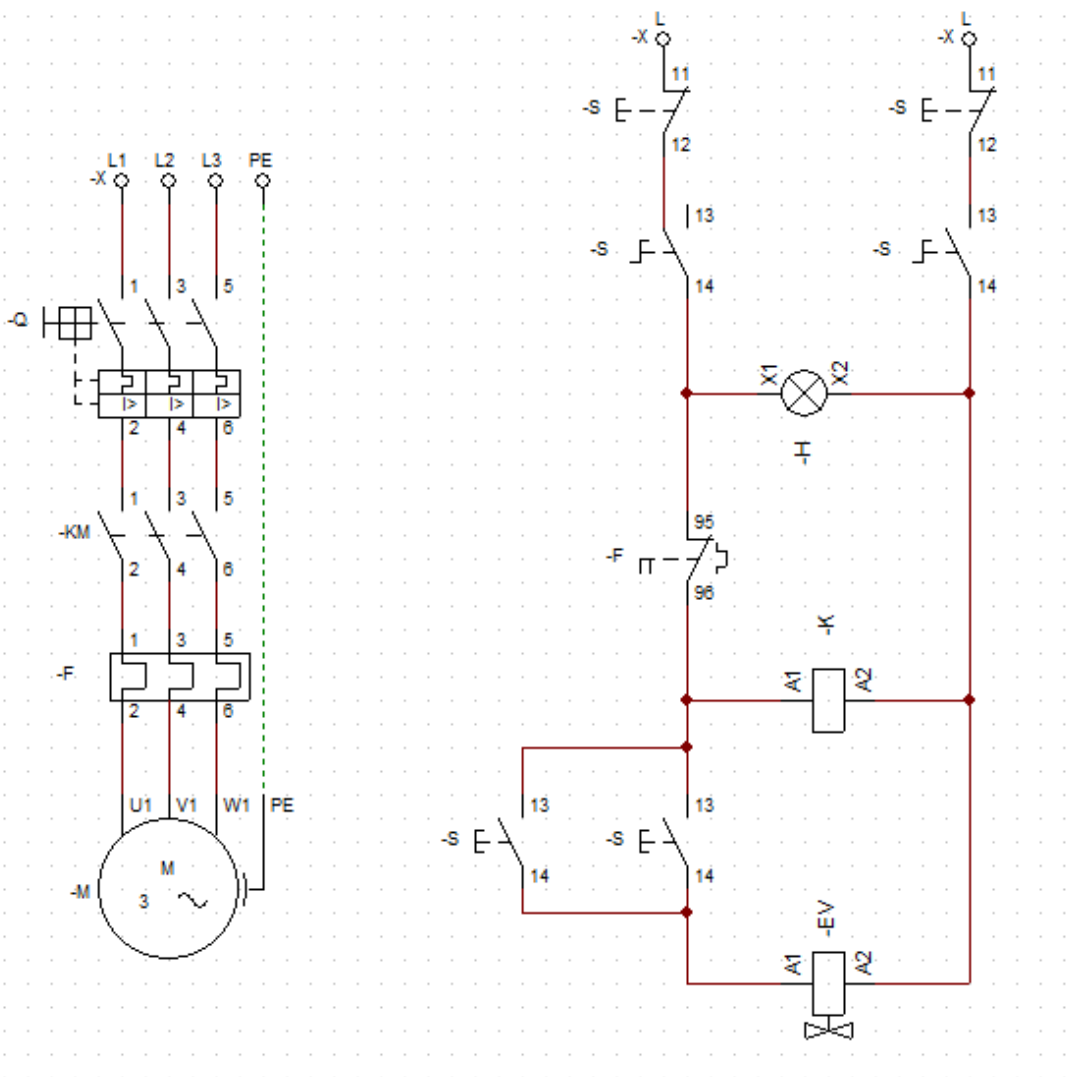
Swagelok. (s.f.). *Mangueras hidráulicas*. Obtenido de <http://www.swagelok.com/downloads/WebCatalogs/ES/MS-01-180.pdf>

Tascón, I. R. (s.f.). *upcommons.upc.edu*. Recuperado el 15 de Febrero de 2014, de upcommons.upc.edu:
http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/9690/3/02_Mem%C3%B2ria.pdf

Universidad Tecnológica de Pereira. (27 de 10 de 2010). *metalografia*. Recuperado el 17 de 11 de 2013, de [metalografia](http://blog.utp.edu.co/metalografia/2010/10/27/8-procesos-de-conformado-plastico-de-metales):
<http://blog.utp.edu.co/metalografia/2010/10/27/8-procesos-de-conformado-plastico-de-metales>

ANEXOS

ANEXO 1 SISTEMA ELÉCTRICO



ANEXO 2 MANUAL DE OPERACIÓN

Para el óptimo funcionamiento de la máquina es necesario seguir los siguientes pasos:

1. Verificar el nivel de aceite de la central oleohidráulica.



2. Verificar que nada obstruya la trayectoria de los cilindros.
3. Energizar la máquina a 220V trifásico.
4. Alimentar la línea de aire en acople rápido en un costado del regulador de aire. Verificar el desplazamiento del cilindro neumático expulsor de forma manual presionando el botón verde del tablero.



5. Encender el pulsador en posición “ON”, la luz piloto de color rojo indica que la máquina está energizada.



1. Verificar el desplazamiento en cilindro principal activando hacia abajo la palanca 1 ubicada a la derecha en la central oleohidráulica.
2. Verificar el desplazamiento de los cilindros prensa chapas activando hacia abajo la palanca 2 ubicada a la izquierda en la central oleohidráulica.



3. Verificar la presión de trabajo del cilindro 1 de embutido. Para esto es necesario tener presionado hacia abajo la palanca del cilindro y verificar presión en el manómetro de la central oleohidráulica.

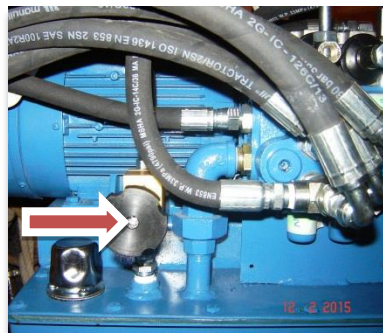


Para regular la presión de éste pistón se lo hace girando la perilla de la limitadora de presión ubicada en la parte frontal superior de máquina. (0 – 3000 PSI).



4. Verificar la presión de trabajo de los cilindros prensa chapas. Para esto es necesario tener presionado hacia abajo la palanca de los cilindros y verificar presión en el manómetro de la central oleohidráulica.

Para regular la presión de los pistones se lo hace girando la perilla de la limitadora de presión ubicada en la parte lateral de la central oleohidráulica. (0 – 3000 PSI).



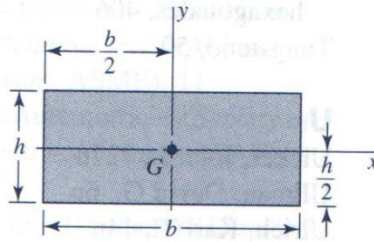
5. Verificar la altura del expulsor neumático no exceda la base superior del molde, para evitar que la lámina no asiente correctamente.
6. Colocar la lámina en el molde y desplazar los cilindros prensa chapas para presionar la lámina.
7. Desplazar el cilindro de embutición para realizar el trabajo de embutición.
8. Desplazar el pistón de embutición hacia arriba
9. Desplazar los pistones prensa chapas hacia arriba.
10. Retirar la pieza embutida.

ANEXO 3 CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO

CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO			
ELEMENTO	TIEMPO	DETALLE DE MANTENIMIENTO	REPUESTOS O ACCESORIOS
Sistema Hidráulico	200 horas o mensual	Verificar nivel del aceite	N/A
		Verificar posibles fugas en el circ	
		Verificar temperaturas del fluido	
	1000 horas o semestral	Verificar nivel del aceite	1 Filtro succión STAUFF TFS-100
		Verificar posibles fugas en el circuito	
		Verificar temperaturas del fluido	1 Filtro succión
		Cambio de filtro	
	2000 horas o anual	Verificar nivel del aceite	N/A
		Verificar posibles fugas en el circuito	
Verificar temperaturas del fluido			
Cambio de filtro		1 Filtro succión	
Cambio de aceite		5 Gl Aceite RANDO HD 68	
Sistema Neumático	200 horas o mensual	Verificar posibles fugas en el circuito	N/A
	1000 horas o semestral	Cambio de filtro	Filtro de aire AIRTAC GFR-600
		Verificar posibles fugas en el circuito	
Elementos Mecánicos	50 horas o semanal	Lubricación de guías y sistemas móviles	Aceite RANDO HD 68
	1000 horas o semestral	Verificación de desgaste en elementos móviles y de ajuste	N/A
Sistema Eléctrico	1000 horas o semestral	Verificación de funcionamiento de sistema eléctrico	N/A
		Verificación de funcionamineto de botón STOP	
		Verificación de estado físico de elementos y cables eléctricos	

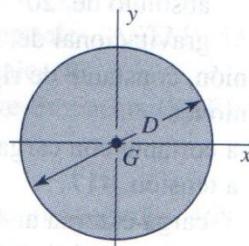
ANEXO 4 PROPIEDADES DE ÁREAS

Rectángulo



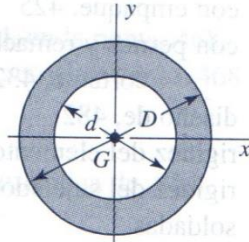
$$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad I_{xy} = 0$$

Círculo



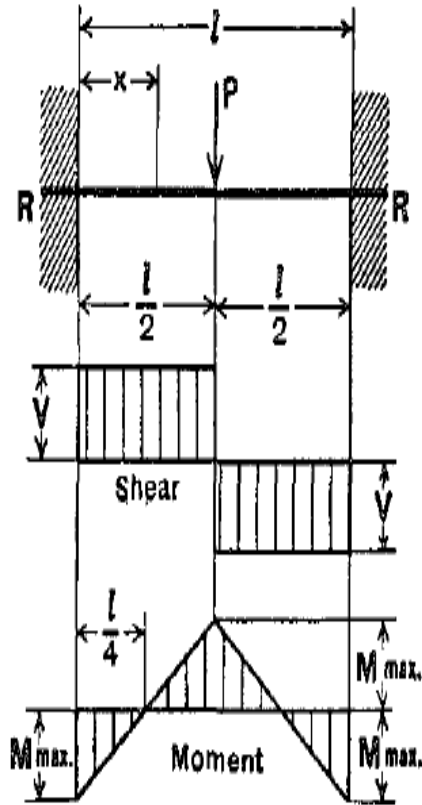
$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi D^4}{32}$$

Círculo hueco




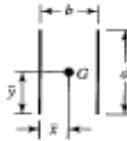
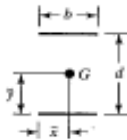
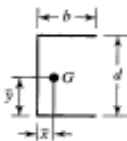
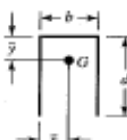
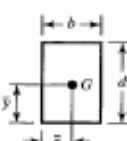
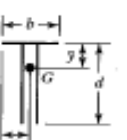
$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$$

**ANEXO 5 DIAGRAMAS DE DEFLEXIÓN PARA VIGAS
ESTATICAMENTE INDETERMINADAS**



Total Equiv. Uniform Load	=	P
$R = V$	=	$\frac{P}{2}$
$M_{max.}$ (at center and ends)	=	$\frac{Pl}{8}$
M_x (when $x < \frac{l}{2}$)	=	$\frac{P}{8} (4x - l)$
$\Delta_{max.}$ (at center)	=	$\frac{Pl^3}{192EI}$
Δ_x (when $x < \frac{l}{2}$)	=	$\frac{Px^2}{48EI} (3l - 4x)$

ANEXO 6 PROPIEDADES FLEXIONANTES DE LA SOLDADURA DEL FILETE

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

ANEXO 7 DIAMETROS Y ÁREAS DE ROSCAS MÉTRICAS DE PASO GRUESO Y FINO

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

ANEXO 8 FACTURAS

SOLUCIONES HIDRAULICAS HYDROMEL ARMIJOS ROBLES EDWIN CAMILO TURUBAMBA BAJO (TRAS DE CHEVROLET) PASAJE OE21 N° 528-37 Y CALLE 528A TELEFAX: 2808-496 CEL: 0999036-823 Email: hydromel@hotmail.es Quito - Ecuador		FACTURA SRI-001 N° 001582 RUC: 1708797269001 AUT. SRI: 1113739177 22 / OCTUBRE / 2013 VALIDA PARA SU EMISION HASTA 22 / OCTUBRE / 2014		Cliente: SR. EDISON RODRIGUEZ SANDHEZ Solicitante: SR. EDISON RODRIGUEZ RUC.C.I.: 1717316168 Dirección: CARCELEN Teléfono: 2805914 Fax: 0999016930 Email: edrodriguez83@hotmail.com Ciudad: QUITO	
		FECHA DE EMISION: 30/08/2014 COD. CLIENTE: 000 ORDEN COMPRA: 000 COD. VENDEDOR: 01 RESPALDO: 1687 P. BODEGA: 000			
CANT.	CODIGO	DESCRIPCION	V. UNITARIO	Octo.	V. TOTAL
2		CLINDROS HIDRAULICOS Ø2" x 14" x 1 1/4"	420,00	5%	798,00
1		CLINDRO HIDRAULICO Ø2.5" x 14" x 1.5"	480,00	5%	456,00
1		CENTRAL HIDRAULICA TRIFASICA, T5 - 3HP - 3.5GPM - 3000PSI	1.718,00	5%	1.632,10
SUMA TOTAL		TARIFA 0 %	TARIFA 12 %	IVA 12 %	TOTAL A PAGAR
2.886,10		0,00	2.886,10	346,33	3.232,43
ENTREGUE CONFORME		POR PAGAR SON:		FORMA DE PAGO	
		TRES MIL DOCIENTOS TREINTA		ANTICIPO 5 1618	
		Y DOS CON 43/100		SALDO CONTRA ENTREGA	
NARANJO REAL JOSE LUIS SU IMPRENTA ENCUADERNACION RUC: 170153096001 AUT. 1078 IMPRESO DEL 09/10/11 AL 09/10/10 OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD		ORIGINAL CLIENTE / COPIA EMISOR			

GONZALEZ IMBA VICENTE R.U.C. 1710973718001 Diseño e instalación de tableros automáticos de mando y control, rebobinado de motores y vibradores, instalaciones eléctricas.		Av. Jaime Roldos OE2-160 Y Liborio Madera Cel.: 0991 215 498 Quito - Ecuador	FACTURA 002-001-00 0000191 Autorización SRI 1115508978 / Emisión válida hasta Septiembre 04 de 2015	
Fecha: <u>QUITO 5 NOVIEMBRE 2014</u> Cliente: <u>EDISON RODRIGUEZ</u> R.U.C./C.I.: <u>1717316168</u>		Dirección: <u>CARCELEN</u> Teléfono: <u>2805 914</u> Ciudad: <u>QUITO</u>		
CANTIDAD	DETALLE	VALOR UNIT.	TOTAL	
* 1	PRESESTATO CONTROL PRESION NC-NO. 1/4 - 250 VAC. 1 AMP		76,50	
* 1	FILTRO REGULADOR 10 BAR - GFR 300 3/8 - AIRTAG.		38,47	
* 1	ELECTROVALVULA S/2 - 220 VAC. 1/4 AIRTAG		50,08	
* 2	REGULADORES DE FLUJO 1/4 UNIDIRECCIONAL 7 BAR.	6,56	13,12	
* 1	BREXKERS 3 POLOS - 32 AMP MERLIN.		10,03	
* 1	SELECTOR 2 POSICIONES CAMSCO.		1,53	
* 1	PULSADOR PARD EMERGENCIA - RETENCION		2,16	
* 2	LUCES DILUTO ROSA VERDE	1,35	2,70	
		SUBTOTAL \$ <u>171,23</u> IVA 12 % \$ <u>23,35</u> TOTAL \$ <u>194,59</u>		
Original: CLIENTE Copia: EMISOR		AUTORIZACION No. 1305 / ROSAS OCHOA SEGUNDO VICTOR MANUEL (CONTIGRAFIC) Teléfono: 2477-817 RUC: 1703242451001 / 60 juegos numerados del 0000161 al 0000240 / Fecha de Aut. SRI Septiembre 04 de 2014		

CASTILLO HERMANOS S.A.
PRINCIPAL
Panam. Norte Km. 5 1/2 #13135 y De los Cerezos
Fono/Fax: 2475-785/6/7 2477-214
Celular: 097-101-208

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
Resolución N° 194 N.E.001-001-1196245
RUC 1790155102001 001-001-0258802
Autorización: 1115511793
Válido para su emisión hasta: 04/Septiembre/2015
FACTURA N° 001-001-000258802
Fecha: Quito, Sábado, 15/Nov/2014
Condiciones de Pago: CONTADO
Cliente: RODRIGUEZ SANCHEZ EDISON
CARCELEN(QUITO)
1717316168 2805914

SUCURSAL 1
Av. América N22-148 y Ramírez Bávalos
Fono/Fax: 2227-270 2523-064 2520-586
SUCURSAL 2
Av. Maldonado #10145 y Cusubamba
Fono/Fax: 2684-560 2684-561
SUCURSAL 3
Acuña E1-51 y Juan Agama
Fono/Fax: 3238-641 3238-643 3238-644
SUCURSAL 4
R Vicente Maldonado 549-163 y Calle C
Fono/Fax: 2695-700 2699-542 2699-706
Email: ventas@castillohermanos.com
Quito-Ecuador

Guía de Remisión	Cantidad	Artículo	% Descto	Precio Unitario	TOTAL
	50.00	(700400)TUERCA AC. GR.5 UNC-NEGRA 1/4"	0.00	0.030	1.50
Subtotal		Descuento	V. Imponible	I.V.A.	TOTAL US\$
	1.50	10.7143%	0.16	1.34	12.00%
			0.16	0.16	0.16
					1.50

DECLARO HABER RECIBIDO A ENTERA SATISFACCION Y SIN LUGAR A RECLAMO POSTERIOR TODA LA MERCADERIA DETALLADA EN ESTA FACTURA, LA MISMA QUE COMO COMPRADOR RECONOZCO EXPRESAMENTE, SOMETIENDOME YO O MI EMPLEADOR, SEGUN EL CASO, A LAS CONDICIONES Y PLAZOS QUE CONSTAN EN LA MISMA, ACEPTO PAGAR EL MAXIMO DE INTERES CORRESPONDIENTE EN CASO DE RETRASO POR LA MORA, LA QUE EMPEZARA AL VENCERSE EL PLAZO MENCIONADO.

CLIENTE

DIPAC MANTA S.A.
R.U.C. 139006075001
CONTRIBUYENTE ESPECIAL

FACTURA
004-002-000185289
Autorización S.R.I. No. 1115771260
Fec. Caducidad 21/10/2015
Fecha Autorización 21/10/2014
Fecha: 15/11/2014
CIUDAD: QUITO
VENDEDOR: 479
LOPEZ PAREDES JENNY LORENA
PAG: 1

CONDICIONES DE PAGO:
- La mercadería es por cuenta y riesgo del comprador.
- Salida de mercadería de nuestros almacenes no se aceptan reclamos.
- Los pagos deben realizarse con cheque cruzado a nombre de DIPAC MANTA S.A.
- Somos contribuyentes especiales favor no retener el IVA.
- Emitir los comprobantes de retención a nombre de DIPAC MANTA S.A.

CLIENTE: RODRIGUEZ SANCHEZ EDISON FERNANDO
RUC @ CI: 1717316168
DIRECCION: CARCELEN
CODIGO CLIENTE: 004999999
PASO: DENTADO
PEDIDO: 040294333 Fac. Proveedor:
GUIA DE REMISION: 004-002-000209444

CODIGO ITEM	DESCRIPCION ITEM	CANTIDAD	PRECIO UNI	TOTAL USD
ECUD02	T. EST. NEG. CU. 50xax28x(2)"	2.00 u	17.15	34.30
IPN06006	PERFIL UPN 80x 45x 4xset.	1.00 u	66.42	66.42
PL7025030	PLATINA 1x1/8 125x33"	1.00 u	4.00	4.00

SUM:
CIENTO DIECISIETE CON 29/100 USD
Este Valor deberá ser pagado por el Cliente en DOLARES AMERICANOS.
Estos precios no aplican para pago con Tarjeta de Crédito.
Puntos ganados antes de esta factura: 0.00

DESCUENTOS:
DESCUENTOS .00
SUBTOTAL 104.72
IVA 12% 12.57
TOTAL USD 117.29

Autorizo (amos) a Dipac Manta S.A., a publicar los valores incurridos en esta factura, que puedan generarse de las operaciones de orden crediticio, en cualquier Buro de Crédito autorizado.
Renuncio domicilio y competencia y me someto de manera expresa a la jurisdicción de la ciudad de Quito y al trámite verbal susario o ejecutivo a elección del actor.
"El pago con cheque o depósito hacerlo a nombre de DIPAC MANTA S.A."
Todas las diferencias y litigios derivados de esta factura, se ventilarán en el Juicio Civil de las ciudades de Guayaquil o Quito, y en la vía ejecutiva o verbal susaria, a elección de Dipac Manta S.A.

CANCELADO
DIPAC QUITO NORTE

MATERIAL ENTREGADO
15 NOV 2014

DIPAC MANTA S.A.
DIPAC MANTA S.A. ORIGINAL - DESTINATARIO

INGALCROM S.A.
INDUSTRIA DE GALVANIZADOS Y CROMADOS
 Servicio de Pintura Electroestática en polvo, y anodizado.
 INDUSTRIA DE GALVANIZADOS Y CROMADOS INGALCROM S.A.
 INGALCROM
 Documento Categorizado No

Bartolomé Sánchez N 74-150 y Joaquín Manchano - Teléfonos: 2470-457 - 2472-014 - Fax 2807052
 QUITO - ECUADOR

R.U.C. 1791436393001
 Aut. SRI. 1114935258
 Fecha de Autorización 23/Mayo/2014

FACTURA N° 001-001-00 0031192

Quito, a 27 de Noviembre del 2014

Sr. **RODRIGUEZ SANCHEZ EDISON FERNANDO** del 2014

R.U.C. 1717316168
 Dirección: **CAJALIN** Teléfono: 2805914

Guía de Remisión N° 33856 Forma de Pago:

POR LO SIGUIENTE:

CANT.	DESCRIPCION	UNIDAD	P. UNITARIO	V. TOTAL
1.00	ESTRUCTURA PINTADA	UF0	35.00	35.00

INGALCROM S.A.
FECHA CANCELADO

ESTE DOCUMENTO TIENE VALOR DE BASTONETERIA. EN SU PLAZO DE VIGENCIA, EL SERVIDOR GARANTIZA LA VERACIDAD DE LOS DATOS INGRESADOS POR LA EMPRESA EMISORA EN LA PREPARACION DE ESTA FACTURA. A SU VEZ, SE GARANTIZA QUE LOS DATOS INGRESADOS EN ESTE DOCUMENTO SON VERDADEROS Y CORRECTOS. EN CASO DE QUE EL SERVIDOR NO GARANTICE LA VERACIDAD DE LOS DATOS INGRESADOS EN ESTE DOCUMENTO, EL SERVIDOR SE RESPONSABILIZA DE LOS DAÑOS Y PERJUICIOS QUE SE DERIVEN DE LA EMISIÓN DE ESTA FACTURA. EL SERVIDOR SE RESPONSABILIZA DE LOS DAÑOS Y PERJUICIOS QUE SE DERIVEN DE LA EMISIÓN DE ESTA FACTURA. EL SERVIDOR SE RESPONSABILIZA DE LOS DAÑOS Y PERJUICIOS QUE SE DERIVEN DE LA EMISIÓN DE ESTA FACTURA.

ENTREGUE CONFORME

RECIBI CONFORME

SUBTOTAL 35.00
 DESCUENTO 0.00
 IVA 0% 0.00
 IVA 12% 4.20
 TOTAL A PAGAR \$ 39.20

Fecha de Caducidad 23/Mayo/2016

AL METAL R.U.C. 1703608941001
SERVICIO DE CORTE EN ACERO
 Servicio de Corte por Hilo - Mantenimiento Industrial
 Lincango Juina Angel Maria
 mail: almetal_cortehilo@yahoo.com
 De Las Toronjas 512-92 y Av. El Inca • Telfs.: 3340 886 / 099 5915 614 • Quito - Ecuador

FACTURA S003-001-00 0001013
 Autorización S.R.I.: 1115853433
 Fecha de Autorización: 05-11-2014

Fecha: **Quito 29 Noviembre 2014** C.I./R.U.C.: **1717316168**
 Cliente: **Dr. Edison Rodriguez**
 Dirección: **Cajalín** Telf.: **2805 914**

CANT.	DETALLE	V. UNIT.	VALOR TOTAL
	Construcción de placas soporte.		350

CANCELADO

TOP GRAFIC, COLOMA SILVA ZOILA ROSALBA RUC: 0286024180001
 AUT. 7670 / No. 0001001 AL 0001000 / VALIDO HASTA: 05-11-2015
 Original: ADQUIRIENTE - Copia: EMISOR

SUBTOTAL 350
 I.V.A. 0%
 I.V.A. 12% 42
 TOTAL 392

FIRMA AUTORIZADA

FIRMA CLIENTE

CASTILLO HERMANOS S.A.

PRINCIPAL
Panam. Norte Km. 5 1/2 #13135 y De los Cerezos
Fono/Fax: 2475-785/67 2477-214
Celular: 097-101-208

SUCURSAL 1
Av. América N22-148 y Ramirez Dávalos
Fono/Fax: 2227-270 2523-064 2520-586

SUCURSAL 2
Av. Maldonado #10145 y Cusubamba
Fono/Fax: 2684-560 2684-561

SUCURSAL 3
Acuña E1-51 y Juan Agama
Fono/Fax: 3238-641 3238-643 3238-644

SUCURSAL 4
P. Vicente Maldonado 549-163 y Calle C
Fono/Fax: 2695-700 2699-542 2699-706
Email: ventas@castillohermanos.com
Quito-Ecuador

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
Resolución N° 194 N.E.001-001-1198110
RUC 1790155102001
Autorización: 111551793
Válido para su emisión hasta: 04/Septiembre/2015
FACTURA N° 001-001-009260667
Fecha: Quito, Sábado, 29/Nov/2014
Condiciones de Pago: CONTADO
Cliente: RODRIGUEZ SANCHEZ EDISON
CARCELEN(QUITO)
1717316168 2805914

castillo
HERMANOS

Guía de Remisión	Cantidad	Artículo	% Descto	Precio Unitario	TOTAL
	18.00	(678600)PERNO HEX MM RG DIN 933-931 GR.8.8 NEGRO 12X1.75X45	0.00	0.300	5.40
Subtotal		Descuento	V. Imponible	I.V.A.	TOTAL US\$
5.40		10.7143%	0.58	4.82	12.00%
				0.58	5.40

castillo
HERMANOS
28 NOV. 2014
CANCELADO

DECLARO HABER RECIBIDO A ENTERA SATISFACCION Y SIN LUGAR A RECLAMO POSTERIOR TODA LA MERCADERIA DETALLADA EN ESTA FACTURA, LA MISMA QUE COMO COMPRADOR RECONOZCO EXPRESAMENTE, SUJETANDOME YO O MI EMPLEADOR, SEGUN EL CASO, A LAS CONDICIONES Y PLAZOS QUE CONSTAN EN LA MISMA. ACEPTO PAGAR EL MAXIMO DE INTERES CORRESPONDIENTE EN CASO DE RETRASO POR LA MORA, LA QUE EMPEZARA AL VENCERSE EL PLAZO MENCIONADO.

CLIENTE

MATRIZ GUAYAGUIL: Av. Juan Tarca Marango, Km. 1.8 s/n y Av. José Santiago Castillo
P.B.: 2569000 - FAX: 04-2881901
Castilla: 09-01-5600
BODEGA: Av. Domingo Comín #1750 - Frente a La Piedra 3
Telfs.: 2492480 - 2432315

SAMBORONDON: C. C. La Plaza
Vía a la Puntilla Km. Uno
Av. Samborondon s/n
Telfs.: 2997780 - 2997781

CUENCA: Av. España 1437 y Tumbayco
Telfs.: 2805208 - 2802283
Castilla: 01-01-975
Fax: 07-2808545

SANTO DOMINGO DE LOS TSACHILAS: Km. 3 1/2 s/n Vía a Chone
Telfs.: 3751459 - 3751461
Castilla: 04-01-1460
Fax: 04-3751460

QUITO: Av. 10 de Agosto N° 4012 y Av. Gaspar de Villamil
P.B.: 241855 - 2289208 • Fax: 02-2436994
Castilla: 17-11-6933 y 17-11-6971
BODEGA: Panamericana Sur Km. 4.5 Guano y Pueblo Viejo • Telfs.: 3982273 Fax: 3980796

AMBATO: Av. Bolívar s/n
Vía Baños Km. 2 1/2
Telfs.: 05-2408311
05-2408308 - 05-2408230
05-2408307
Fax: 05-2921424

MANTA: Av. 4 de Noviembre s/n Intersección
Km. 4 1/2 y Calle "Y"
P.B.: 05-2925587
Fax: 05-2921424

CONAUTO
CONAUTO C.A.
R.U.C. 0990018685001

R.U.C. 1717316168 CLIENTE: 00-0000 FAC 0523767 ESP
EDISON RODRIGUEZ/
CARCELEN
QUITO TL. 2805914
FECHA FACTURA: 2/DIC/2014 13:19

NUM. PEDIDO 000000 FECHA PEDIDO 2/DIC/2014
G. REM. T VEND. 97 DIG. JEJ
FACTURA
QUITO 003-001-
000523767
AUTORIZACIÓN N° 1115796339
FECHA DE AUTORIZACIÓN DEL: 24/10/2014
VÁLIDO PARA SU EMISIÓN HASTA: 24/10/2015
CONTRIBUYENTE ESPECIAL RESOLUCIÓN N° 6925

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO	EMPAQUE	CANT./ORIG.	PRECIO UNIT. BRUTO	DESCTOS.	IMPORTE NETO
08 TE68	REPSOL TELEX E 68	5 GLS (PL)	1 B	121,63	43,00	69,33

**** CONTADO ****

CONDICIONES DE PAGO US\$ 69,33 12% 8,32 77,65

P. PARTIDA.: Pana. sur Km. 4.5: Guano y Pueblo Viejo
TRANSPORTISTA: PONCE VINCIO PWE-0132 RUC o C/I: 1704792300
P. LLEGADA.: DE LOS ACEITUNOS E1-116 Y GALO PLAZA
Fecha Ini.: 20141202 Fecha Fin.: 20141212

RECIBO DE COBRO: 017005 CAJERO: MOLINA ELIZABET FEC: 2014/12/02 13:20:28
FAC. CONAUTO CREDITO CONFIRME 77,65
RECUERDA: CONAUTO CREDITO CONFIRME 77,65
Nota.: POR CANTON

CONAUTO C.A.
CANCELADO
ADQUIRENTE

NOTA: DECLARO HABER RECIBIDO LA MERCADERIA DETALLADA EN ESTA FACTURA A MI ENTERA SATISFACCION Y SIN LUGAR A RECLAMO, SUJETANDOME A LAS CONDICIONES Y PLAZOS QUE CONSTAN EN LA MISMA Y CANCELAR LOS INTERESSES DE MORA AUTORIZADOS POR LA LEY EN CASO DE RETRASO EN LOS PAGOS RESPECTIVOS. LA MERCADERIA VAJA POR CUENTA Y RIESGO DEL CLIENTE. NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES.

www.conauto.com.ec

Carcelén, Av. Clemente Yerovi OE1-60 y Antonio de Velasco
Telf.: Dom.: 2473 044 Cel.: 09 9821 1088
Telf.: Taller 3442 893 * DOCUMENTO CATEGORIZADO NO AUTORIZACION SRI: 1115654000

TECNOMETAL
CAZARO VILLAMAR FRANCISCO DE LA CRUZ
R.U.C.: 1702664552001
Calificación Artesanal No. 42359

FECHA: Quito, 8 de Diciembre / 2014 RUC: 1717316168

CLIENTE: SE EDISON RODRIGUEZ

DIRECCION: CARCELLEN TELF: 2805914

CANT.	DESCRIPCION	V. Unitario	VALOR TOTAL
1	Continuación brida acopl	160 ⁼	160 ⁼
1	Acople rosado utilitarios principal	40 ⁼	40 ⁼
1	Eje guía	50 ⁼	50 ⁼
1	Pln expulsor	30 ⁼	30 ⁼
1	Pln expulsor 620 x 120	50 ⁼	50 ⁼
1	Barril guía	30 ⁼	30 ⁼
2	Acople varstago	45 ⁼	90 ⁼
1	Manguera	15 ⁼	15 ⁼
SON: <u>CUATRO CIENTOS SESENTA Y CINCO</u>		SUBTOTAL	<u>465⁼</u>
Firma Autorizada: <u>[Firma]</u>		I.V.A. 0%	<u>—</u>
RECIBI CONFORME: <u>[Firma]</u>		I.V.A. %	<u>—</u>
FIRMA AUTORIZADA		TOTAL USD.	<u>465⁼</u>

OT HEREDIA CRUZ MAGDALENA BASANTES SOLIS - RUC 1701552455001 - AUTORIZACION 1449 - IMP 30/SEPTIEMBRE/2014
DEL 4001 AL 4300 - VALIDO HASTA 20/SEPTIEMBRE/2015 - ORIGINAL = CLIENTE - COPIA = EMISOR

12:54:52 005990

DISTRIBUIDORA ELECTRICA INDUSTRIAL R.U.C. 1713169173001

MATERIAL ELECTRICO DE ALTA Y BAJA TENSION
ING HOYOS MEJIA FRANCISCO JAVIER
DIRECCION: Av. Galo Plaza Lasso N63-83 y de Los Cedros
TELEFAX: 2481-039 2475-570
e-mail: ventas-del@grupoecmejia.com Quito - Ecuador

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
RESOLUCION N°826 DEL 22-12-2009
VALIDO EMISION HASTA
15 / MAYO / 2015

FACTURA S001-002-
00 0005990
AUTORIZACION S.R.I. 1114877188

VENDIDO A: SR. MANUEL GALARRAGA FECHA: 13 DIC 2014
DIRECCION: PUELLARO TELFS.:
CDO. CLIENTE: IVARI 023 RUC / CI: 1722458583

CANT.	COD.	DESCRIPCION	P. UNITARIO	IMPORTE
2.00	1144901141	CABLE ST-1 3*12AWG 750 600V 44901141	1.775	3.55
2.00	CCDA20-3-C	CABLE TSJN 2*18 AWG 600V ST-C CENTELSA	0.490	0.98
8.00	1DB18-1-NE	CABLE FLEXIBLE 2*18 AWG NEGRO	0.161	1.29

"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"

ENTREGADO
CANCELADO

LOPEZ LOPEZ JUAN PATRICIO IMPRESORA L&L 2650332, RUC: 1704348828001 AUT SRI 1599
FECHA AUTORIZACION 15 / 05 / 2014 DEL 5201 AL 6200 - DOCUMENTO NO CATEGORIZADO
ORIGINAL: ADQUIRENTE COPIA VERDE: EMISOR COPIA ROSADA: SIN VALOR EFECTOS TRIBUTARIOS

Firma Autorizada: [Firma] RECIBI CONFORME: [Firma]

SUBTOTAL 5.82
12% I.V.A. 0.70
TOTAL USD \$ 6.52

JARA GUEVARA MAXIMO ALBERTO INGENIERO MECANICO Km. 6 1/2 Av. Gato Pizaro Lasso N69-462 y Sebastián Moreno Telfs.: 2472211 / 2476885 / 2463486 Fax: 2483 507 QUITO - ECUADOR E-mail: maxjarag@andinet.net		FACTURA N° 001-001-00 0031548 Autorización N°: 1114520246 OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD R.U.C. #: 0908879331001 31548		
CLIENTE: EDISON RODRIGUEZ C.I. 1717316369 CARCELLEN QUITO ECUADOR		FECHA: 13 December 2014 Fecha de Vencimiento: 13 December 2014		
CLIENTE:	ORDEN N°	TERMINOS DE PAGO	VENDEDOR	PAG.
CLASIFICACION	Prepaid		TIPO	1
CANTIDAD	CODIGO	DESCRIPCION	PRECIO	BALANCE
2.000688-068E		ADAPTADOR INDUSTRIAL 30E-68E	1.70	3.40
2.000687-068F		ADAPTADOR INDUSTRIAL 30E-68F-68E	9.36	38.56
0.94	TRACTOR/288-06	(NETRO) MANO HIDRAULICA MANULI	13.44	12.63
2.000688-068E		ACOPLE HYFRESS 0901-06-06	1.29	2.58
2.000688-068E		ACOPLE HYFRESS 0901-06-06	2.32	4.90
4.00068C1F3-H		PERNULA HYFRESS 0022-06	1.85	7.40
6.00068C		ACOPLE SARA HADRESA 278 D. I.	2.47	12.02
2.00	TRACTOR/288-06	(NETRO) MANO HIDRAULICA MANULI	13.44	26.88
3.000688-068E		ACOPLE HYFRESS 0901-06-06	2.32	2.92
3.000688-068E		ACOPLE HYFRESS 0901-06-06	4.86	4.86
2.00068C1F3-H		PERNULA HYFRESS 0022-06	1.85	0.70
4.00068C-068E		ADAPTADOR INDUSTRIAL 30E-68E	2.00	8.00
2.000688-068E		(NETRO) MANO HIDRAULICA MANULI	13.44	24.19
2.000688-068E		ACOPLE HYFRESS 0901-06-06	4.86	9.72
2.00068C1F3-H		PERNULA HYFRESS 0022-06	1.85	0.70
2.00	TRACTOR/288-06	(NETRO) MANO HIDRAULICA MANULI	13.44	26.88
3.000688-068E		ACOPLE HYFRESS 0901-06-06	2.32	2.22
3.000688-068E		ACOPLE HYFRESS 0901-06-06	4.86	4.86
2.00068C1F3-H		PERNULA HYFRESS 0022-06	1.85	3.70
3.70	TRACTOR/288-06	(NETRO) MANO HIDRAULICA MANULI	13.44	22.83
3.000688-068E		ACOPLE HYFRESS 0901-06-06	4.86	4.86
3.000688-068E		ACOPLE INDUSTRIAL 100.146.0606	9.05	9.05
2.00068C1F3-H		PERNULA HYFRESS 0022-06	1.85	2.70
0.15	DESCUENTO	DESCUENTO 15%	22.46	33.66

PAGADO
Máximo Jara Guevara
R.U.C. 0908879331001

Deber y pagaré a la orden de **MAXIMO JARA GUEVARA** en la fecha de su vencimiento, la cantidad que consta en esta documentacion más los intereses legales que en su caso devenga vencimiento hasta la fecha de su cancelación.

La mercadería es para cuenta y riesgo del comprador.

Esta entendido que las personas que firman la presente factura tienen autorización para ello y son en este acto representantes del comprador el cual se hace responsable de la cancelación de la presente factura/pagare.

SALIDA LA MERCADERIA NO SE ACEPTA DEVOLUCIONES

Subtotal	190.76
12% I.V.A.	22.89
TOTAL	213.65

Recibi Conforme
MMHypress
MMH Group

JARA GUEVARA MAXIMO ALBERTO INGENIERO MECANICO Km. 6 1/2 Av. Gato Pizaro Lasso N69-462 y Sebastián Moreno Telfs.: 2472211 / 2476885 / 2463486 Fax: 2483 507 QUITO - ECUADOR E-mail: maxjarag@andinet.net		FACTURA N° 001-001-00 0031658 Autorización N°: 1114520246 OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD R.U.C. #: 0908879331001 31658		
CLIENTE: RODRIGUEZ EDISON RUC.1717316188 QUITO ECUADOR		FECHA: 23 December 2014 Fecha de Vencimiento: 23 December 2014		
CLIENTE:	ORDEN N°	TERMINOS DE PAGO	VENDEDOR	PAG.
CLASIFICACION	Prepaid		TIPO	1
CANTIDAD	CODIGO	DESCRIPCION	PRECIO	BALANCE
6.00068KJ-068P90		ADAPTADOR INDUSTRIAL 30.10.20.0606	3.76	22.56

PAGADO

Deber y pagaré a la orden de **MAXIMO JARA GUEVARA** en la fecha de su vencimiento, la cantidad que consta en esta documentacion más los intereses legales que en su caso devenga vencimiento hasta la fecha de su cancelación.

La mercadería es para cuenta y riesgo del comprador.

Esta entendido que las personas que firman la presente factura tienen autorización para ello y son en este acto representantes del comprador el cual se hace responsable de la cancelación de la presente factura/pagare.

SALIDA LA MERCADERIA NO SE ACEPTA DEVOLUCIONES

Subtotal	22.56
12% I.V.A.	2.71
TOTAL	25.27

Recibi Conforme
MMHypress
MMH Group

TECNOMETAL

CAZARO VILLAMAR FRANCISCO DE LA CRUZ
R.U.C.: 1702604552001
Calificación Artesanal No. 42359

Carcelén, Av. Clemente Yerovi OE1-60 y Antonio de Velasco
Telf.: Dom.: 2473 044 Cel.: 09 9821 1088
Telf.: Taller 3442 893 * DOCUMENTO CATEGORIZADO NO
AUTORIZACION SRI: 1115654000
FACTURA Nº 0004051
S. 001-001-00

FECHA: Quito, 29 de Diciembre / 2014 RUC: 1717316168

CLIENTE: SE EDIION RODRIGUEZ

DIRECCION: CARCELEN TELF: 2805919

CANT.	DESCRIPCION	V. Unitario	VALOR TOTAL
1	Construcción de mesa soporte para centopie oleohidráulica	50=	50=
2	Construcción ángulos soporte de cilindro neumáticos	10=	20=
1	Construcción de válvula neumática.	15=	15=
			}
SON: <u>OCHENTA Y CINCO 00/100</u>			SUBTOTAL <u>85=</u>
Firma Autorizada: <u>Francisco V. Rodríguez</u>			I.V.A. 0%
RECIBI CONFORME			I.V.A. %
			TOTAL USD. 85=

OFICINAS CRUZ MAGDALENA BASANTES SOLIS - RUC 1701553455001 - AUTORIZACION 1449 - IMP 30/SEPTIEMBRE/2014
DEL 4001 AL 4300 - VALIDO HASTA 20/SEPTIEMBRE/2015 - ORIGINAL - CLIENTE - COPIA - EMISOR

TORNIPERNO

F E R R E T E R I A

RAZA ACOSTA GALO FERNANDO
Av. Galo Plaza Lasso N64-375 y Bellavista
Telf. 2476 234 Telfax 2484 776

R.U.C. 1702489145001
AUT. SRI: 1115039805
FECHA DE AUTORIZACION 10 DE JUNIO 2014
OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD
DOCUMENTO CATEGORIZADO NO

FACTURA Nº 0026109
001-001

CLIENTE: MANUEL GALARRAGA

DIRECCION: PUELLANO

Distrito Metropolitano de Quito 29 DIC 2014 RUC/CI: 1722452583

CANT.	DESCRIPCION.	V. UNIT.	TOTAL
12	PARANOS 8025 C/TCR.	0,30	3,60
			}
SUB TOTALS			<u>3,60</u>
			0% I.V.A. \$
			12% I.V.A. \$ <u>0,43</u>
TOTAL \$			<u>4,03</u>

BETANCOURT SALAZAR RODOLFO IMP. BETANCOURT * RUC: 1712675689001
AUT.: 13455 * DEL 23501 AL 20400 * FECHA DE CADUCIDAD 18 DE JUNIO DEL 2011
torniperno.galoraza@hotmail.com
SALIDA LA MERCADERIA NO SE ADMITEN RECLAMOS

TORNIPERNO FIRMA AUTORIZADA RECIBI CONFORME ORIGINAL: CLIENTE COPIA: EMISOR

CUCASA CIA. LTDA.

SISTEMAS HIDRAULICOS - MANGUERAS - CONEXIONES - ADAPTADORES - TUBOS DE ACERO SIN COSTURA, PARA CONDUCCION DE FLUIDOS DE TODA CLASE DE MAQUINARIA.

MATRIZ AV. DIEZ DE AGOSTO N52-62 Y CAPITAN RAMON BORJA TELEFONOS 2408040, 2408041 2400282 - QUITO CABAÑA 272 - FAX 2408017 E-mail: cucasa@hicable.net.ec • cucasa@netlife.ec
 CONTRIBUYENTE ESPECIAL RESOLUCION 00281 R.U.C. 1790294609001
 SUCURSAL VILLAFLORES, JUAN MARQUEZ 40 Y EMILIO TERAN TELEFONOS 2867747 - 2813592 www.cucasa.com.ec • cucasasucursal@netlife.ec

GUIA DE REMISION: 363937 FACTURA Nº 001-001-000363937
 NOMBRE: EDISON RODRIGUEZ AUTORIZACION Nº: 1115753667
 R.U.C.: 1717316168 TELEFONO: 2805914 FORMA DE PAGO: CONTADO
 DIRECCION: CARCELEN QUITO, 29/diciembre/2014

CANTIDAD	DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
1.00	UNI ADAPTADORES 1008-6-6	1.81	1.81



CANCELADO
CUCASA CIA. LTDA.

LA MENCIONADA SUMA EN ESTE DOCUMENTO ME (NDS) OBLIGA A PAGARLA EN MONEDA EN CURSO LEGAL CON MAS INTERES% ANUAL DESDE ESTA FECHA HASTA EL VENCIMIENTO DEL PLAZO SEÑALADO; SIENDO DE MI (NUESTRA) CUENTA TODOS LOS IMPUESTOS Y TASAS QUE CAUSARE ESTE PAGARE; EN CASO DE MORSA ME (NDS) OBLIGO (AMOS) ADIMAS, A PAGAR EL INTERES ADICIONAL DEL% ANUAL DESDE EL VENCIMIENTO HASTA SU TOTAL CANCELACION ASI COMO A CUBRIR TODOS LOS GASTOS JUDICIALES Y EXTRAJUDICIALES INCLUSIVE LOS HONORARIOS PROFESIONALES QUE OCASIONARE EL COBRO SIENDO SUICIENTE PRUEBA PARA ESTABLECER TALES GASTOS LA MERA ASERACION DEL ACREEDOR; QUEDO (AMOS) SOMETIDO (S) A LOS JUICIOS O TRIBUNALES DE ESTA CIUDAD O A LAS QUE ELIJA EL ACREEDOR Y A LA VIA EJECUTIVA. LUEGO DE HABER LEIDO ESTE DOCUMENTO ESTAMPO MI FIRMA DE CONFORMIDAD A CONTINUACION.

TOTAL DE LA FACTURA	1.81
- DESC. DEL	0.00
SUB TOTAL	1.81
12% I.V.A.	0.22
TRANSPORTE	0.00
TOTAL A PAGAR	2.03

FECHA DE VENCIMIENTO	VENDEDOR	VTO. BÑQ.	RECIBI CONFORME
29/diciembre/2014	MIGUEL PARRA		

FEDEPREVEDOR S.R.L. 1703080001, AUT. 048486, HONOR. 13/OCT/08/2014 • 0074884 TEP • CANT. 000 DEL 08/09 AL 08/09
 VALIDO PARA SU EMISION HASTA 17/OCTUBRE/2015
 - USUARIO -

11:59:40 216830

DISTRIBUIDORA ELECTRICA INDUSTRIAL

ING. HOYOS MEJIA FRANCISCO JAVIER

MATERIAL ELECTRICO DE ALTA Y BAJA TENSION

MATRIZ: Av. Galo Plaza Lasso N63-83 y de Los Cedros Quito - Ecuador
 TELEFAX: 2475-570 2481-039 2805-104 2805-142 3464-054 3465-358 3463-253
 E-MAIL: ventas-del@grupoecmejia.com • www.grupoecmejia.com
 CONTRIBUYENTE ESPECIAL RESOLUCION Nº 826 DEL 22-12-2009 * OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD *

R.U.C. 1713169173001
 AUTORIZACION S.R.L. 1115429721
 FACTURA COMERCIAL

S.001-001-000216830

VENVIDO A: RODRIGUEZ SANCHEZ EDISSON FERNANDO FECHA: 01NOV2014
 DIRECCION: CARCELEN BARTOLOME N79-49 Y FCO. RUIZ VENCE: 02NOV2014
 CIUDAD: TELEF. 2805914 FORMA DE PAGO: EFECTIVO FACTURA
 PROVINCIA: FAX: VENDEDOR: 037 JOFFRE VERA
 COD. CLIENTE: 1VAR1 RUC: 1717316168001 GUIA No. PEDIDO No.

CODIGO	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNITARIO	TOTAL
9LGC08-2001	UN LS CONTACTOR GMC22 7.5HP 5.5KW 220V.	1.00	21.650	21.65
9LGREB-2027	UN LS RELE TERMICO GTX-22 7-10 AMP.	1.00	23.550	23.55
0BEAC1-0313	UN BEALCOUP GABINETE PESAD.30*30*161-0313	1.00	28.000	28.00
BCPP2210	UN CAMS.PULSADOR MARCH VERDE 1NA 22MM.11741	1.00	1.600	1.60
0RAV22	MT RIEL DING ACERO PERFORADA DORADA 1MT	1.00	2.000	2.00
0LEG837161	UN LEGRAND BORNERA P/RIEL 4mm2 30A,10AWG (39061)	6.00	1.100	6.60
0LEG837160	UN LEGRAND BORNERA P/RIEL 2.5mm2 20A,12AWG (39060)	10.00	0.970	9.70
FFCM04	MT CABLE CONCENTRICO 3*12 AWG 600 FABRICABLE	4.00	2.293	9.17

CANCELADO

SON: CIENTO TRES 07/100 DOLARES.

ELABORADO: 	DESPACHADO:
RECIBI CONFORME CLIENTE 	CONTABILIZADO:

DISTRIBUIDORA ELECTRICA INDUSTRIAL ENTREGADO

VALOR	102.27
DESCTO. 10%	10.24
SUBTOTAL	92.03
TARIFA 0%	0.00
TARIFA 12%	92.03
I.V.A. 12%	11.04
FLETE	0.00
TOTAL FACTURA	103.07

LOPEZ LOPEZ JUAN PATRICIO IMPRESORA L&L 2650-332 • R.U.C. 178434820001 • AUTORIZACION S.R.L. 1099 • FECHA AUT. 23 - 08 - 2014 DEL 21.1.101 AL 217.103 VALIDO EMISION HASTA 20 / AGOSTO / 2015
 ORIGINAL: ADQUIRIRSE COPIA ROSADA: EMISOR COPIA AMARILLA: SIN VALOR PARA EFECTOS TRIBUTARIOS COPIA VERDE: SIN VALOR TRIBUTARIO
 DOCUMENTO NO CATEGORIZADO

CASTILLO HERMANOS S.A.

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
 Resolución N° 194
 RUC 1790155102001 N.E.001-001-1197178
 Autorización: 115511793
 Válido para su emisión hasta: 04/Septiembre/2015
FACTURA N° 001-001-000259735
 Fecha: Quito, Sábado, 22/Nov/2014
 Condiciones de Pago: CONTADO
 Cliente: **RODRIGUEZ SANCHEZ EDISON**
 CARCELEN(QUITO)
 1717316168 2805914


castillo
 HERMANOS

PRINCIPAL
 Panam. Norte Km. 5 1/2 #13135 y De los Cerezos
 Fono/Fax: 2475-785/6/7 2477-214
 Celular: 097-101-2008

SUCURSAL 1
 Av. América N22-148 y Ramírez Dávalos
 Fono/Fax: 2227-270 2523-064 2520-586

SUCURSAL 2
 Av. Maldonado #10145 y Cusubamba
 Fono/Fax: 2684-560 2684-561

SUCURSAL 3
 Acuña E1-51 y Juan Aguayo
 Fono/Fax: 3238-641 3238-643 3238-644

SUCURSAL 4
 R. Vicente Maldonado 549-163 y Calle C
 Fono/Fax: 2695-700 2699-542 2699-706
 Email: ventas@castillohermanos.com
 Quito-Ecuador

Guía de Remisión	Cantidad	Artículo	% Desc	Precio Unitario	TOTAL
	16.00	(363500)PERNO HEX MM RG DIN 933-931 GR. 8.8 NEGRO 12X1.75X35	0.00	0.210	3.36
	40.00	(395800)PERNO ALLEN AC. GR. 12.9 SAE RG ANSI B18.3 1/4X5/8"	0.00	0.060	2.40
Subtotal		Descuento	V. Imponible	I.V.A.	TOTAL US\$
5.76		10.7143%	0.62	5.14	12.00%
					0.62
					5.76

DECLARO HABER RECIBIDO A ENTERA SATISFACCION Y SIN LUGAR A RECLAMO POSTERIOR TODA LA MERCADERIA DETALLADA EN ESTA FACTURA, LA MISMA QUE COMO COMPRADOR RECONOZCO EXPRESAMENTE, SUJETANDOME YO O MI EMPLEADOR, SEGUN EL CASO, A LAS CONDICIONES Y PLAZOS QUE CONSTAN EN LA MISMA. ACEPTO PAGAR EL MAXIMO DE INTERES CORRESPONDIENTE EN CASO DE RETRASO POR LA MORA, LA QUE EMPEZARA AL VENCERSE EL PLAZO MENCIONADO.

QUITO

INDUSTRIA
FERRROMEDICA
 CIA. LIMITADA

SECCION MEDICA
 Fabricantes de Muebles, Equipos Médicos
 Dentales, Maque de Operación Clínico-Leng.
 Casaca de Recuperación, Muebles de Puerro
 MOBILIARIO MEDICO EN GENERAL

OFICINA
 Escritorios, Sillones, Archiveros, etc.
CALIDAD GARANTIZADA

FABRICA QUITO:
 Los Arcabuzes E1-116 y
 E11. Calle Plaza Lasso
 Teléfono: (593-2) 2464 134 - 2464 133
 2473-808 - 2477-318 - Fax: (593-2) 2887-968
 Correo: 17-43-476
 e-mail: gpremedica@ferromed.com

ALMACEN QUITO:
 Vialberto 724 y Píezos Guayano
 Teléfono: 2525-489 / 2544-799
 www.ferromedica.com

FACTURA SERIE 001-001-00 **00001354**

R.U.C. 1792296730001
 Aut. SRL: 1114748940
FECHA AUT. 24/ABRIL/2014

Cliente: EDISON RODRIGUEZ	Teléfono: 09990 16930	Fecha: 25/11/2014
R.U.C. 1717316168		Vendedor: JCL
Dirección: QUITO - CARCELEN		Vencimiento: 25/11/2014
Número No.:	Guía de Remisión No.:	
C/ingreso No.:	Forma de Pago: CONTADO	

CODIGO	DESCRIPCION	CANT	PRECIO UNIT.	VALOR TOTAL
04978	CONSTRUCCION DE ESTRUCTURA DE MAQUINA	1	109.96	109.96
Observaciones: SON: CIENTO VEINTE Y UNO CON SEIS DOLARES				Sub-Total 109.96
				Descuento
				IVA 0%
				IVA 12 %
				TOTAL USD
				121.92

INDUSTRIA FERRROMEDICA
 CIA. LTDA.
 RUC 1792296730001

Firma: *(Rodriguez)*
 Fecha: Confirmar

Si se va pagar con cheque cruzado a nombre de INDUSTRIA FERRROMEDICA CIA. LIMITADA

SANGUARA YUCCA MELIDA CRECIDA * RUC: 1501581201801 * AUT. 5132 * DEL 06/01/2011 AL 03/01/2016 * 16065 VALIDA SU EMISION HASTA 24/ABRIL/2015



Matriz: Montserrat - Av. De las Palmeras N48-80 y Av. Eloy Alfaro
(sector El Inca) Telefax: 2275 163
e-mail: oxicortes@hotmail.com Quito - Ecuador

Cadena Jaramillo Maria Alejandra

R.U.C. 1715182588001

FACTURA

N°001-001-0008472

Válido hasta 31 / JULIO / 2015
Aut. S.R.L. 1115317102

Fecha: 12/11/2014 "OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"

R.U.C./C.I.: 1701791618 Guía de Remisión:

Cliente: EDISON RODRIGUEZ

Dirección: CAROLINA Telf.: 2275163

CANT	DETALLE	UNIT.	V. TOTAL
2.00	FL403X503X25	72.9750	145.95
OBSERVACIONES		SUBTOTAL	145.95
		IVA.%	17.51
		TOTAL USD \$	163.46

CANCELADO
ENTREGADO 12 NOV. 2014

ALEX LINCOLN

RECIBI CONFORME

FIRMA AUTORIZADA

LOPEZ LOPEZ JUAN PATRICIO + 2658-332 R.U.C. 1704348628001 AUTORIZACION S.R.L. 1589 FECHA AUTORIZACION 31 / 07 / 2014
N° DEL 7501 AL 10000 ORIGINAL: CLIENTE COPIA AMARILLA. EMISOR COPIA VERDE. SIN VALOR PARA EFECTOS TRIBUTARIOS
DOCUMENTO NO CATEGORIZADO

IMATIC S.A.
R.U.C. 1792041759001

Dire: Av 10 de Agosto N65-49 y Bolavista
Telf.: 3 463 269 / 6 013492 / Telefax: 3 464 043
Cell: 099 9008 956 - Quito-Ecuador
E-mail: ventas.imatic@gmail.com
Buscenos en:

FACTURA
S-001-001 N° 000013327

AUT. S.R.L. No. 1115585656

FECHA: QUITO 06/11/2014

CLIENTE: EDISON RODRIGUEZ 928
R.U.C.

Factura No: 013327

DENOMINACION	CODIGO	CANT.	PRECIO UNIT.	PRECIO TOTAL
SERVO ISO 10 D33MM FCS60X	S-6X30-S	3	323.85	125.85
SERVO 8/8" - 3/4"	PSM-03-03	3	2.00	7.00
TUBO POLIURETANO 8 MM	US88A8000000	2	2.39	2.78
TUBO POLIURETANO 32 MM	US88A8000000	3	2.16	6.42
PES CILINDRO ISO D33MM	F-3300-S	1	12.00	12.00

Esta y demás informaciones son el lugar que se convenga, a la entidad de IMATIC S.A. que tiene en el cual de este documento, más allá de su valor de su contenido, así como el valor de su contenido por la ley en proceso.

Sumas
Dato 5 % 7.58
Base Imponible 145.27
I.V.A 12% 14.85
TOTAL USD: 157.10

CONDICIONES
FORMA DE PAGO: CONTADO
ORDEN DE COMPRA: No

CENTRO: QUITO
Firma Cliente

Firma Autorizada

FORMA DE PAGO: CONTADO
ORDEN DE COMPRA: No

IMPORTE ADICIONAL SOBRE EL VALOR DEL DOCUMENTO AUTORIZADO POR RESOLUCION DEL 2014- DEL COMISARIO PARA QUITO DEL EJERCICIO DEL 2014

IMATIC S.A.

R.U.C. 1792041759001

Dirección: Av. 10 de Agosto N65-49 y Bellavista
 Telf.: 3 463 259 / 6 013492 / Telefax.: 3 464 943
 Cel.: 096 9058 898 * Quito-Ecuador
 Email: ventas.imatic@gmail.com
 Buscarnos en:

FACTURA

S-001-001 N° 000013625

AUT. S.R.I. No. 1115585656

Q

FECHA: QUITO, 29/12/2014

CUENTE: EDISON RODRIGUEZ	928
R.U.C.:	

Factura No: 013625

DENOMINACION	CODIGO	CANT.	PRECIO UNIT.	PRECIO TOTAL
RACOR CODO 3/8" X 8 MM	RS-03	1	2,58	2,58
MEPLD 3/8" - 3/8"	PSW-03-03	1	2,10	2,10
Debo y pagaré incondicionalmente en el lugar que se convenga, a la orden de IMATIC S.A., diez días, contados a la fecha de suscripción de esta póliza, la cantidad que aparece en el total de este documento, más intereses legal de su mora desde su vencimiento, así como adicional de mora permitido por la ley en protesta.				Suma \$ 4,68 Dcto % Base Imponible 4,68 I.V.A. 12% 0,56 TOTAL USD: 5,24

CINCO DOLARES CON VEINTICUATRO CENTAVOS.

CONDICIONES
 FORMA DE PAGO: CONTADO
 ORDEN DE COMPRA MAY VENTA DE ALMACEN
 1 OFICINA QUITO

FIRMA CLIENTE

FIRMA AUTORIZADA

ORIGINAL, ADJUVANTE,
 FORMASIMILLA, EMISOR,
 COPIA ROSADA, 200 VALORES,
 COPIA TRAZADO.

IMPRESA REGISTRADA EN EL REGISTRO NACIONAL DE EMPRESAS AUTÓNOMAS DE RESPONSABILIDAD LIMITADA, AUTORIZADA POR LA FECHA DE AUTORIZACIÓN 17 SEPTIEMBRE DEL 2014 - DEL 0800 PASA 1960 VALORES DE EMISOR HASTA EL 17 SEPTIEMBRE DEL 2014

IMATIC S.A.

R.U.C. 1792041759001

Dirección: Av. 10 de Agosto N65-49 y Bellavista
 Telf.: 3 463 259 / 6 013492 / Telefax.: 3 464 943
 Cel.: 096 9058 898 * Quito-Ecuador
 Email: ventas.imatic@gmail.com
 Buscarnos en:

FACTURA

S-001-001 N° 000013632

AUT. S.R.I. No. 1115585656

Q

FECHA: QUITO, 29/12/2014

CUENTE: EDISON RODRIGUEZ	928
R.U.C.:	

Factura No: 013632

DENOMINACION	CODIGO	CANT.	PRECIO UNIT.	PRECIO TOTAL
ADOREE BARRIDOS 1/4" MACHO	513-29M	1	1,65	1,65
BARRIDO 3/8" - 1/4"	PRMS-03-02	1	1,50	1,50
RACOR CODO 3/8" X 8 MM	RS-03	2	2,58	5,16
Debo y pagaré incondicionalmente en el lugar que se convenga, a la orden de IMATIC S.A., diez días, contados a la fecha de suscripción de esta póliza, la cantidad que aparece en el total de este documento, más intereses legal de su mora desde su vencimiento, así como adicional de mora permitido por la ley en protesta.				Suma \$ 8,31 Dcto % Base Imponible 8,31 I.V.A. 12% 1,00 TOTAL USD: 9,31

NOVE DOLARES CON TREINTA Y UN CENTAVOS.

CONDICIONES
 FORMA DE PAGO: CREDITO 30 DIAS
 ORDEN DE COMPRA MAY VENTA DE ALMACEN
 1 OFICINA QUITO

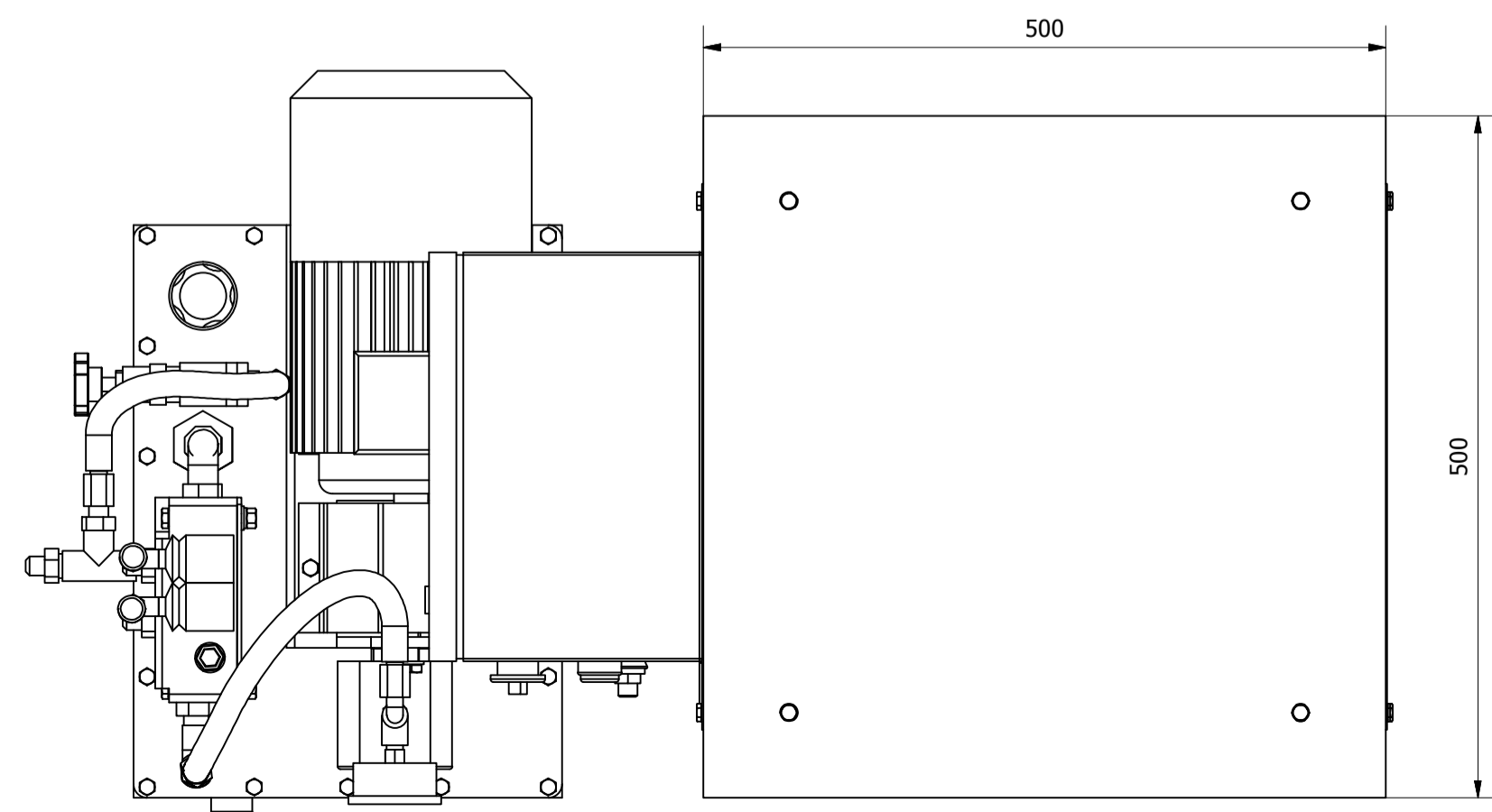
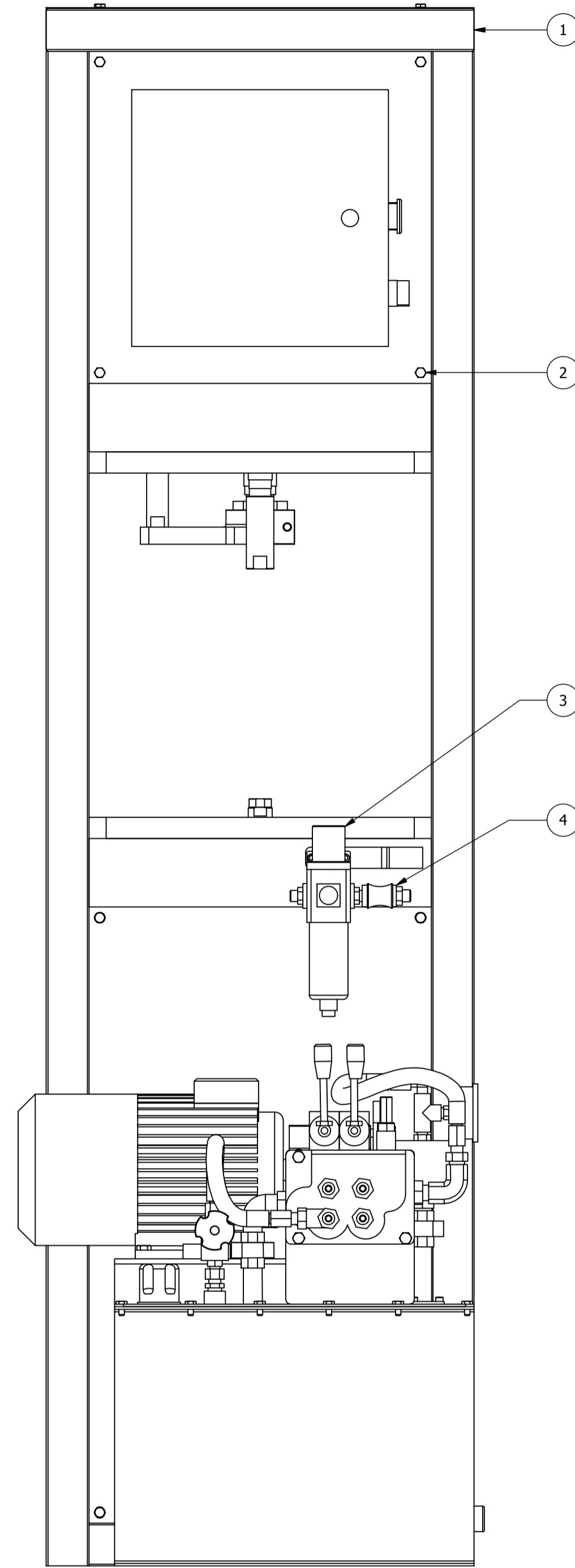
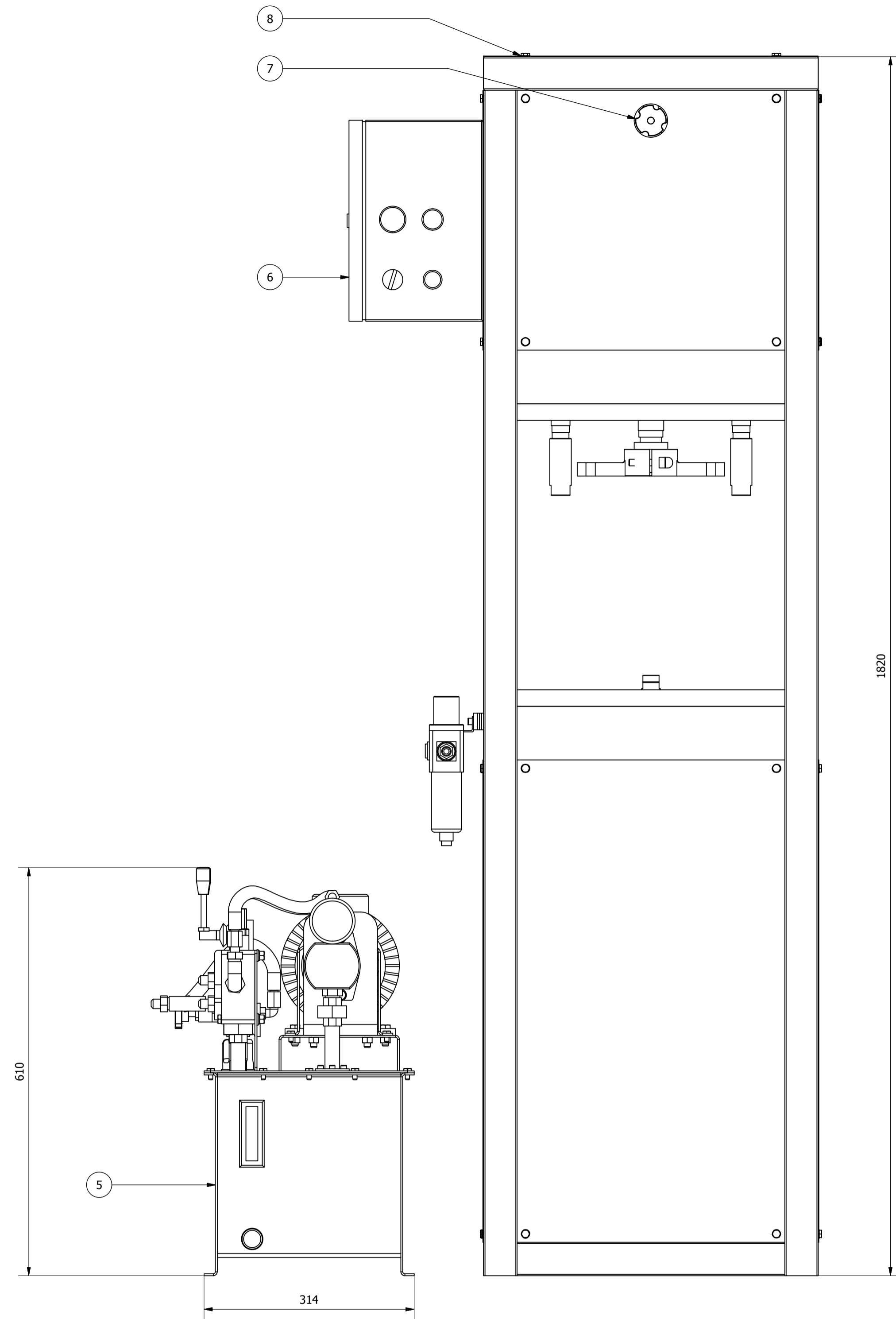
FIRMA CLIENTE

FIRMA AUTORIZADA

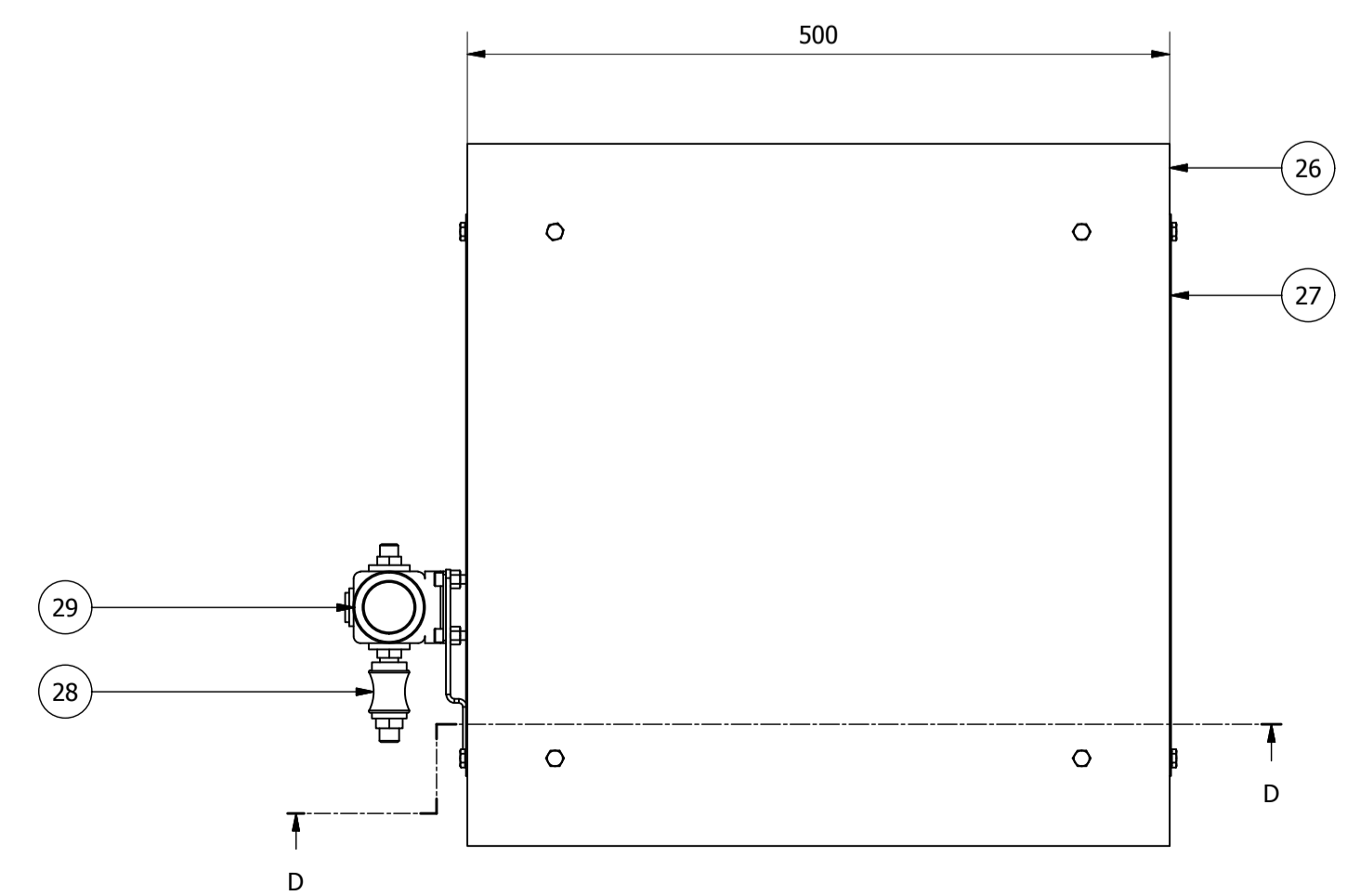
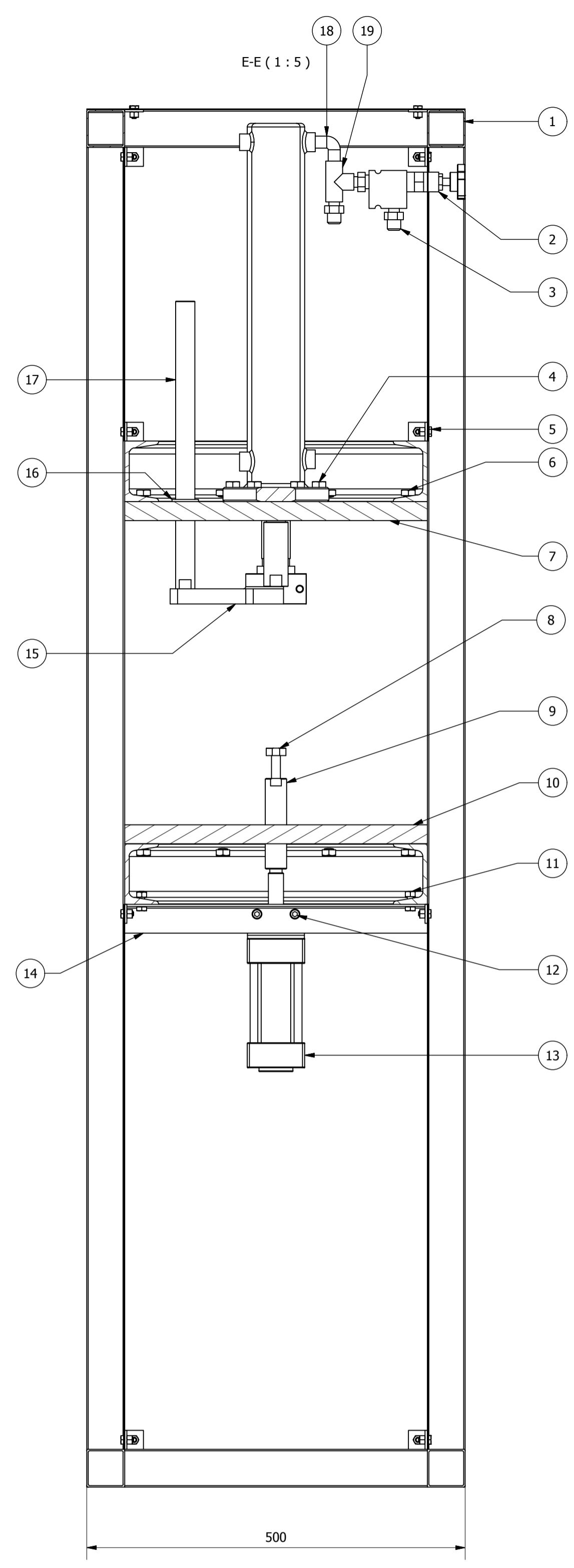
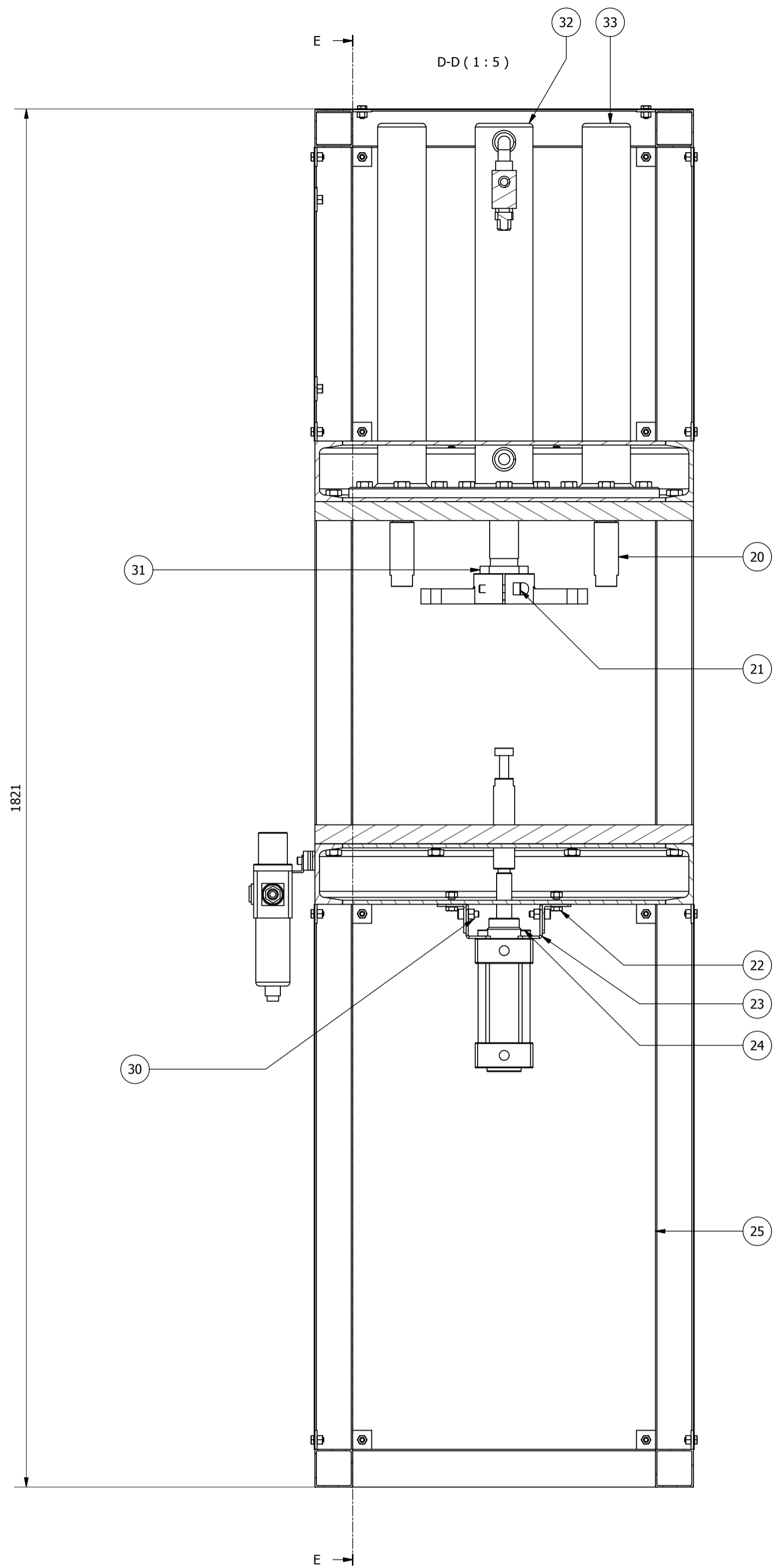
ORIGINAL, ADJUVANTE,
 FORMASIMILLA, EMISOR,
 COPIA ROSADA, 200 VALORES,
 COPIA TRAZADO.

IMPRESA REGISTRADA EN EL REGISTRO NACIONAL DE EMPRESAS AUTÓNOMAS DE RESPONSABILIDAD LIMITADA, AUTORIZADA POR LA FECHA DE AUTORIZACIÓN 17 SEPTIEMBRE DEL 2014 - DEL 0800 PASA 1960 VALORES DE EMISOR HASTA EL 17 SEPTIEMBRE DEL 2014

PLANOS

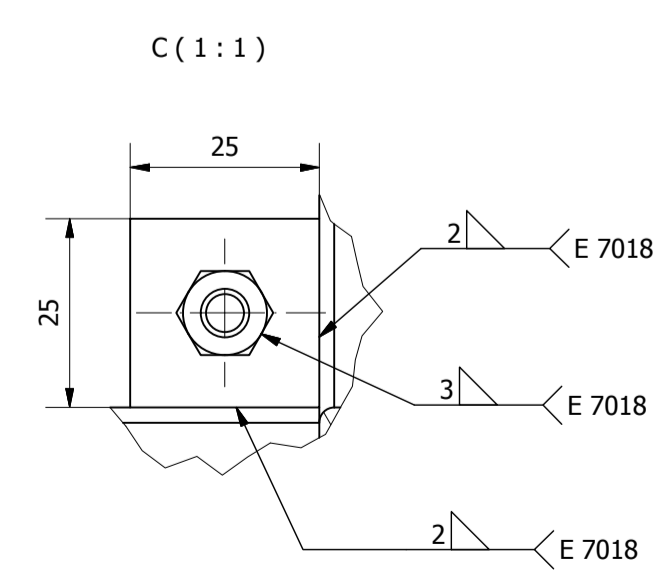
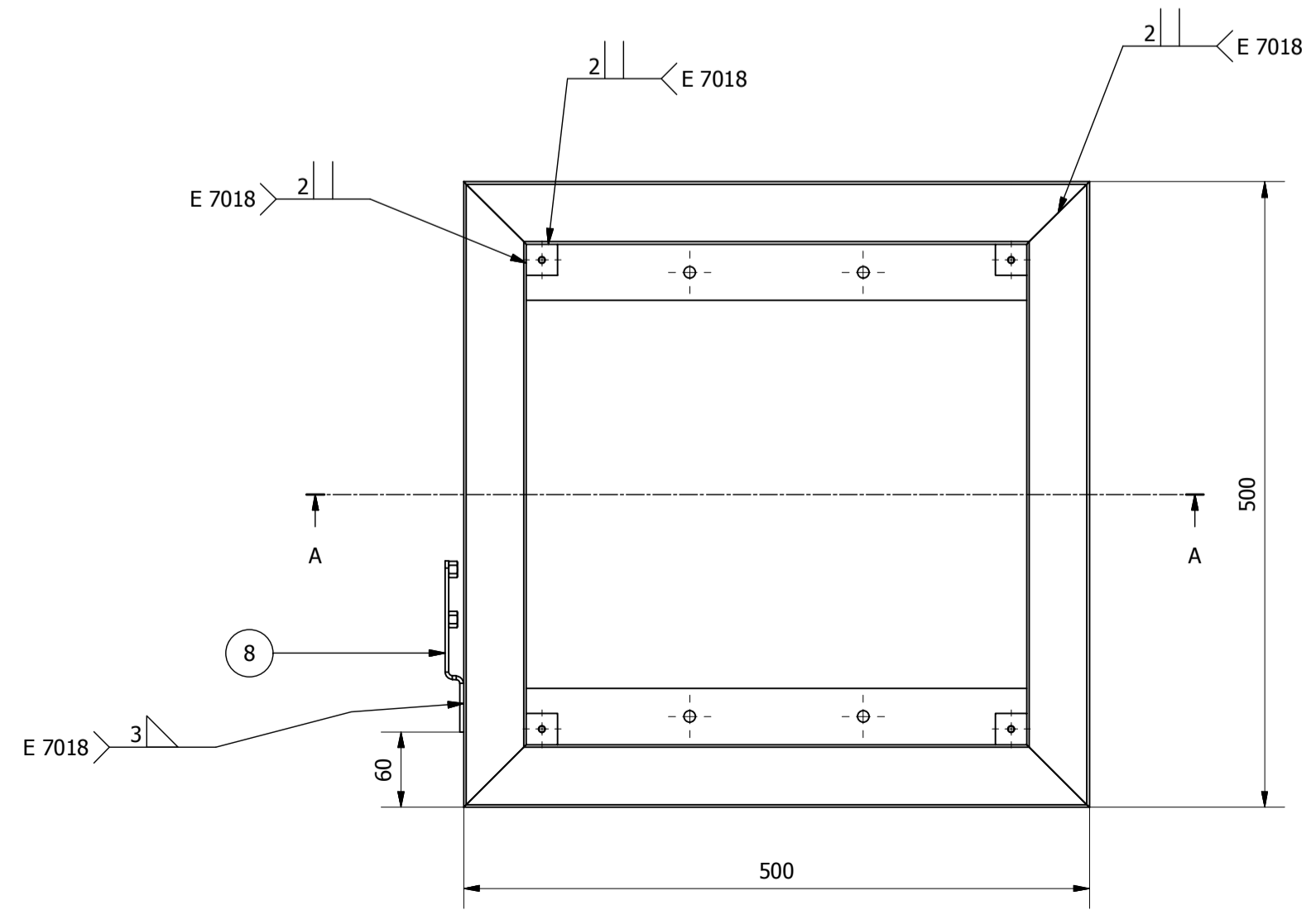
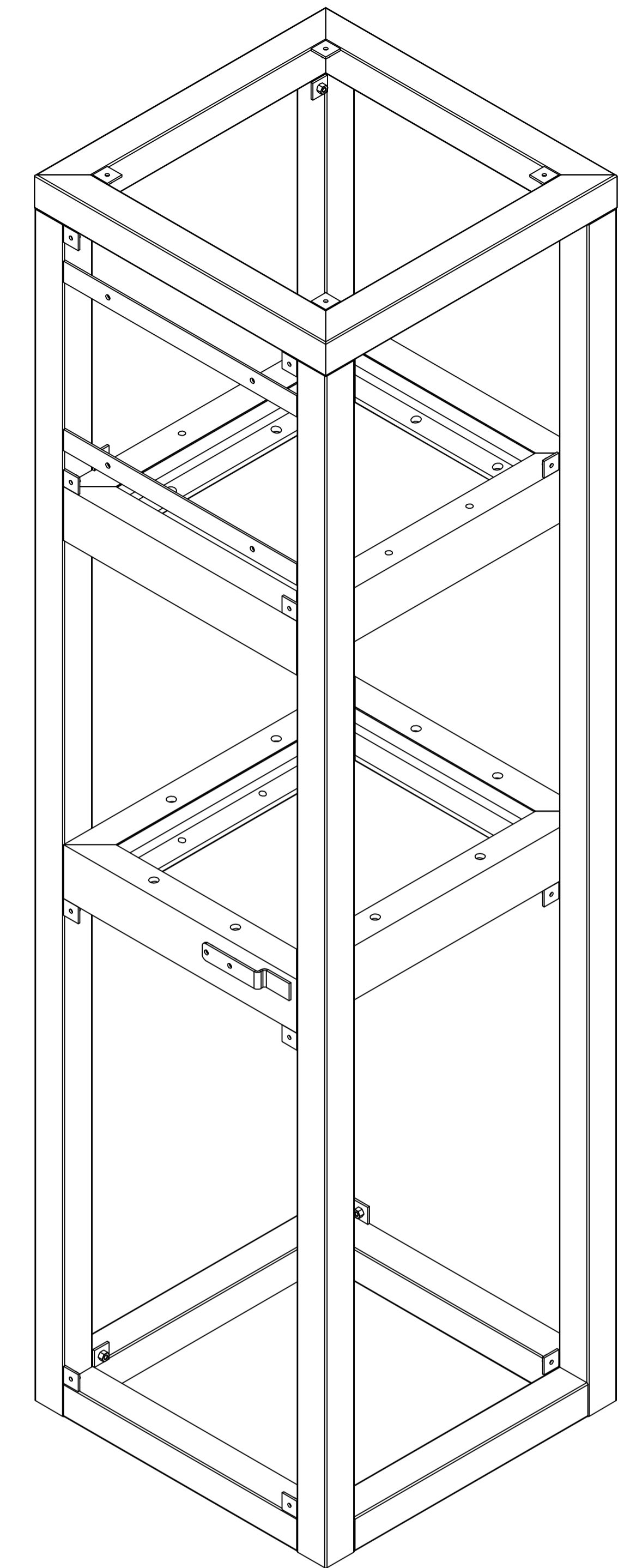
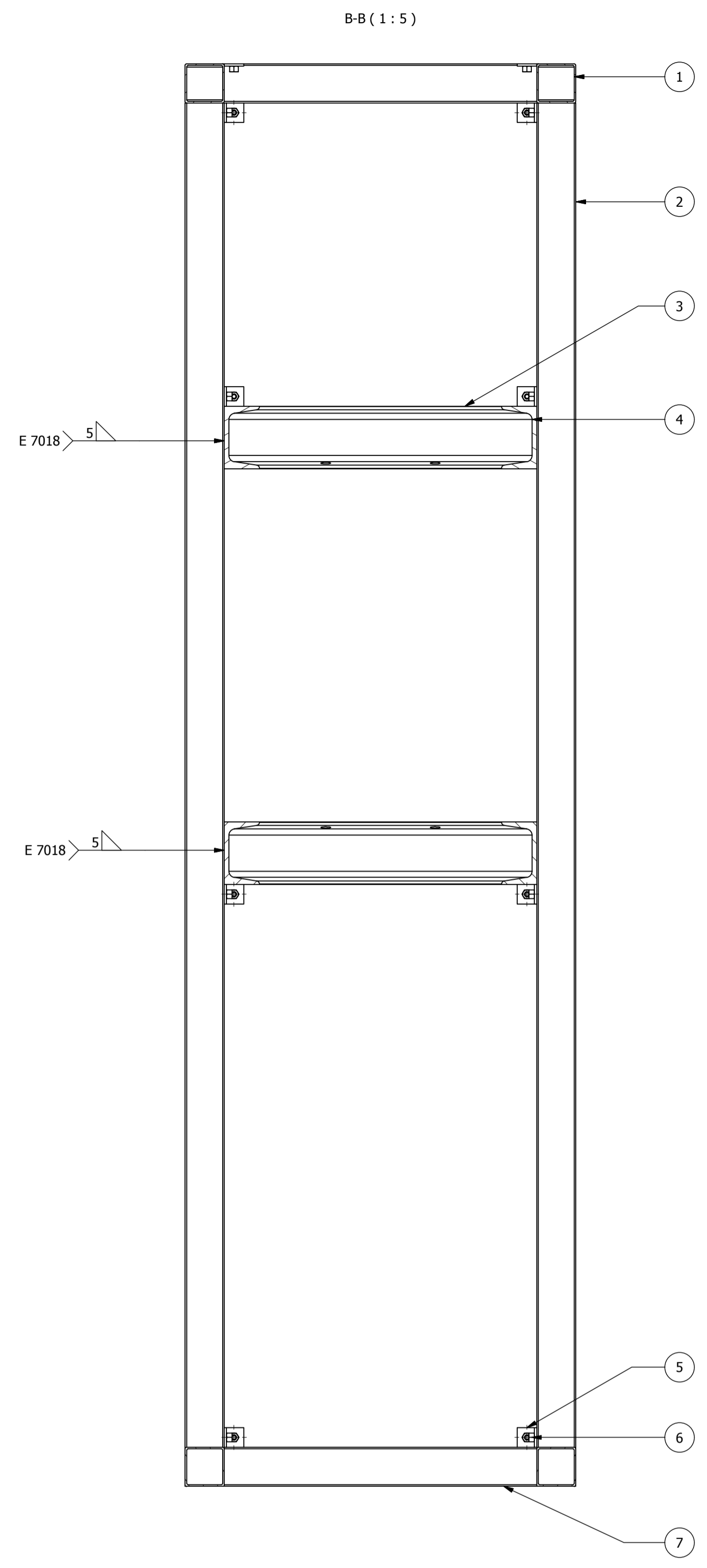
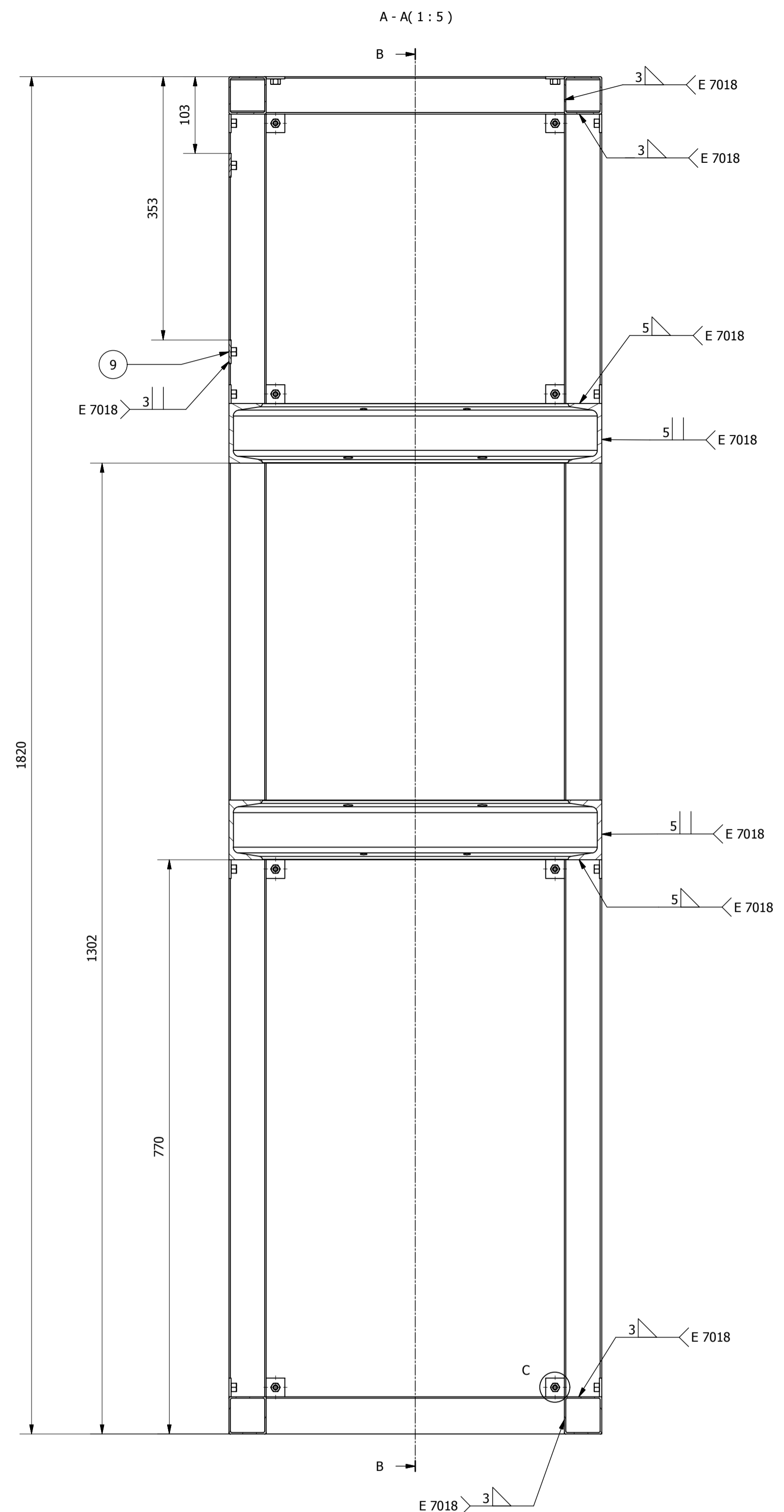


REF	DENOMINACIÓN	CANT	NORMA	LOCALI	MATERIAL	DIM. BRUTAS	OBSERVACIONES
8	Arandela plana 1/4 plg	32	ANSI B18.22.1	4A	Acero		Normalizado
7	Válvula limitadora de presión cilindro principal	1		4A			Normalizado
6	Caja de conexiones eléctricas	1		3B			Normalizado
5	Central oleohidráulica	1	10.1109.01.02.00	3E			Subconjuntos
4	Válvula de corredera	1		7D	Aluminio		Normalizado
3	Filtro regulador	1		7D	Aluminio		Normalizado
2	Perno hexagonal 1/4 plg * 1/2 plg (UNC)	32	ANSI B18.2.1	8B	Acero		Normalizado
1	Conjunto máquina y estructura	1	10.1109.01.01.00	7A		1800*500*500	Subconjuntos
			NORMA	LOCALI	MATERIAL	DIM. BRUTAS	OBSERVACIONES
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA				UPS	Diseño: Rodríguez; Galárraga	2015/01/18	
					Dibujó: Rodríguez; Galárraga	2015/01/18	
					Revisó: Ing. Luis Juiña	2015/01/18	
PRENSA HIDRÁULICA PARA EMBUTIDO DE CHAPA				Escala: 1:5	Código: 10.1109.01.00.00		Tol Gral: ± 1 mm



33	Cilindro hidráulico prensachapa	2		4B			Normalizado
32	Cilindro hidráulico principal	1		4B			Normalizado
31	Acople cilindro principal	1	10.1109.01.01.14	3C	AISI-1018	Ø 70 * 50	
30	Tuerca hexagonal M8*1.25	8	ANSI B 18.2.4.1 M	3D			Normalizado
29	Filtro regulador de aire	1		3H			Normalizado
28	Válvula de corredera	1		3H			Normalizado
27	Tapa lateral superior	1	10.1109.01.01.13	3G	Aluminio	401*389*1	
26	Tapa superior	1	10.1109.01.01.12	3G	Aluminio	501 * 501*1	
25	Tapa lateral inferior	4	10.1109.01.01.11	3G	Aluminio	721*401*1	
24	Perno allen M8*1.25*20	4	ANSI B18.3.1M	3D			Normalizado
23	Soporte pistón neumático	2		3D			Normalizado
22	Perno allen M8*1.25 - 20 mm	4	ANSI B18.2.3.1M	3D			Normalizado
21	Perno hexagonal M10	1	ISO 4762	4C			Normalizado
20	Acople cilindro prensachapa	2	10.1109.01.01.10	4C	AISI-1018	Ø31,7 * 90	Torneado
19	Te 3/8 NPT	1		7A			Normalizado
18	Codo 3/8 NPT	1		7A			Normalizado
17	Eje guía	1	10.1109.01.01.09	7B	AISI-1018	Ø25,4 * 392	
16	Bocin guía	1	10.1109.01.01.08	7B	Bronze SAE-40	Ø 40*22	
15	Brida soporte de matriz	1	10.1109.01.01.07	7C		225*185*45	Pintado
14	Ángulo soporte de cilindro neumático	2	10.1109.01.01.06	7D	ASTM A-36	403*38*3	Pintado
13	Cilindro neumático	1		7D			Normalizado
10	Placa de mesa	1	10.1109.01.01.05	7D	ASTM-A36	503*403*25	Retificado
9	Eje expulsor fijo	1	10.1109.01.01.04	7C	AISI-1018	Ø 30 * 125	Torneado
8	Tornillo expulsor regulable	1	10.1109.01.01.03	7C	AISI-1018	Ø 28 * 65	
7	Placa soporte superior	1	10.1109.01.01.02	7B	ASTM-A36	503*403*25	Retificado
6	Perno hexagonal M12*1.75*30 mm	18	JIS B 1180	8B			Normalizado
5	Perno hexagonal 1/4 UNC 20 * 1/2	35	ANSI B18.2.1	8B			Normalizado
4	Perno hexagonal M12*1.75*30 mm	16	JIS B 1180	7B			Normalizado
3	Neplo 3/8	3		8A			Normalizado
2	Válvula reguladora de presión	1		8A			Normalizado
1	Estructura base	1	10.1109.01.01.01	7A	ASTM-A36	1820*500*500	Subconjunto, Pintado
Ref	Denominación	Cnt.	Norma	Localiz.	Material	Dim. Brutas	Observación

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2015/01/18
			Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2015/01/18
			Revisó:	Ing. Luis Juiña	2015/01/18
CONJUNTO MÁQUINA Y ESTRUCTURA		Escala: 1:5	Código:	10.1109.01.01.00	Tol Gral: ± 1 mm

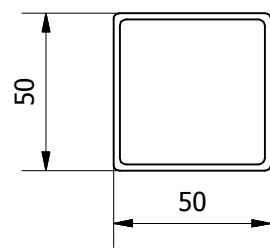
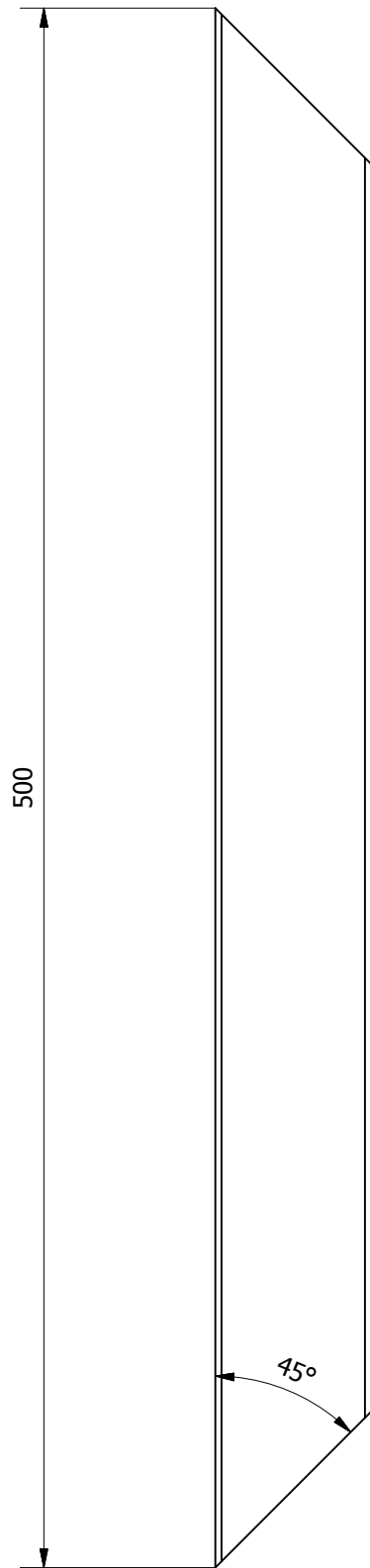


Ref.	Denominación	Cant.	Norma	Localiz	Material	Dim. brutas	Observaciones
9	Soporte de caja eléctrica	2	10.1109.01.01.01.07	3H	Platina ASTM A36	403*32*3	Pintado
8	Soporte de filtro regulador	1	10.1109.01.01.01.06	2H	Platina ASTM A36	150*25*3	Pintado
7	Travesaño inferior	4	10.1109.01.01.01.05	6F	Tubo ASTM A36	50*50*403	Pintado
6	Tuerca 1/4 UNC	41	ANSI B18.2.2	7F	Platina ASTM A36	25*25*3	Normalizado
5	Oreja de sujeción de tapas	36		7F	Platina ASTM A36	25*25*3	Pintado
4	Viga larga	4	10.1109.01.01.01.04	6B	UPN ASTM A36	45*80*503	Pintado
3	Viga corta	4	10.1109.01.01.01.03	6B	UPN ASTM A36	45*80*403	Pintado
2	Columna	4	10.1109.01.01.01.02	7A	Tubo ASTM A36	50*50*1773	Pintado
1	Travesaño superior	4	10.1109.01.01.01.01	7A	Tubo ASTM A36	50*50*503	Pintado

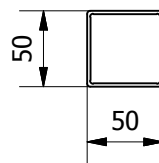
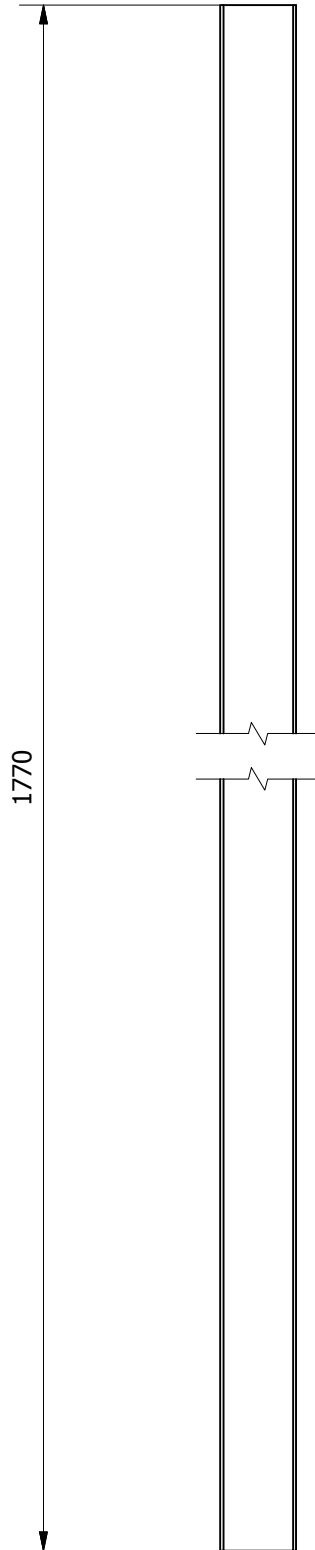
Ref.	Denominación	Cant.	Norma	Localiz	Material	Dim. brutas	Observaciones
					Diseño: Rodríguez; Galárraga	2015/01/18	
					Dibujó: Rodríguez; Galárraga	2015/01/18	
					Revisó: Ing. Luis Juiña	2015/01/18	
					Escala: 1:5	Tol Gral: ± 1 mm	
					Código: 10.1109.01.01.01		

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA **UPS**

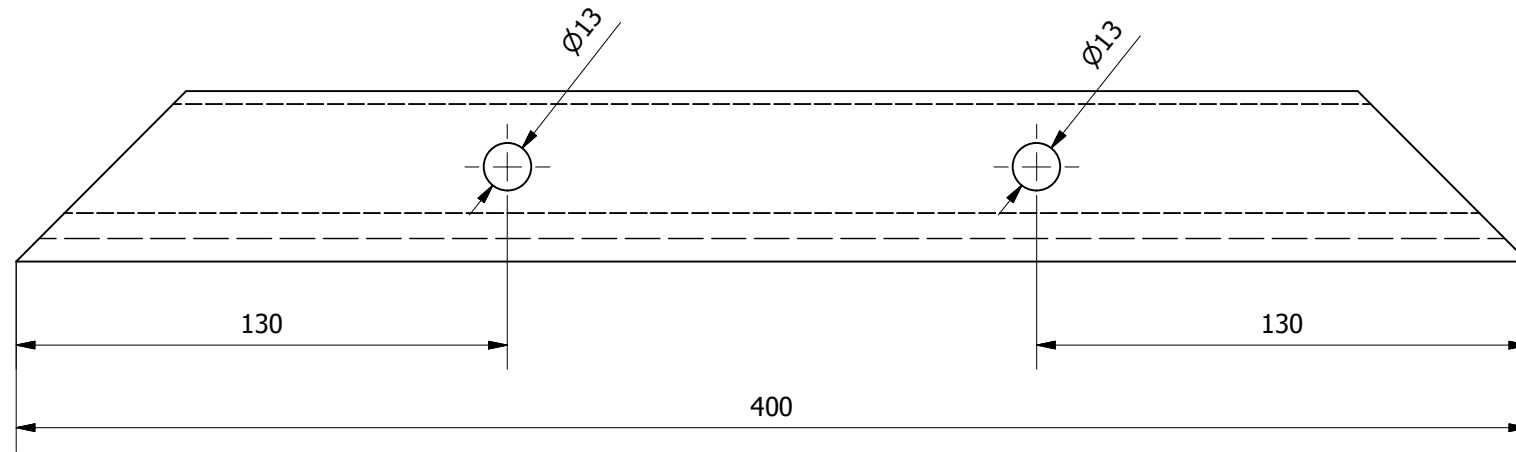
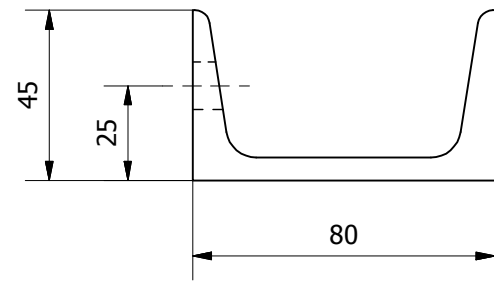
ESTRUCTURA BASE



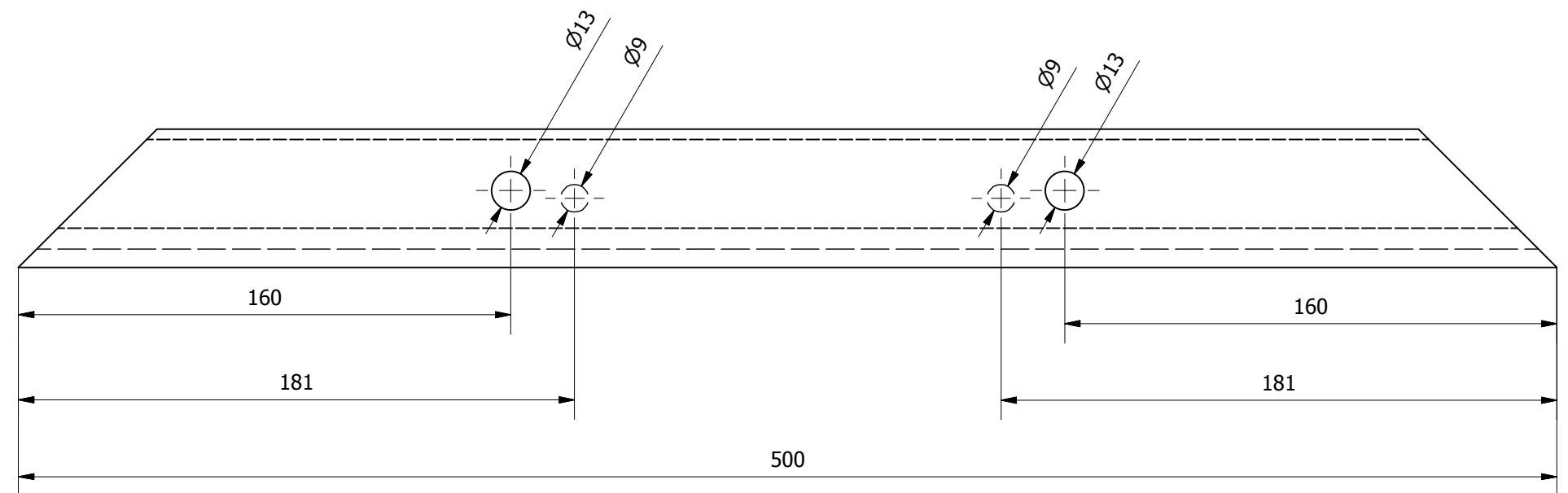
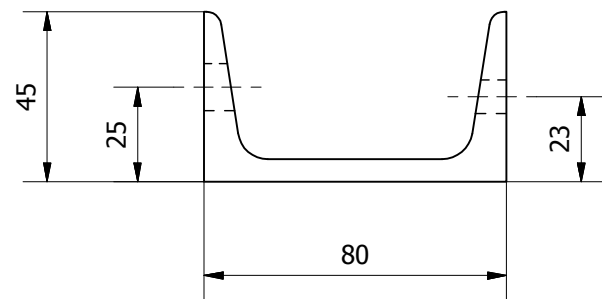
Tratamiento térmico:	N/A	Material: Tubo cuadrado de 50*	Dim brutas:
Recubrimiento:	Pintura	2mm ASTM A36	50*50*503
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Rodríguez; Galárraga
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga
		Revisó:	Ing. Luis Juiña
TRAVESAÑO SUPERIOR	Escala: 1:2	Código:	10.1109.01.01.01.01
			Tol Gral: ± 1 mm



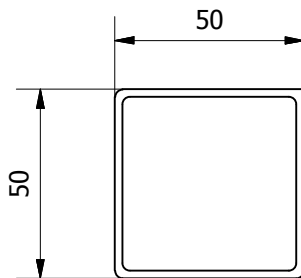
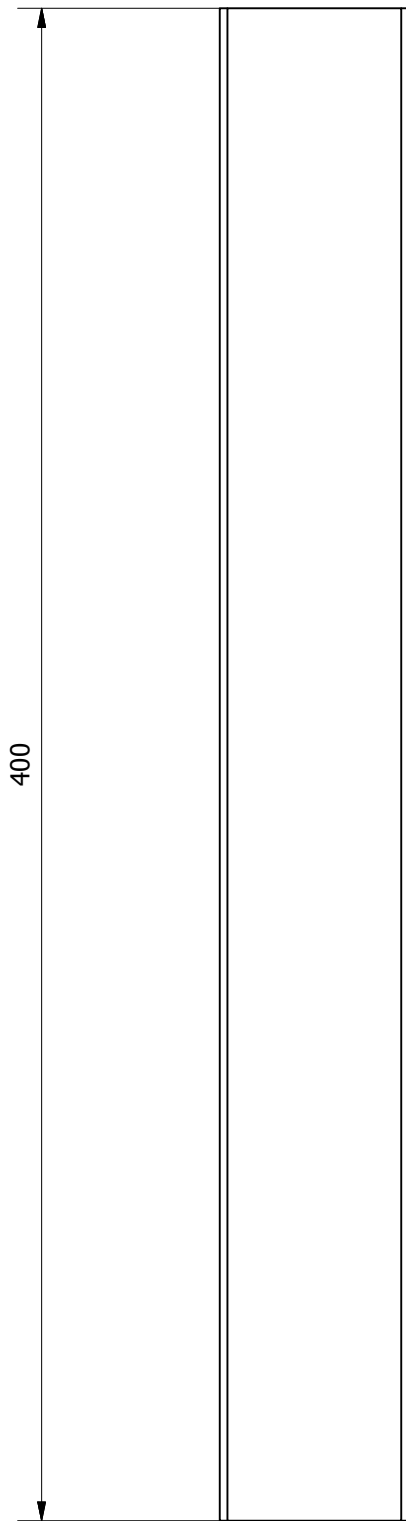
Tratamiento térmico:	N/A	Material: Tubo cuadrado de 50*	Dim brutas:
Recubrimiento:	Pintura	2mm ASTM A36	50*50*1773
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Rodríguez; Galárraga
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga
		Revisó:	Ing. Luis Juiña
COLUMNA	Escala: 1:10	Código:	10.1109.01.01.01.02
			Tol Gral: ± 1 mm



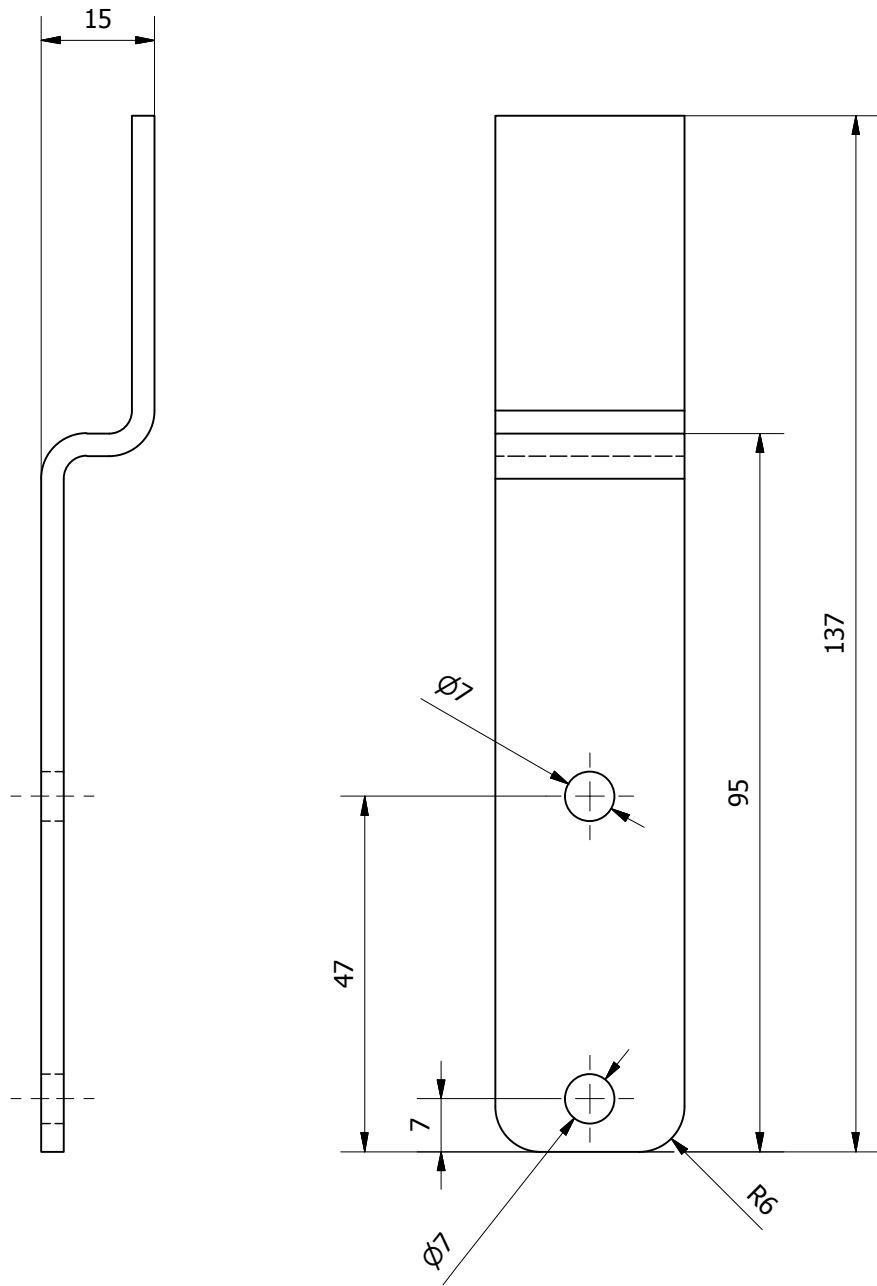
Tratamiento térmico:	N/A	Material:	UPN 80 ASTM-A36	Dim brutas:	45*80*403
Recubrimiento:	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
VIGA CORTA	Escala: 1:2	Código:	10.1109.01.01.01.03	Tol Gral: ± 1 mm	



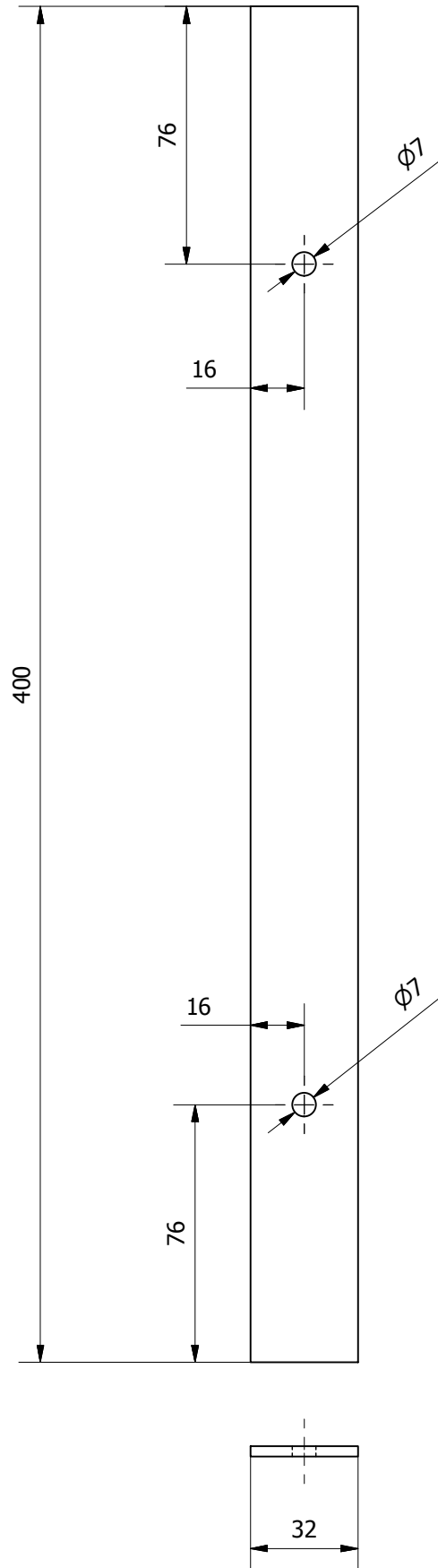
Tratamiento térmico:	N/A	Material:	UPN 80 ASTM-A36	Dim brutas:	45*80*503
Recubrimiento:	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
VIGA LARGA	Escala: 1:2	Código:	10.1109.01.01.01.04	Tol Gral: ± 1 mm	



Tratamiento térmico:	N/A	Material: Tubo cuadrado de 50*	Dim brutas:
Recubrimiento:	Pintura	2mm ASTM A36	50*50*403
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Rodríguez; Galárraga
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga
		Revisó:	Ing. Luis Juiña
TRAVESAÑO INFERIOR	Escala: 1:2	Código:	10.1109.01.01.01.05
		Tol Gral: ± 1 mm	

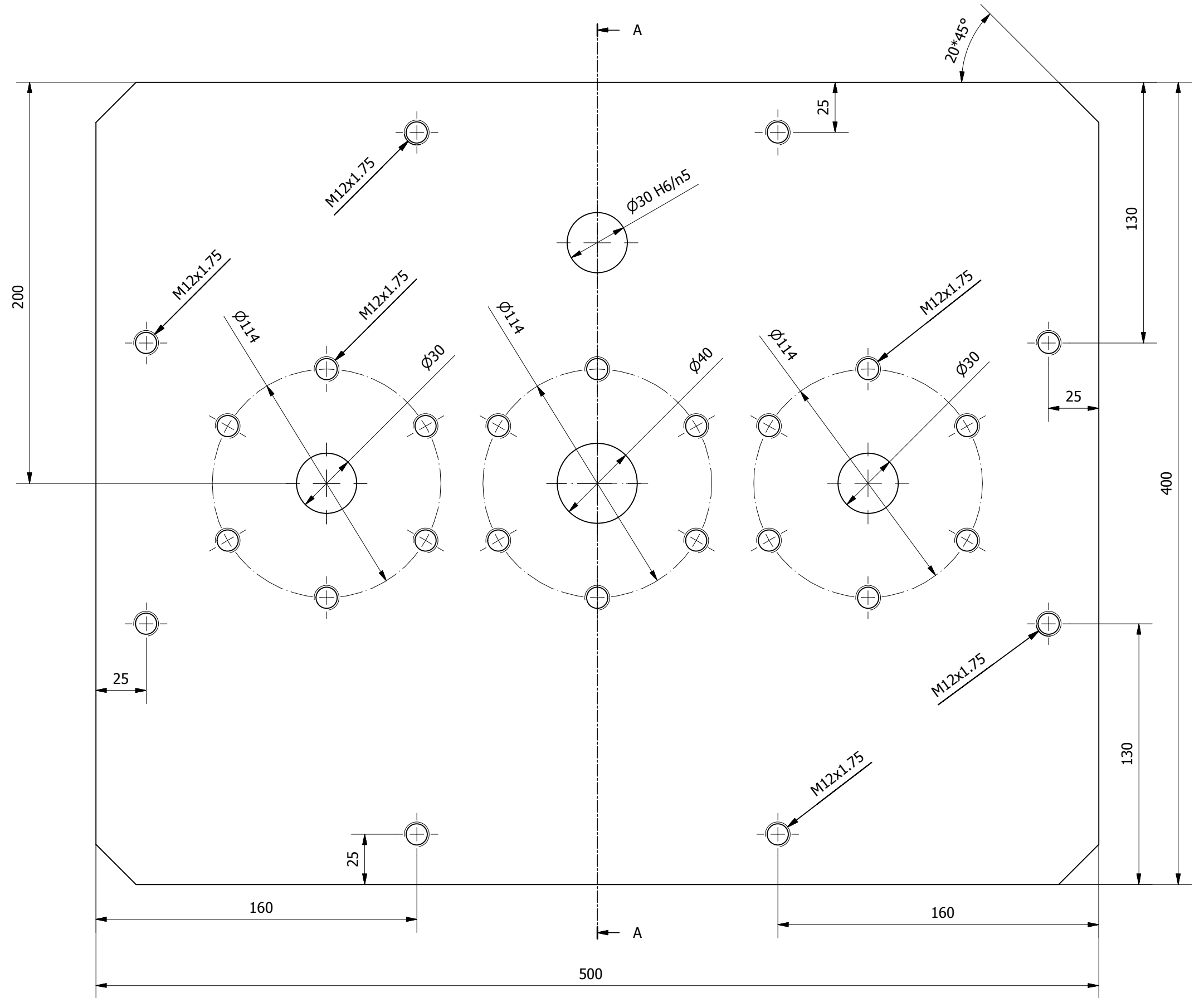
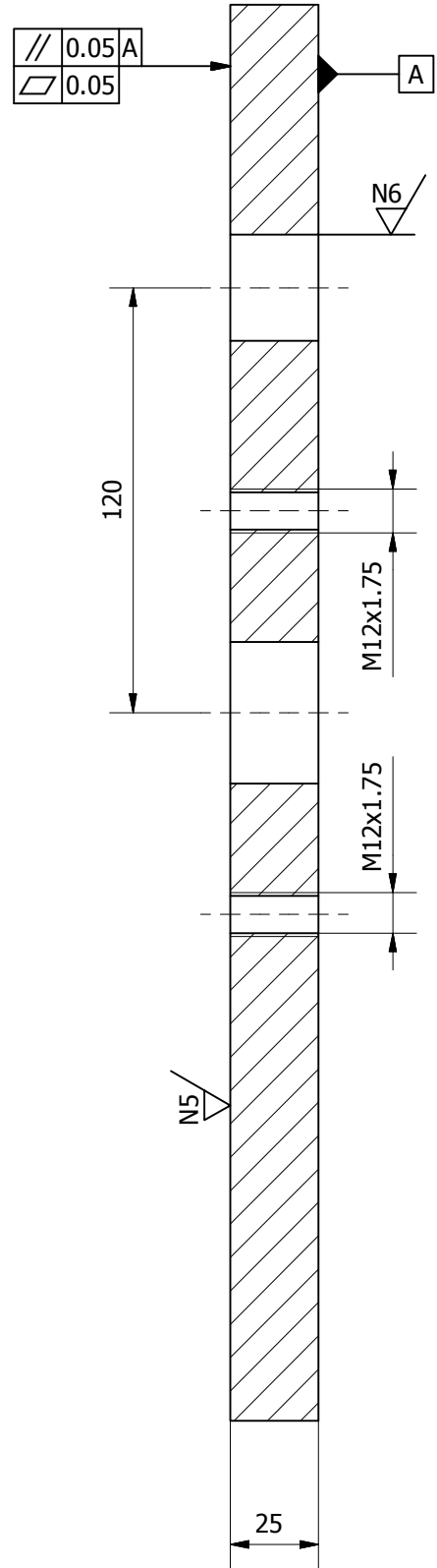


Tratamiento térmico:	N/A	Material:	Platina 1*1/8 plg ASTM A36	Dim brutas:	150*25*3 mm
Recubrimiento:	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
SOPORTE DE FILTRO REGULADOR	Escala: 1:1	Código:	10.1109.01.01.01.06	Tol Gral:	± 1 mm

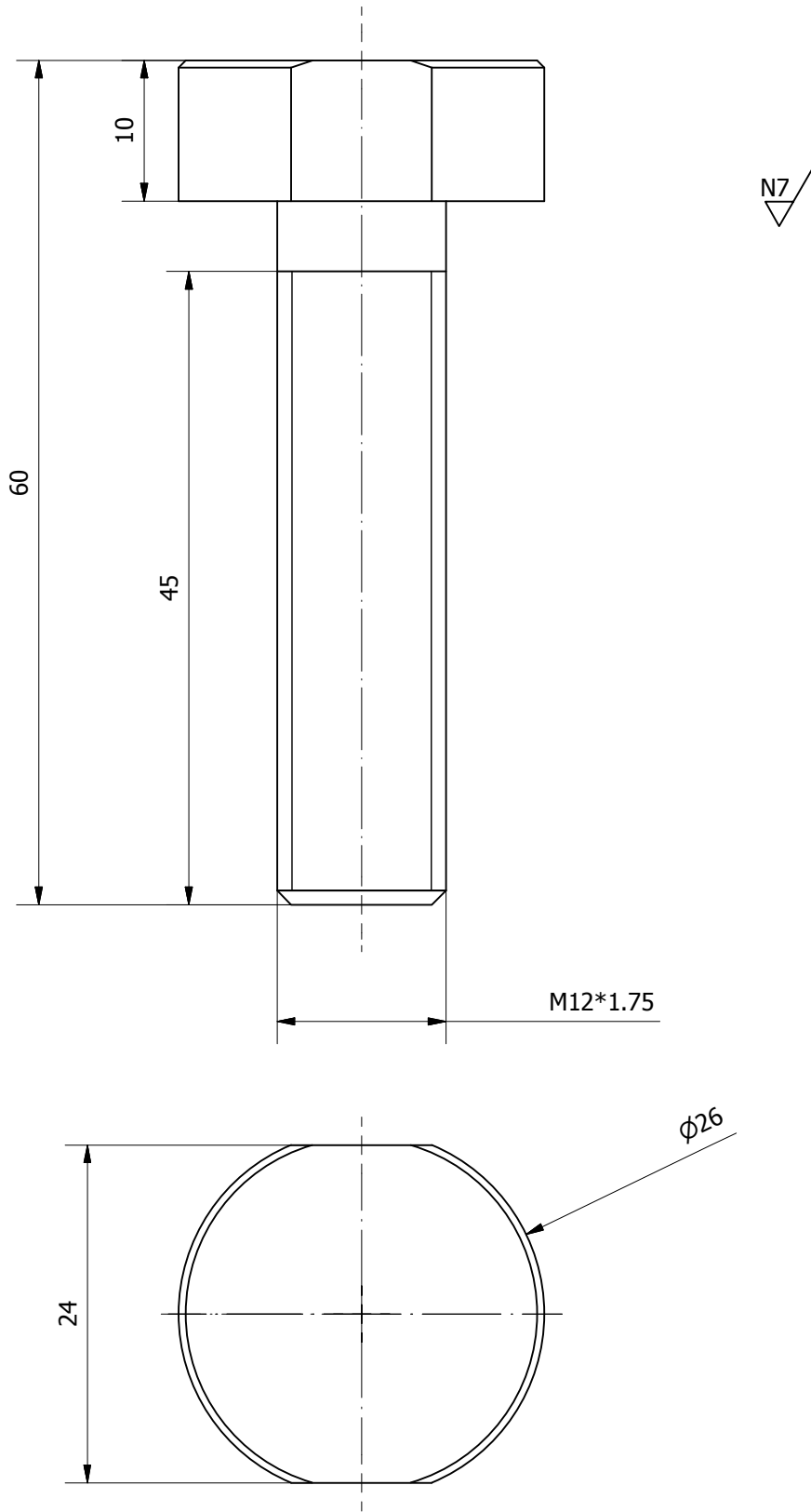


Tratamiento térmico:	N/A	Material:	Platina 1 1/4 * 1/8 ASTM A36	Dim brutas:	403*32*3
Recubrimiento:	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
SOPORTE DE CAJA ELÉCTRICA	Escala: 1:2	Código:	10.1109.01.01.01.07	Tol Gral:	± 1 mm

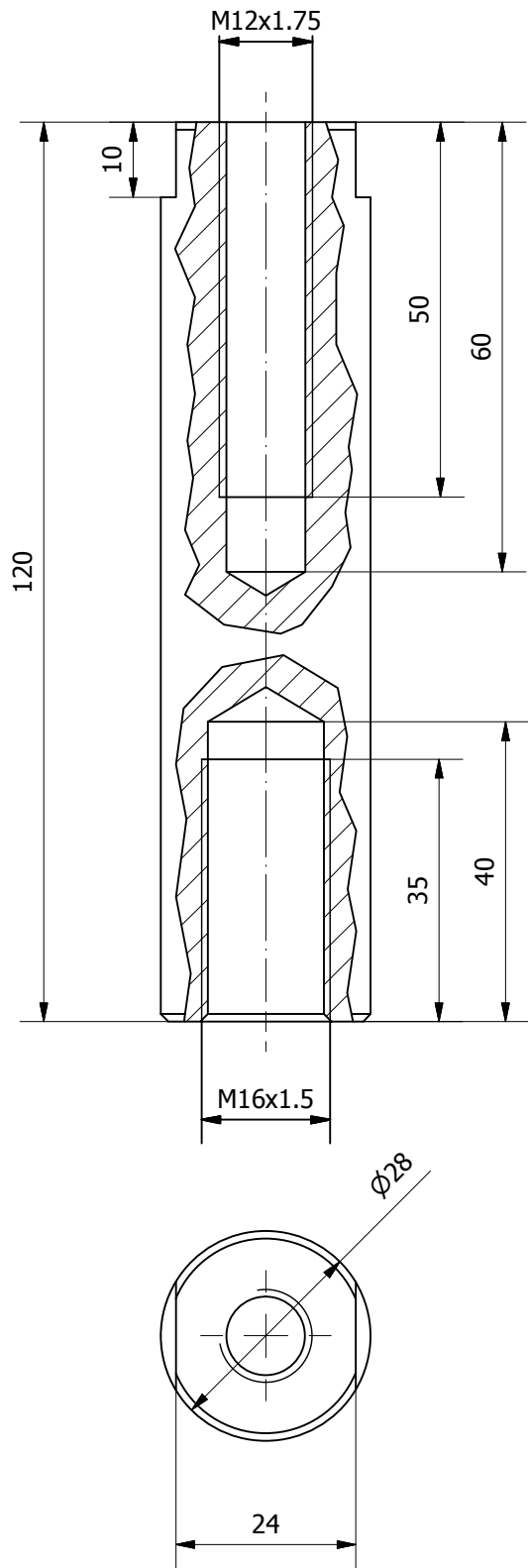
A - A (1 : 2)



Tratamiento térmico:	N/A	Material:	Acero A - 36	Dim brutas:	503*403*25
Recubrimiento:	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
PLACA SOPORTE SUPERIOR	Escala: 1:2	Código:	10.1109.01.01.02	Tol Gral: ± 0.1 mm	



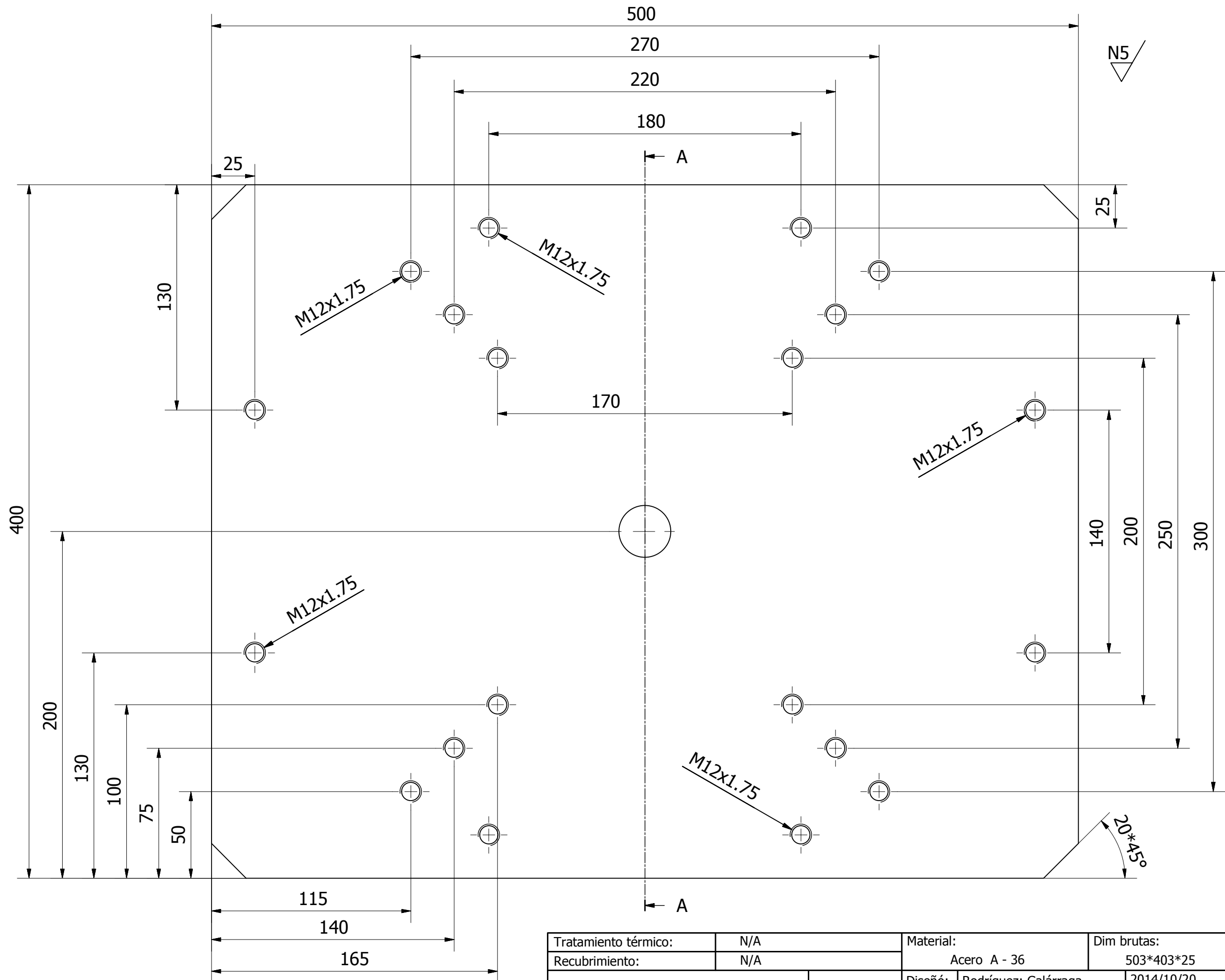
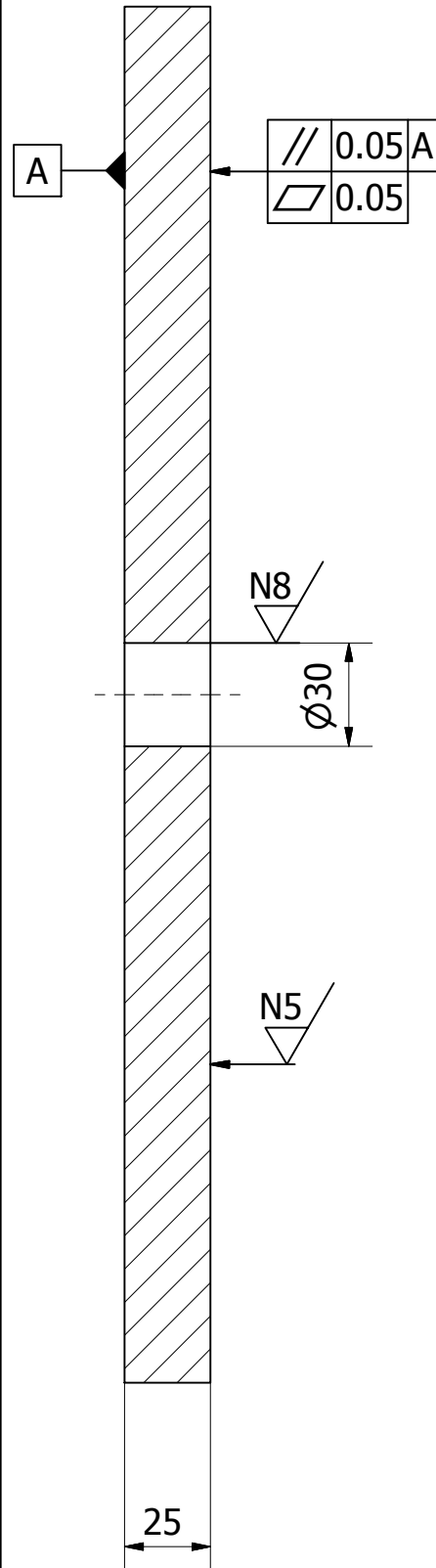
Tratamiento térmico:	N/A	Material:	ANSI 1018	Dim brutas:	$\phi 28 * 65$
Recubrimiento:	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
TORNILLO EXPULSOR REGULABLE	Escala: 2 : 1	Código:	10.1109.01.01.03	Tol Gral:	$\pm 0.1 \text{ mm}$



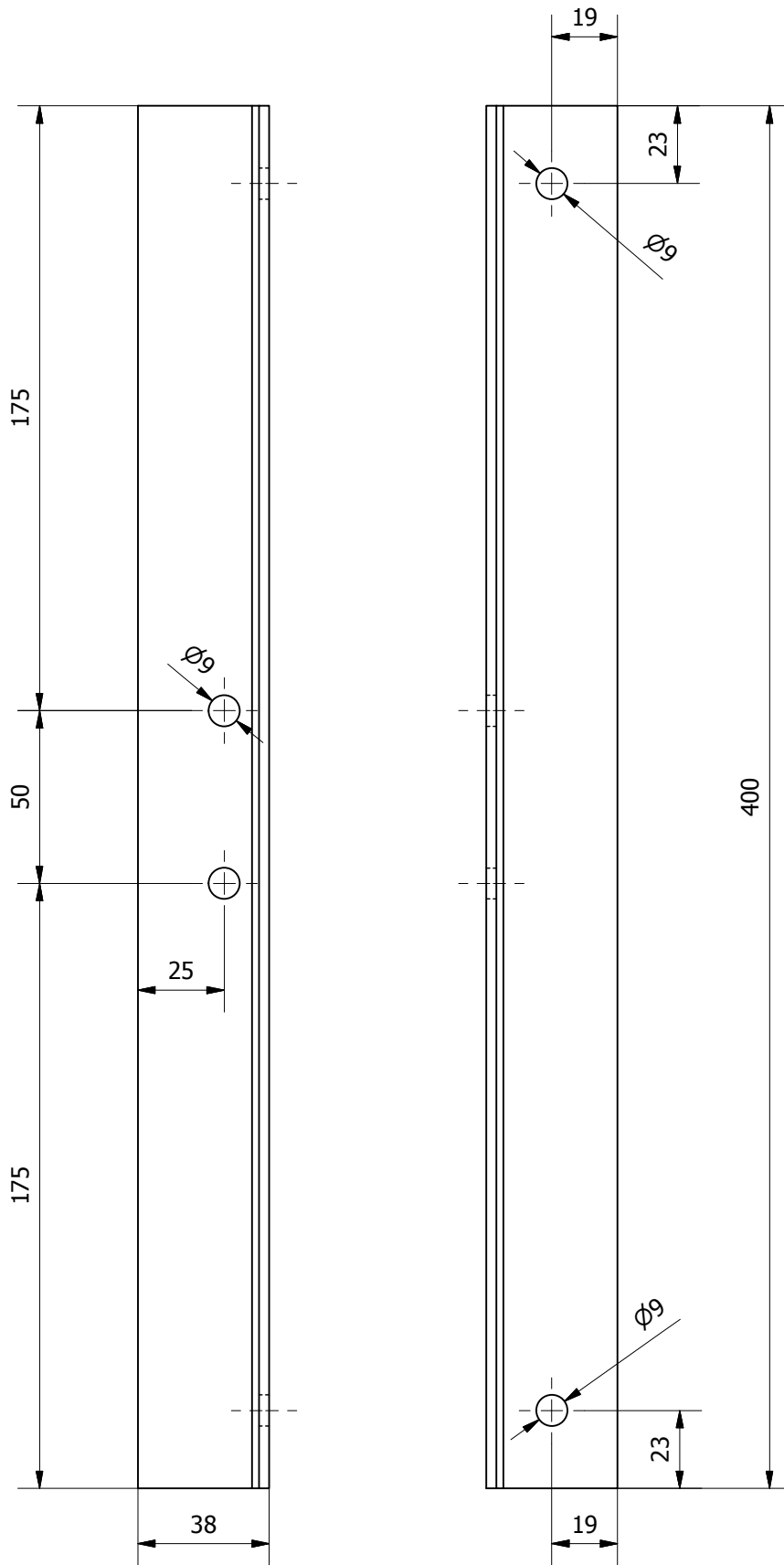
N7

Tratamiento térmico:	N/A	Material:	ANSI 1018	Dim brutas:	Ø30 * 125
Recubrimiento:	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
EJE EXPULSOR FIJO	Escala: 1 : 1	Código:	10.1109.01.01.04	Tol Gral:	± 0.1 mm

A - A (1:2)

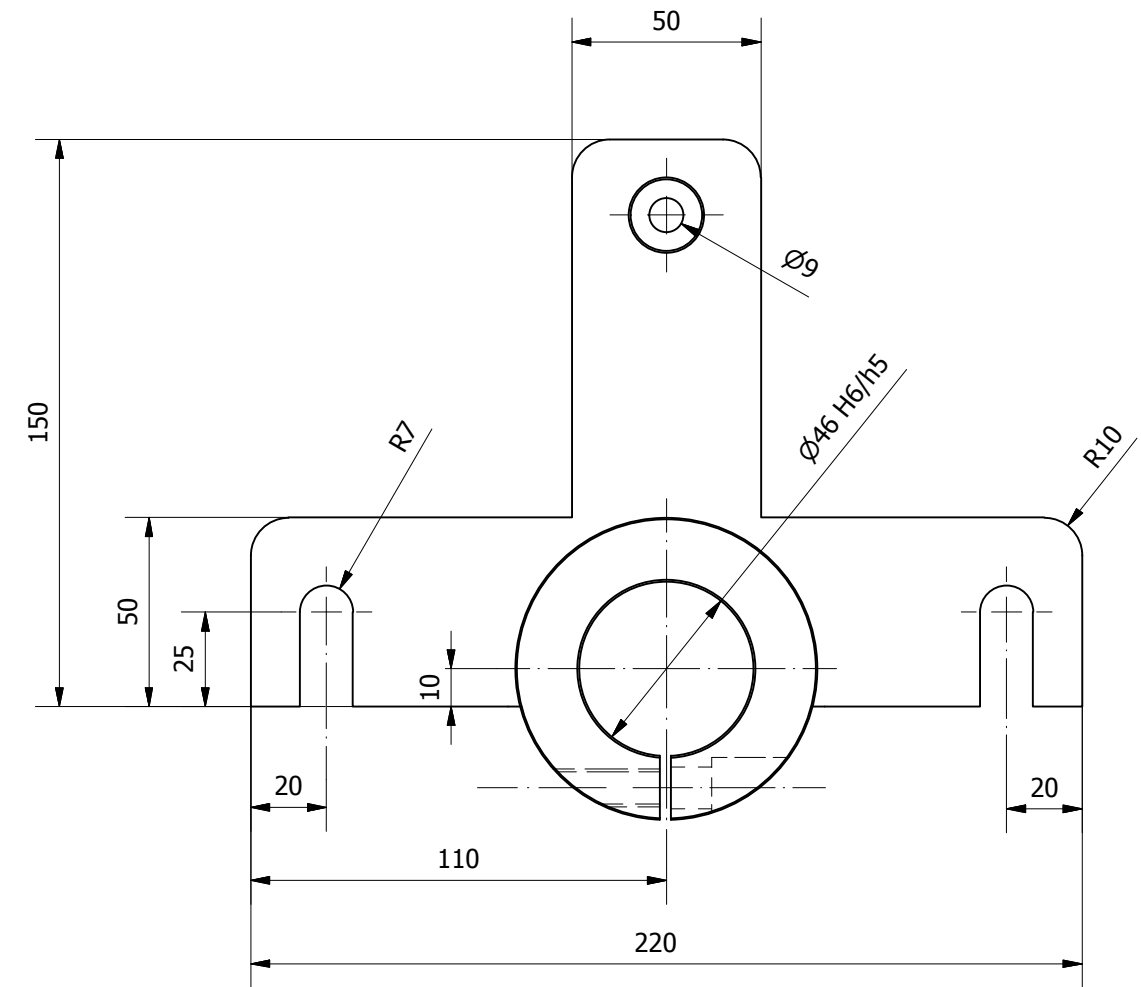
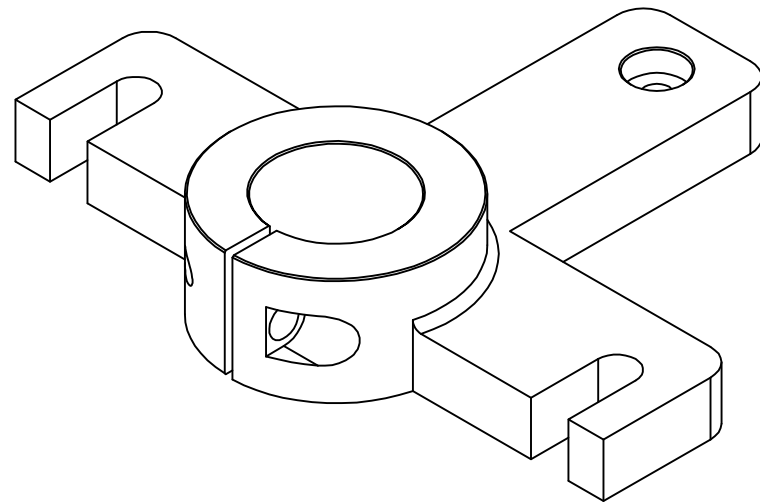
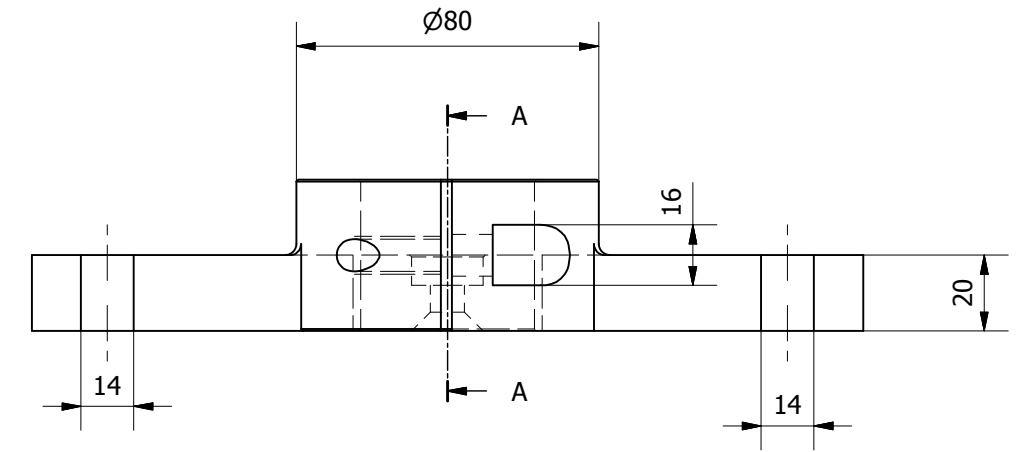
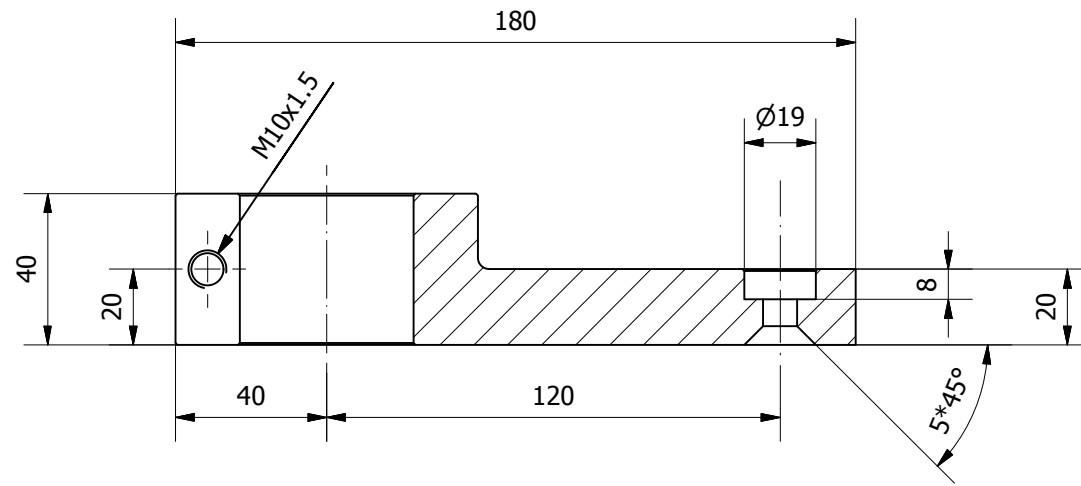


Tratamiento térmico:	N/A	Material:	Acero A - 36	Dim brutas:	503*403*25
Recubrimiento:	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
PLACA DE MESA	Escala: 1:2	Código:	10.1109.01.01.05	Tol Gral: ± 0.1 mm	

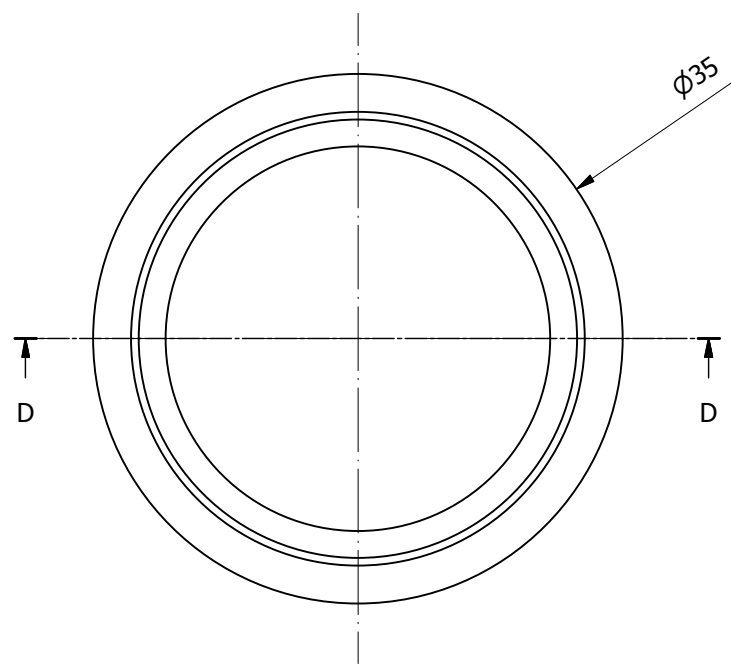
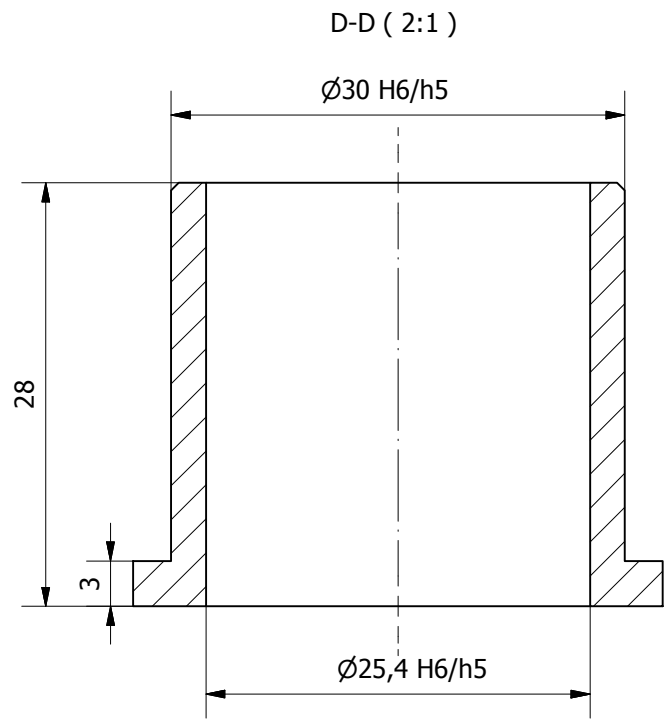


Tratamiento térmico:	N/A	Material:	Ángulo	Dim brutas:
Recubrimiento:	Pintura	1 1/2 plg * 1/8 plg	ASTM A-36	403*38*3
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20
ÁNGULO SOPORTE DE CILINDRO NEUMÁTICO	Escala: 1:2	Código:	10.1109.01.01.06	Tol Gral: ± 1 mm

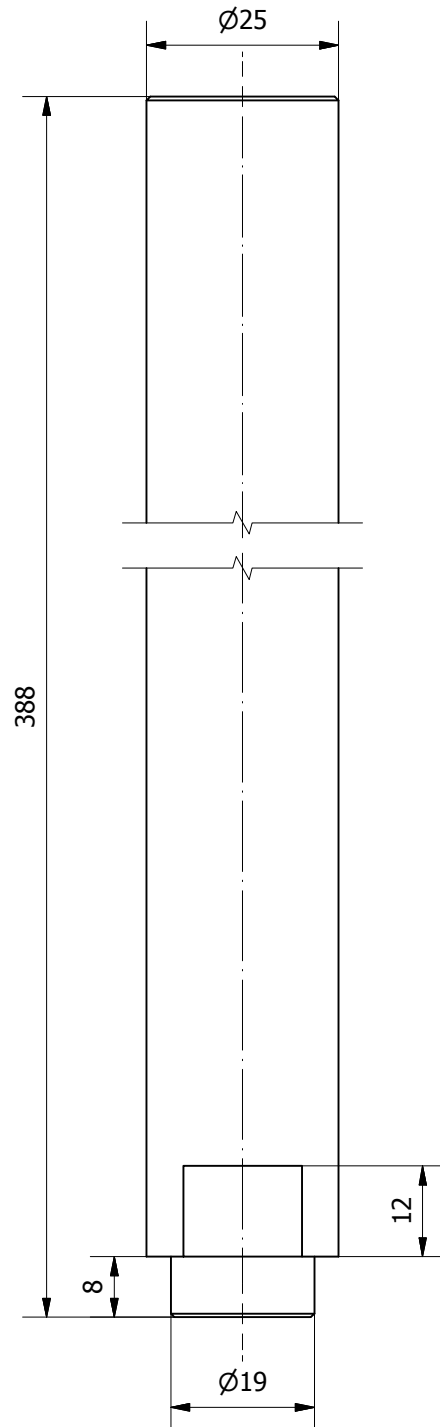
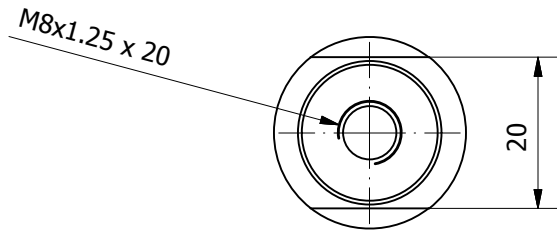
A-A (1 : 2)



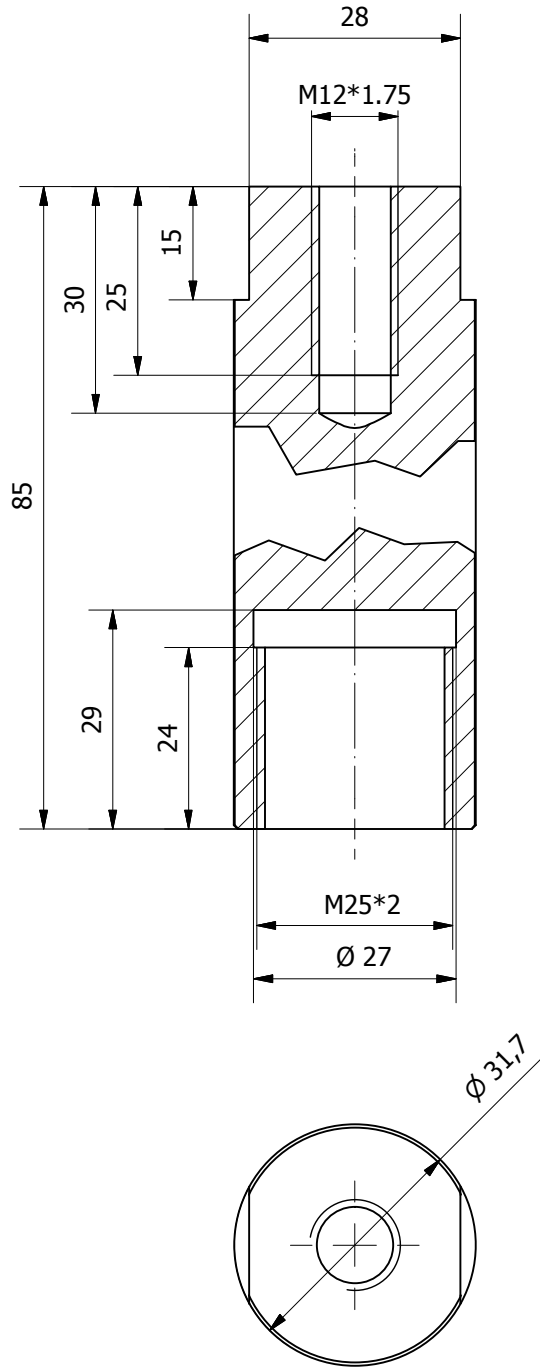
Tratamiento térmico:	N/A	Material:	Acero ASTM-A36	Dim brutas:	225*185*45
Recubrimiento:	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
BRIDA SOPORTE DE MATRIZ	Escala: 1:2	Código:	10.1109.01.01.07	Tol Gral:	± 0.1 mm



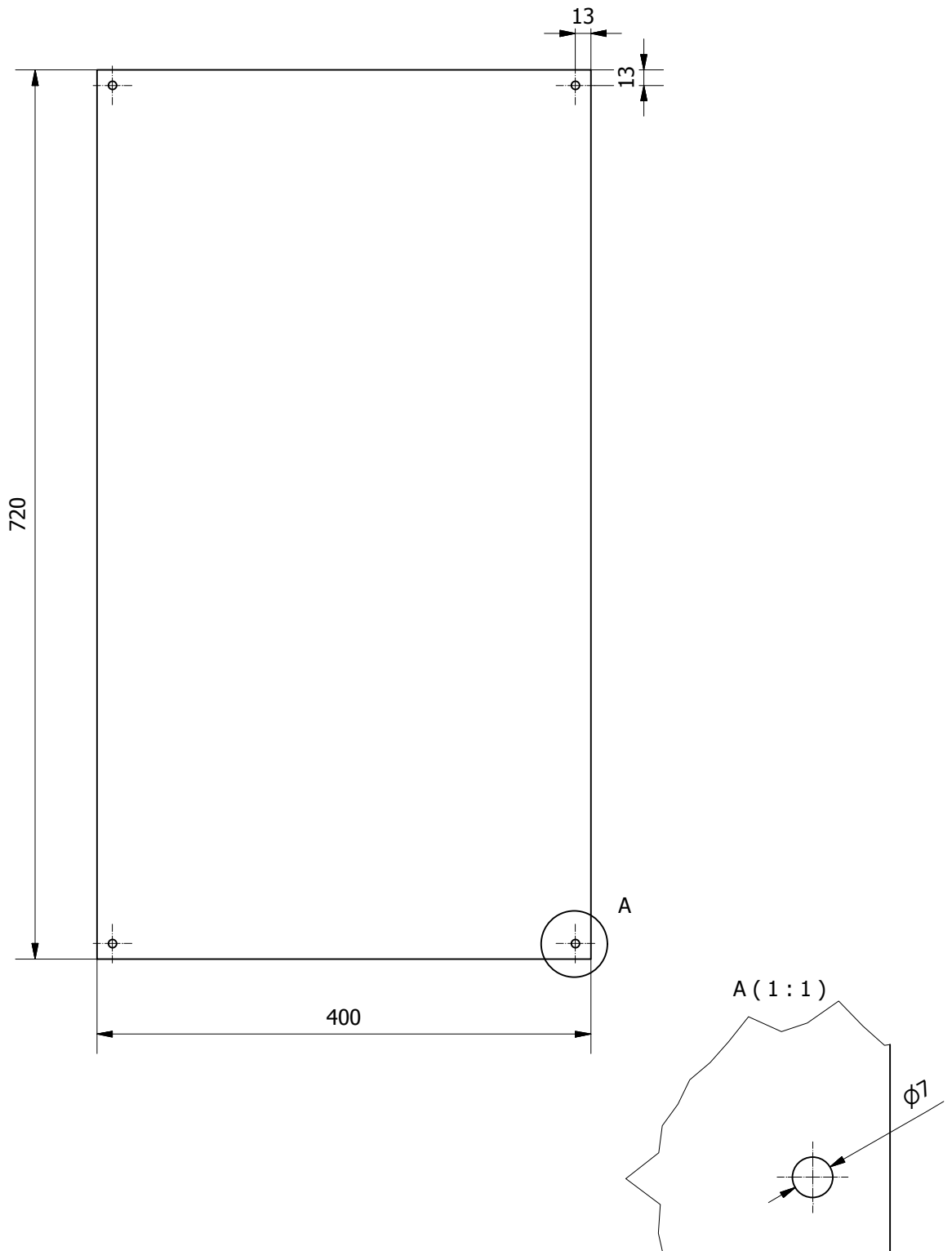
Tratamiento térmico:	N/A	Material:	Bronce SAE 40	Dim brutas:	Ø40 * 25
Recubrimiento:	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
BOCÍN GUÍA	Escala: 2 : 1	Código:	10.1109.01.01.08	Tol Gral:	± 0.02 mm



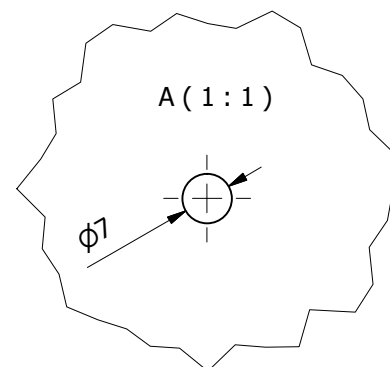
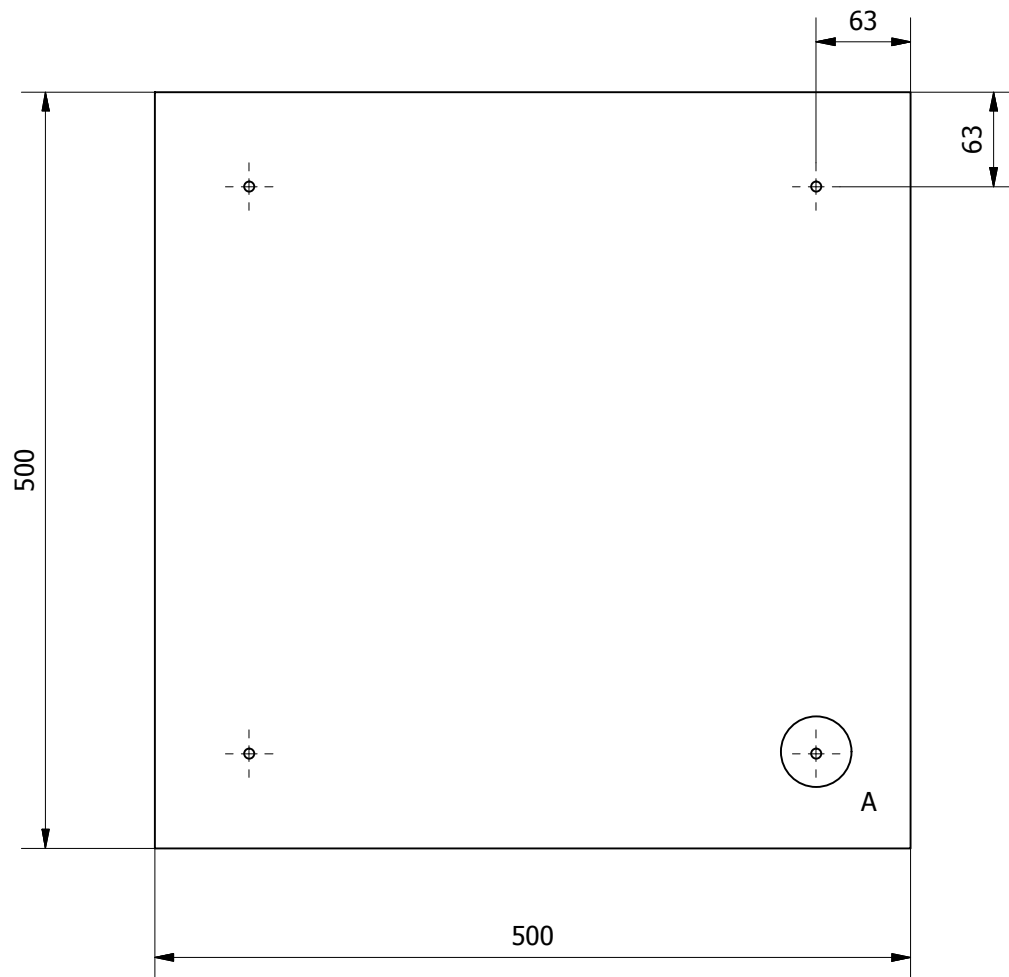
Tratamiento térmico:	N/A	Material:	Acero AISI 1018	Dim brutas:	Ø25,4 * 392
Recubrimiento:	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
EJE GUÍA	Escala: 1 : 1	Código:	10.1109.01.01.09	Tol Gral: ± 0.1 mm	



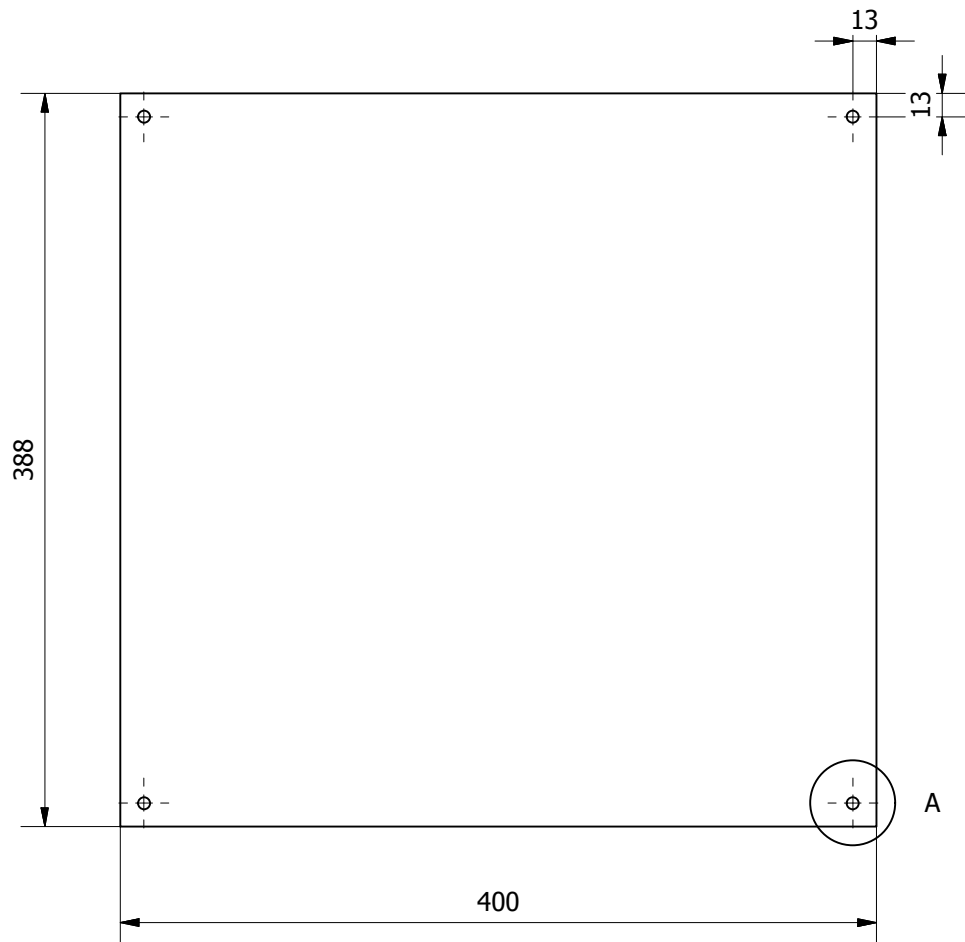
Tratamiento térmico:	N/A	Material:	Acero AISI 1018	Dim brutas:	Ø31,7 * 90
Recubrimiento:	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
ACOPLE CILINDRO PRENSACHAPAS	Escala: 1:1	Código:	10.1109.01.01.10	Tol Gral:	± 0.1 mm



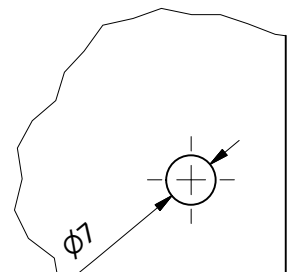
Tratamiento térmico:	N/A	Material:	Aluminio	Dim brutas:	721*401*1
Recubrimiento:	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
TAPA LATERAL INFERIOR	Escala: 1 : 5	Código:	10.1109.01.01.11	Tol Gral:	± 1 mm



Tratamiento térmico:	N/A	Material:	Aluminio	Dim brutas:	501*501*1
Recubrimiento:	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
TAPA SUPERIOR	Escala: 1 : 5	Código:	10.1109.01.01.12	Tol Gral:	± 1 mm

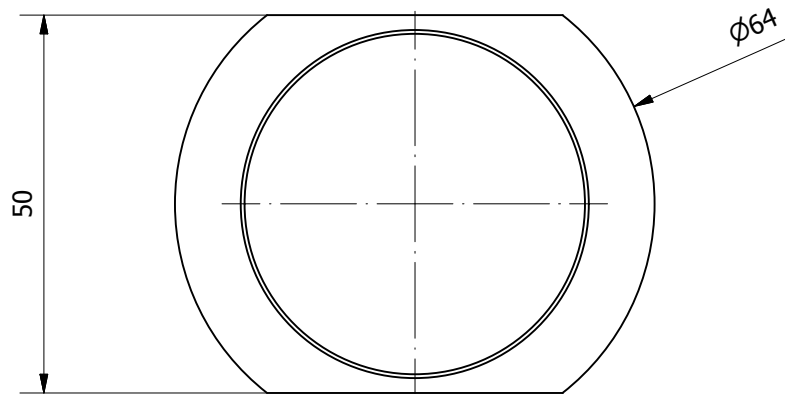
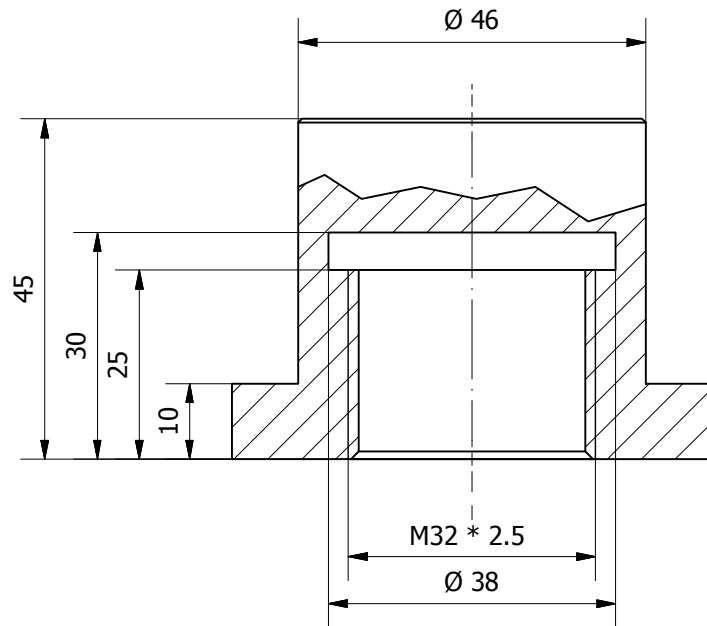


A (1 : 1)

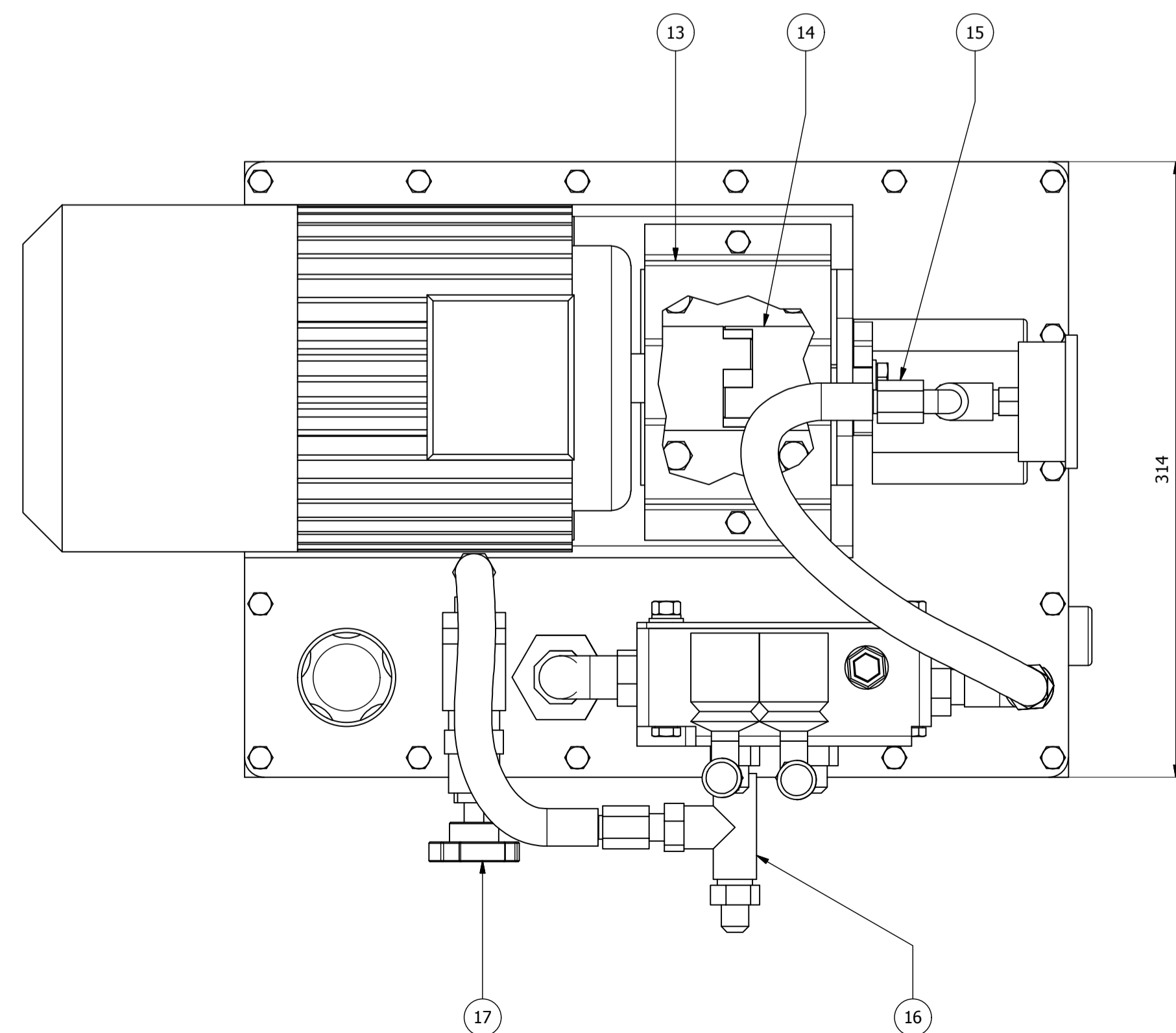
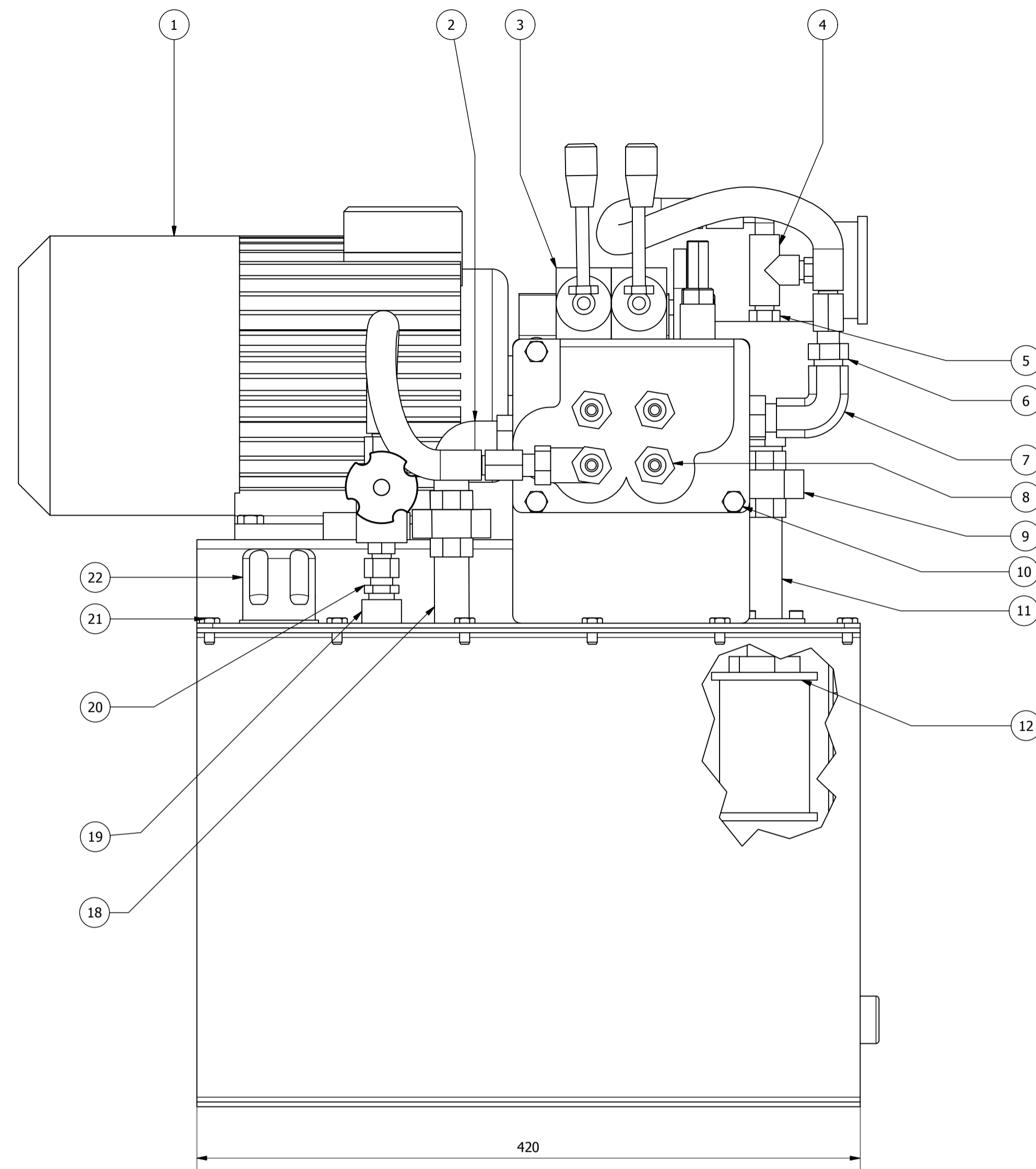
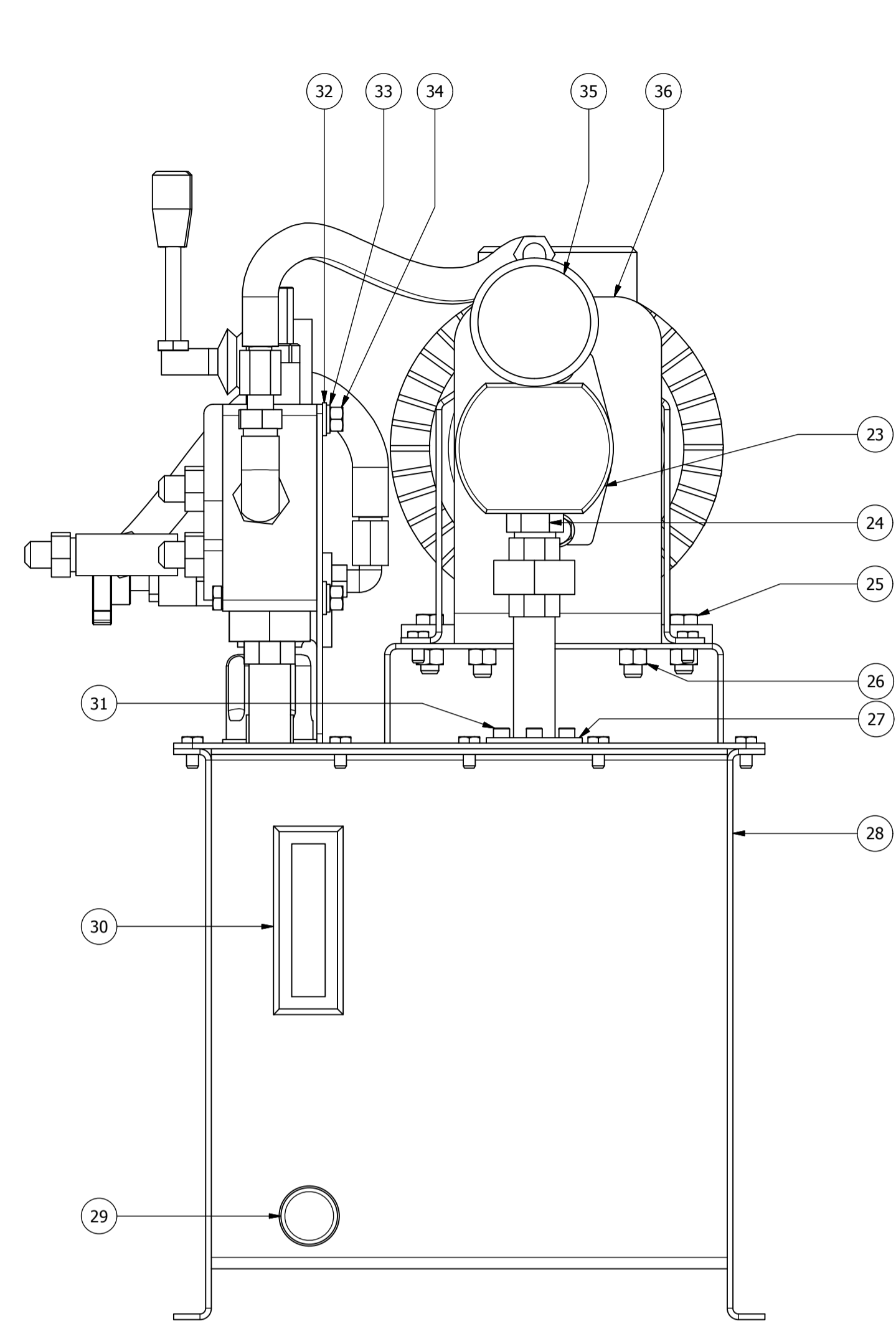


Tratamiento térmico:	N/A	Material:	Aluminio	Dim brutas:	401*389*1
Recubrimiento:	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
TAPA LATERAL SUPERIOR	Escala: 1 : 5	Código:	10.1109.01.01.13	Tol Gral:	± 1 mm

N7

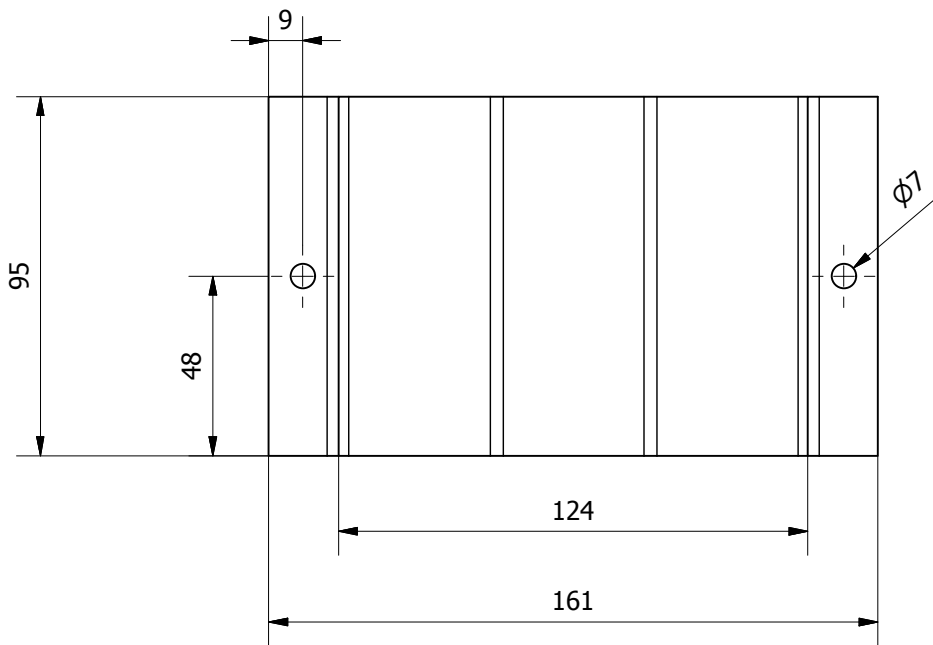
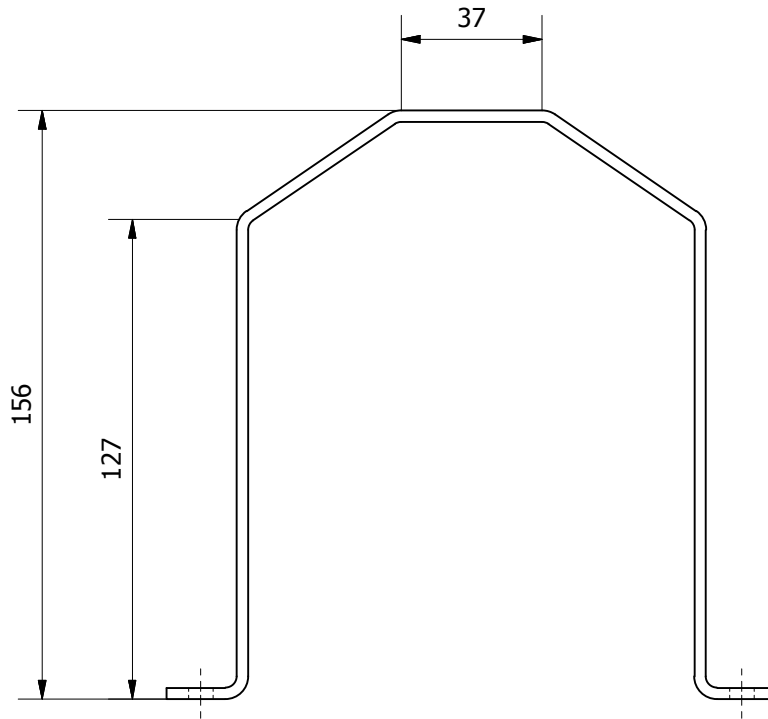


Tratamiento térmico:	N/A	Material:	Acero ANSI 1018	Dim brutas:	Ø70*50
Recubrimiento:	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
ACOPLE CILINDRO PRINCIPAL	Escala: 1 : 1	Código:	10.1109.01.01.14	Tol Gral:	± 0.02 mm



REF	DENOMINACIÓN	CANT	NORMA	LOCALIZ.	MATERIAL	DIM. BRUTAS	OBSERVACIÓN
36	SopORTE de bomba	1	10.1109.01.02.04	3B	ASTM A36	295*112*8	Pintado
35	Manómetro	1		3B			Normalizado
34	Tuerca 5/16 plg UNC	3	ANSI B18.2.2	2B			Normalizado
33	Rodela de presión 5/16 plg	3	ASTM F436	2B			Normalizado
32	Rodela plana 5/16 plg	5	ASME B18.21.1	2B			Normalizado
31	Perno allen M5 * 16 mm	3	ANSI B18.3.1M	3C			Normalizado
30	Nivel de aceite hidráulico	1		2C			Normalizado
29	Tapón de desfogeo de aceite hidráulico	1		2D			Normalizado
28	Tanque de aceite hidráulico	2	10.1109.01.02.03	3D	ASTM A36		Subconjunto
27	Arandela de sujeción	1	10.1109.01.02.02	3C	AISI 1018	Ø 60 * 3	Pintado
26	Tuerca hexagonal 3/8 plg UNC	8	ANSI B18.2.2	3C			Normalizado
25	Perno hexagonal 3/8 plg UNC * 1 plg	10	ANSI B18.2.1	3C			Normalizado
24	Neplo JIC 3/8 a 1 plg	1		3B			Normalizado
23	Bomba	1		3B			Normalizado
22	Filtro de llenado	1		6C			Normalizado
21	Perno hexagonal 1/4 plg*1/2 plg UNC	20	ANSI B18.2.1	6C			Normalizado
20	Neplo 3/8 JIC a 1/2 NPT	1		6C			Normalizado
19	Unión rosacada 1/2 NPT	1		6C	AISI 1018	Ø 25,4 * 20	Torneado
18	Tubo retorno	1		7G			Normalizado
17	Válvula limitadora de presión	1		7G			Normalizado
16	T 3/8 NPT	1		7G			Normalizado
15	Manguera hidráulica R2 3/8	2		8G			Normalizado
14	Acople flexible	2		7F			Normalizado
13	Protector de acople flexible	1	10.1109.01.02.01	7F	ASTM A36	422*95*3	Pintado
12	Filtro de succión	1		8C			Normalizado
11	Tubo succión	1		7C			Normalizado
10	Perno 5/16 plg * 2 1/2 plg	3	ANSI B18.2.1	8C			Normalizado
9	Universal 1/2 NPT	2		8B			Normalizado
8	Neplo 3/8 NPT	4		7B			Normalizado
7	Codo 3/8 NPT	1		8B			Normalizado
6	Neplo 3/8 NPT a 1/4 NPT	1		8B			Normalizado
5	Neplo JIC 1/4 NPT	1		8B			Normalizado
4	T 1/4 NPT	1		8B			Normalizado
3	Válvula distribuidora 4/3	1		7B	Fundición		INTERNATIONAL
2	Codo 1/2 NPT	1		6B	Fundición		Normalizado
1	Motor 3HP 220 V trifásico	1		6B			SIEMENS

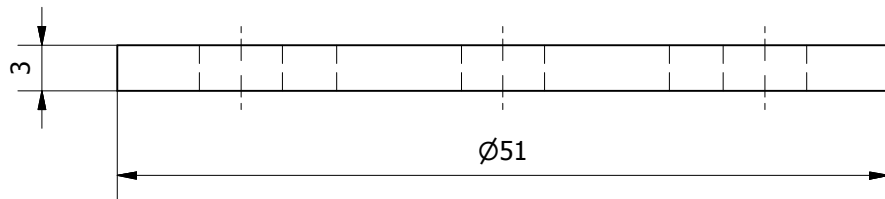
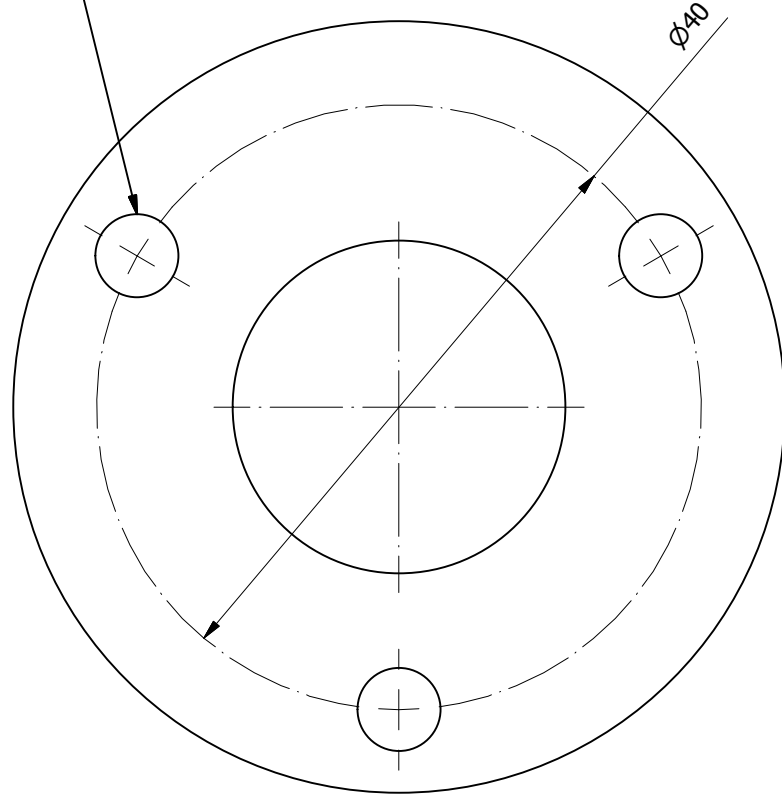
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2015/01/18
			Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2015/01/18
			Revisó:	Ing. Luis Juiña	2015/01/18
CENTRAL OLEOHIDRÁULICA		Escala:	1:5	Código:	10.1109.01.02.00
					Tol Gral: ± 1 mm



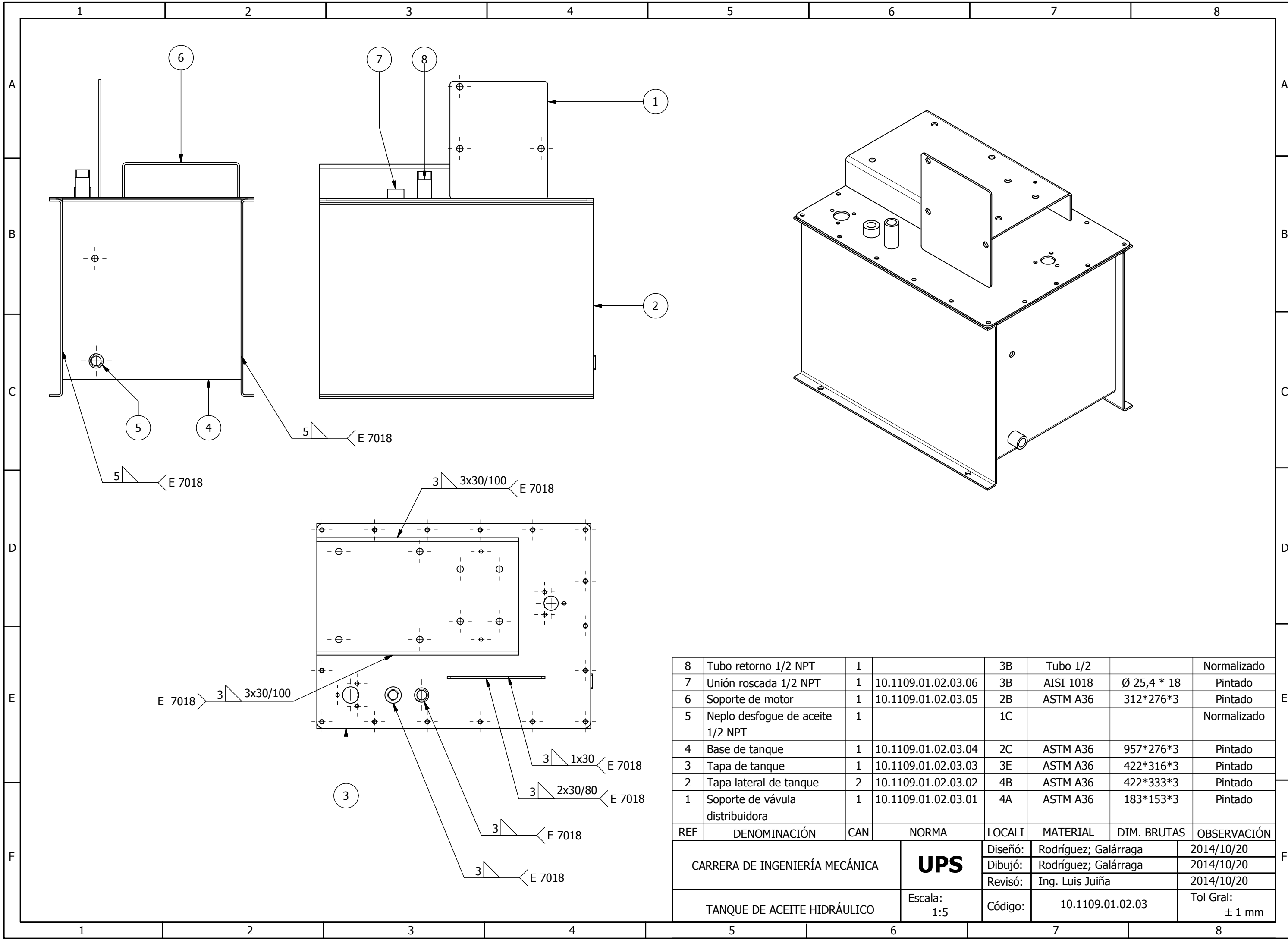
Tratamiento térmico:	N/A	Material:	ASTM A36	Dim brutas:	422*95*3 mm
Recubrimiento:	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
PROTECTOR DE ACOPLE FLEXIBLE	Escala: 1 : 2	Código:	10.1109.01.02.01	Tol Gral:	± 1 mm

ϕ 0.05

3 perforaciones ϕ 6 equidistantes

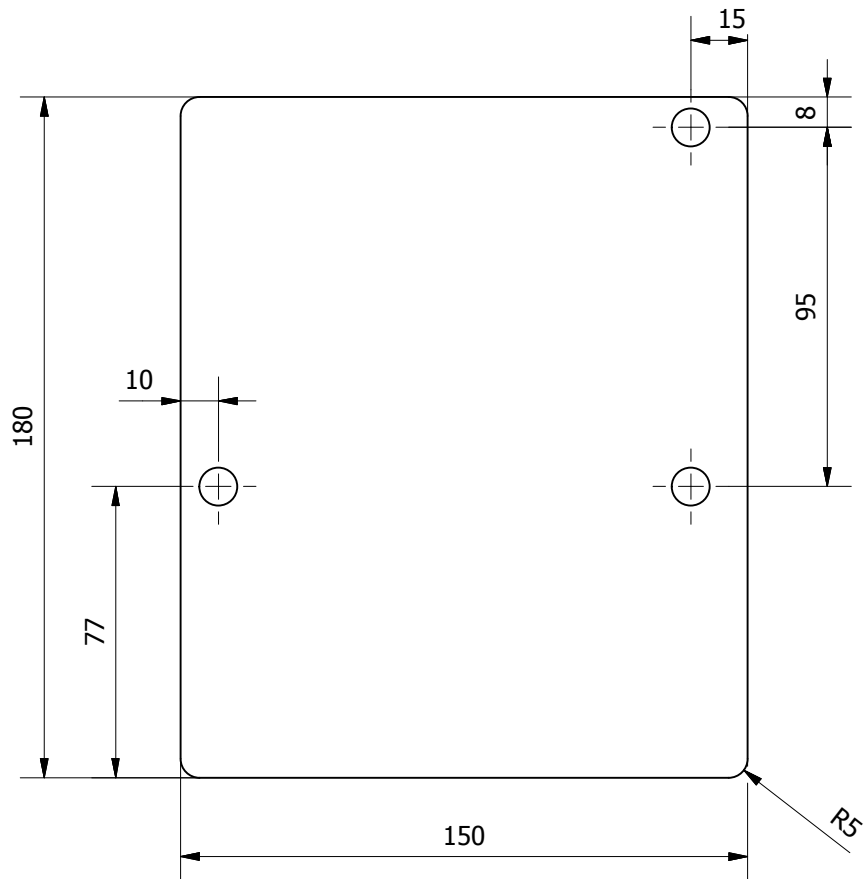


Tratamiento térmico:	N/A	Material:	ASTM A36	Dim brutas:	60 * 3
Recubrimiento:	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
ARANDELA DE SUJECIÓN	Escala: 2 : 1	Código:	10.1109.01.02.02	Tol Gral: ± 1 mm	

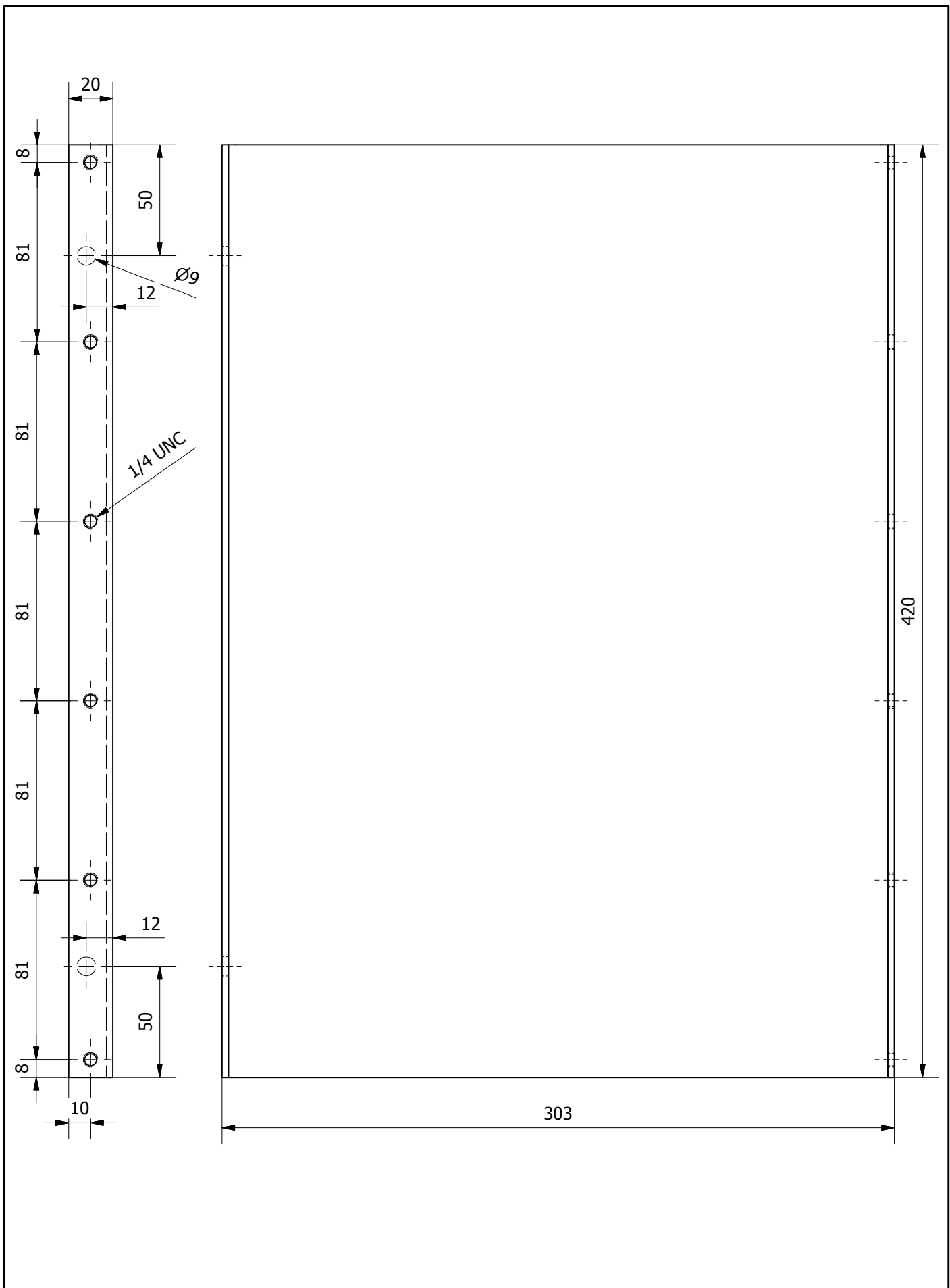


8	Tubo retorno 1/2 NPT	1		3B	Tubo 1/2		Normalizado
7	Unión roscada 1/2 NPT	1	10.1109.01.02.03.06	3B	AISI 1018	Ø 25,4 * 18	Pintado
6	Soporte de motor	1	10.1109.01.02.03.05	2B	ASTM A36	312*276*3	Pintado
5	Neplo desfogue de aceite 1/2 NPT	1		1C			Normalizado
4	Base de tanque	1	10.1109.01.02.03.04	2C	ASTM A36	957*276*3	Pintado
3	Tapa de tanque	1	10.1109.01.02.03.03	3E	ASTM A36	422*316*3	Pintado
2	Tapa lateral de tanque	2	10.1109.01.02.03.02	4B	ASTM A36	422*333*3	Pintado
1	Soporte de válvula distribuidora	1	10.1109.01.02.03.01	4A	ASTM A36	183*153*3	Pintado
REF	DENOMINACIÓN	CAN	NORMA	LOCALI	MATERIAL	DIM. BRUTAS	OBSERVACIÓN

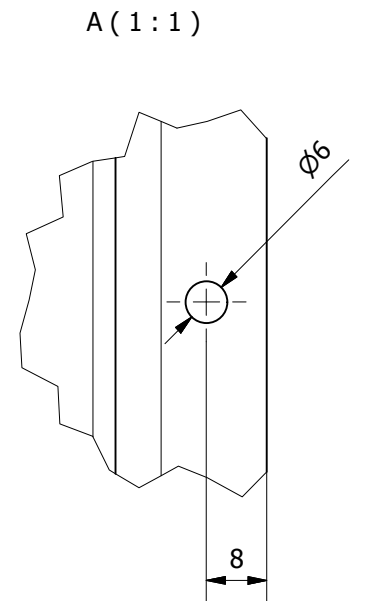
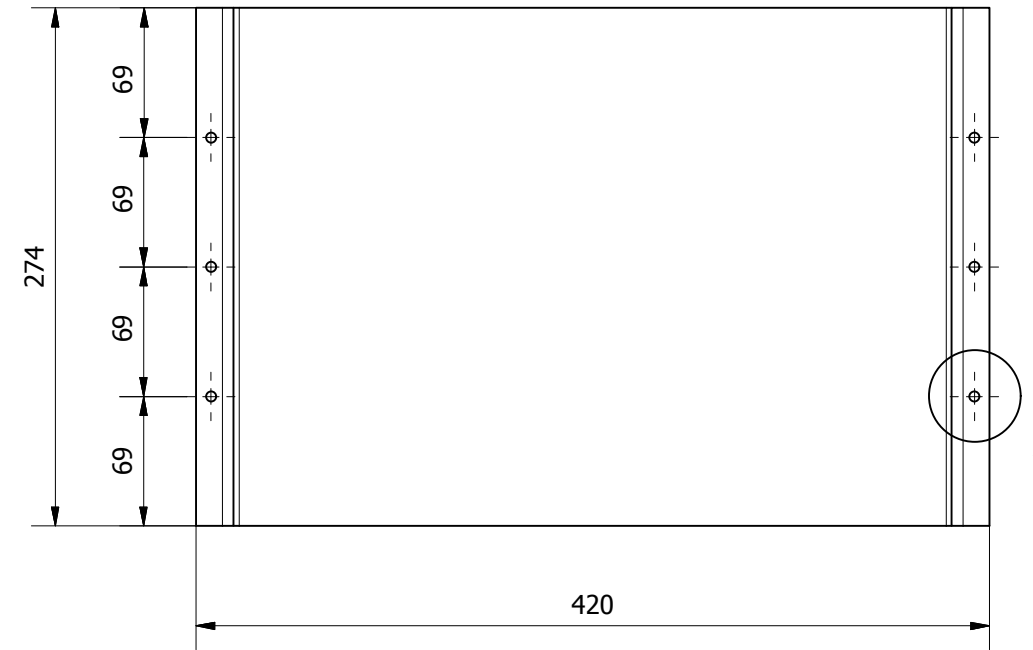
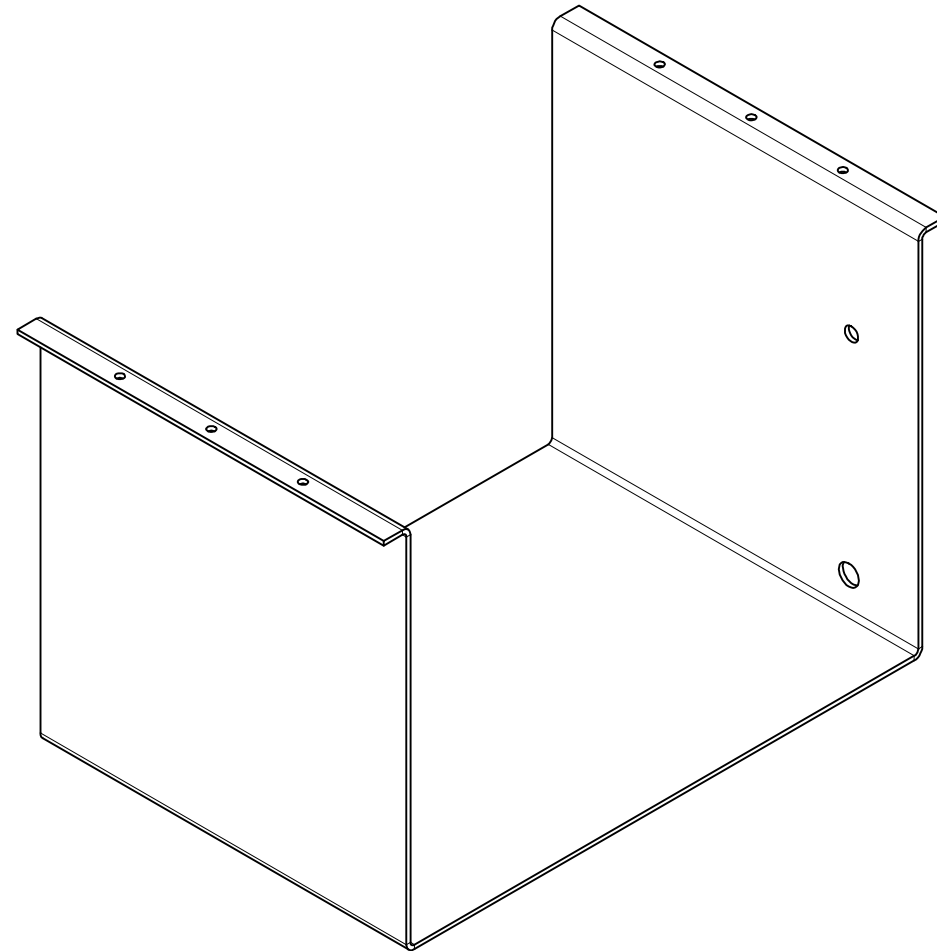
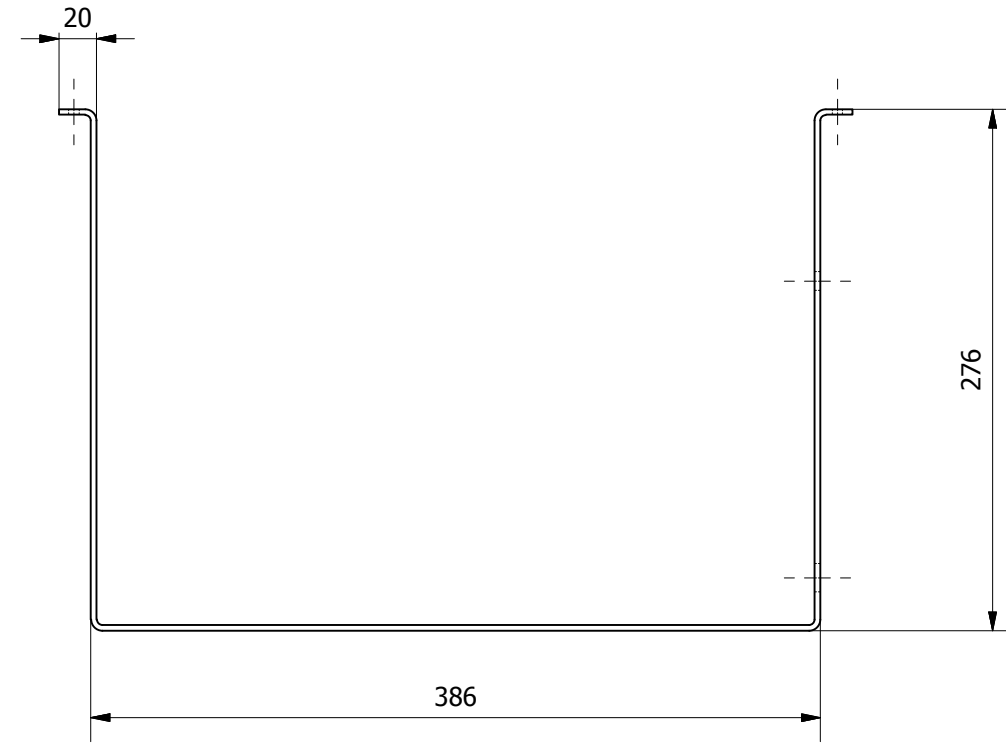
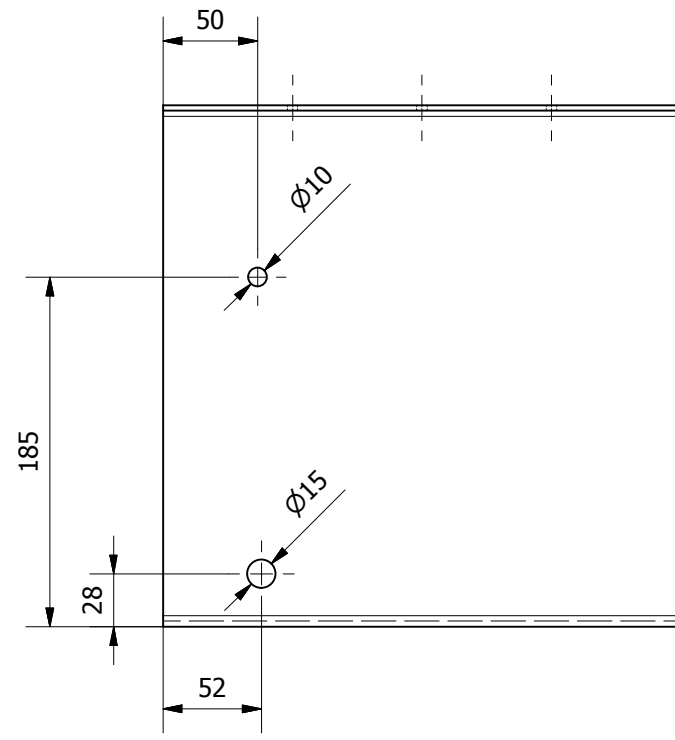
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20
TANQUE DE ACEITE HIDRÁULICO	Escala: 1:5	Código:	10.1109.01.02.03	Tol Gral: ± 1 mm



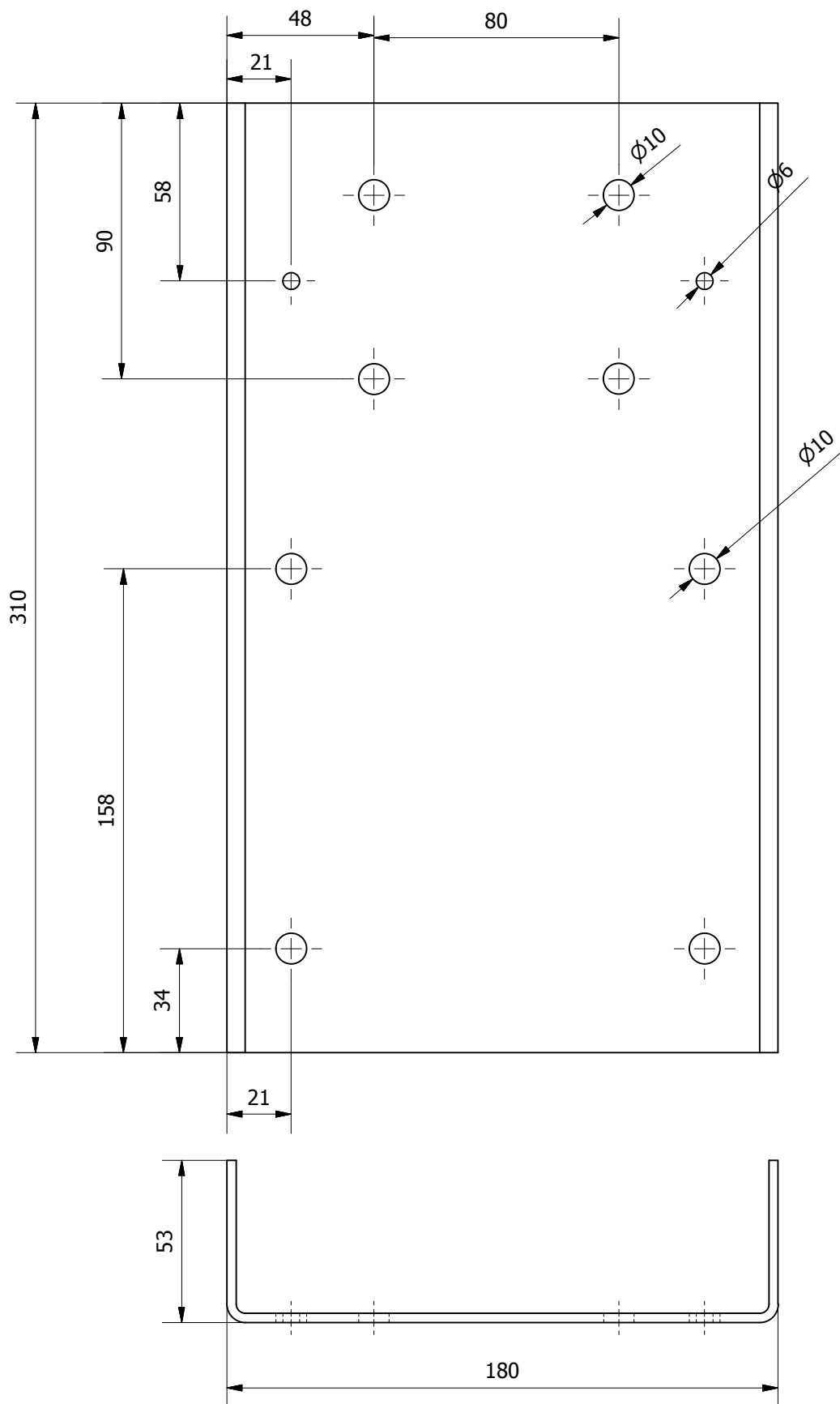
Tratamiento térmico:	N/A	Material:	ASTM A36	Dim brutas:	183*153*3
Recubrimiento:	Pintado				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
SOPORTE DE VÁLVULA DISTRIBUIDORA	Escala: 1 : 2	Código:	10.1109.01.02.03.01	Tol Gral:	± 1 mm



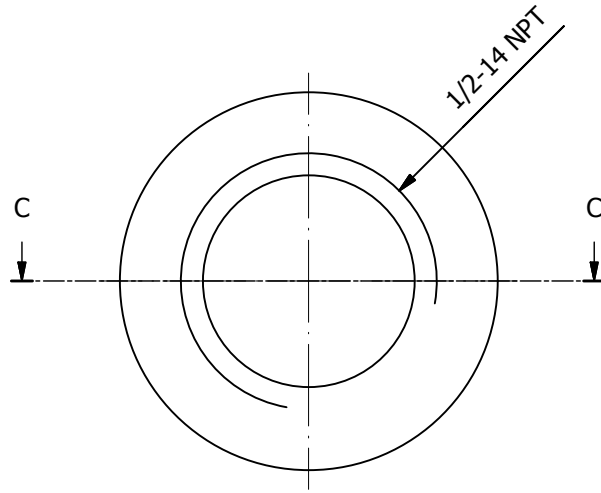
Tratamiento térmico:	N/A	Material:	ASTM A36	Dim brutas:	422*333*3
Recubrimiento:	Pintado				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
TAPA LATERAL DE TANQUE	Escala: 1 : 2	Código:	10.1109.01.02.03.02	Tol Gral:	± 1 mm



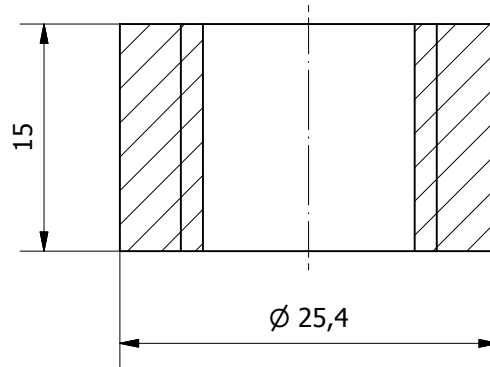
Tratamiento térmico:	N/A	Material:	Acero ASTM-A36	Dim brutas:	957*276*3
Recubrimiento:	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
BASE DE TANQUE	Escala: 1:5	Código:	10.1109.01.02.03.04	Tol Gral:	± 1 mm



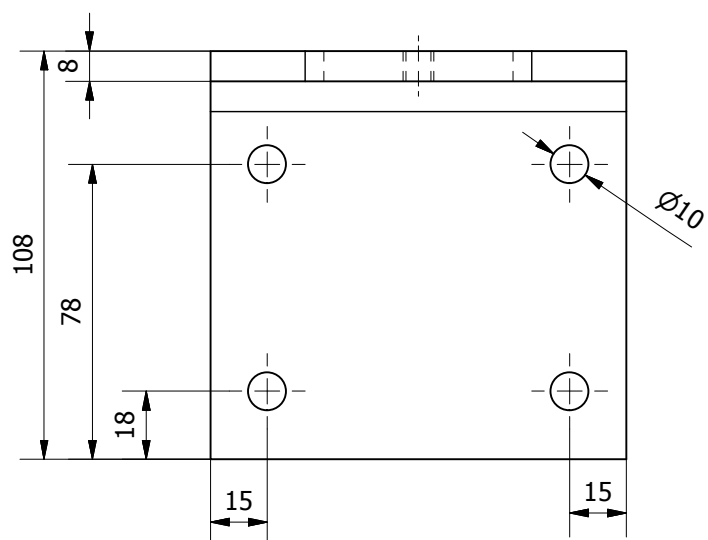
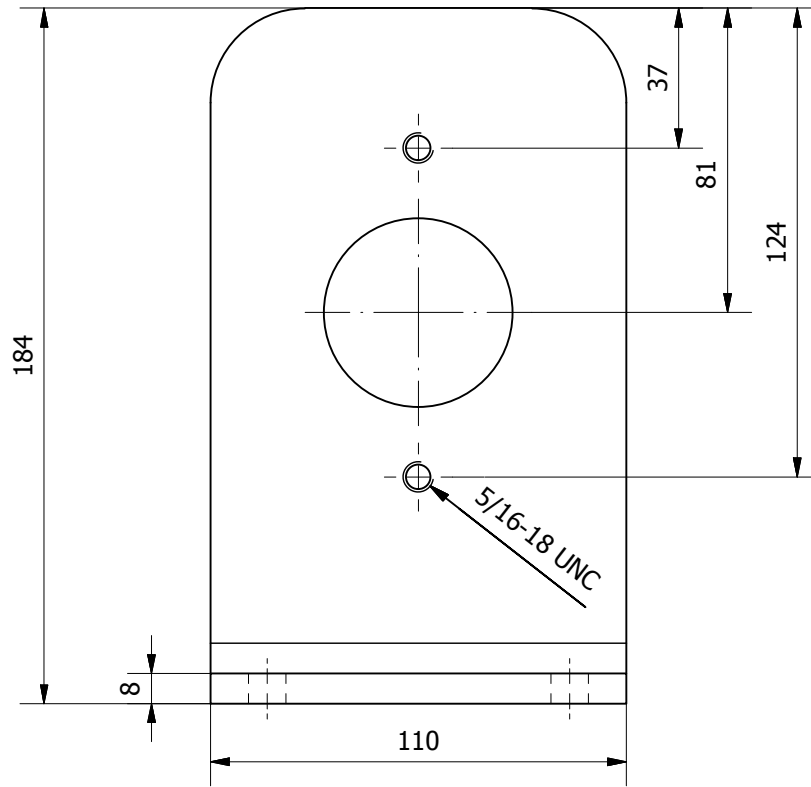
Tratamiento térmico:	N/A	Material:	ASTM A36	Dim brutas:	312*276*8
Recubrimiento:	Pintado				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
SOPORTE DE MOTOR	Escala: 1 : 2	Código:	10.1109.01.02.03.05	Tol Gral:	± 1 mm



C-C (2 : 1)



Tratamiento térmico:	N/A	Material:	AISI 7018	Dim brutas:	25,4 * 20
Recubrimiento:	Pintado				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
UNIÓN ROSCADA 1/2 NPT	Escala: 2 : 1	Código:	10.1109.01.02.03.06	Tol Gral:	± 0.1 mm



Tratamiento térmico:	N/A	Material:	ASTM A36	Dim brutas:	295*112*8
Recubrimiento:	Pintado				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Dibujó:	Rodríguez; Galárraga	2014/10/20	
		Revisó:	Ing. Luis Juiña	2014/10/20	
SOPORTE DE BOMBA	Escala: 1 : 2	Código:	10.1109.01.02.04	Tol Gral: ± 1 mm	