

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



**Máquina extractora de alambre para neumáticos usados:
módulo de extracción y potencia**

Trabajo de graduación presentado por Daniel Abraham Montenegro
Berganza para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería
Mecánica Industrial

Guatemala
2024

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería




**Máquina extractora de alambre para neumáticos usados:
módulo de extracción y potencia**


Trabajo de graduación presentado por Daniel Abraham Montenegro
Berganza para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería
Mecánica Industrial


Guatemala
2024

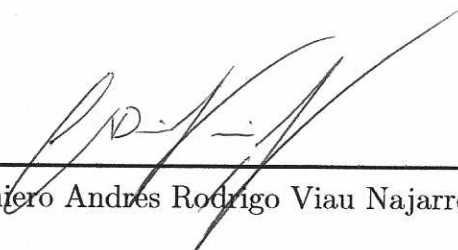
Vo.Bo.:

(f) 
Ingeniero César Alberto Rosales Gómez

Tribunal Examinador:

(f) 
Ingeniero César Alberto Rosales Gómez

(f) 
Ingeniera/Laura María Roldán Reyes

(f) 
Ingeniero Andrés Rodrigo Viau Najarro

Fecha de aprobación: Guatemala, 4 de enero de 2024.

Lista de figuras	X
Lista de cuadros	XI
Resumen	XIII
1. Introducción	1
2. Justificación	3
3. Objetivos	5
3.1. Objetivo general	5
3.2. Objetivos específicos	5
4. Marco teórico	7
4.1. Neumáticos	7
4.1.1. Tipos de neumáticos	7
4.1.2. Estructura y componentes de neumáticos	8
4.1.3. Nomenclatura en neumáticos	9
4.2. Reciclaje de neumáticos	10
4.2.1. Proceso de reciclaje de neumáticos	10
4.2.2. Alambre en los neumáticos	11
4.3. Maquinaria para la extracción de alambre	11
4.3.1. Extractoras de alambre hidráulicas	11
4.3.2. Extractoras de alambre mecánicas	12
4.3.3. Otros métodos de extracción de alambre	13
4.4. Sistema hidráulico	14
4.4.1. Cilindros hidráulicos	14
4.4.2. Bomba hidráulica	15
4.4.3. Mangueras hidráulicas	17
4.4.4. Aceite hidráulico	17

5. Metodología	19
5.1. Metodología	19
5.2. Requisitos de diseño de la máquina extractora de alambre	20
5.3. Cálculos y diseño del sistema de potencia y extracción	23
5.3.1. Fuerza de extracción	23
5.3.2. Cilindro hidráulico	26
5.3.3. Bomba hidráulica	29
5.3.4. Motor eléctrico	32
5.3.5. Mangueras hidráulicas	34
5.3.6. Depósito de fluido	36
5.3.7. Aceite hidráulico	38
5.3.8. Válvulas y otros componentes	38
5.3.9. Conductos y conexiones	41
5.3.10. Diagrama del sistema hidráulico	41
5.3.11. Factor de seguridad	43
5.3.12. Gancho	44
5.3.13. Unión cilindro-gancho	52
5.3.14. Pernos	53
5.3.15. Soldadura	62
5.3.16. Sistema de control	65
5.4. Simulación del sistema de extracción: Análisis de elementos finitos	67
5.4.1. Tipos de análisis	67
5.4.2. Materiales y sus propiedades	68
5.4.3. Contactos	68
5.4.4. Cargas y soportes	69
5.4.5. Mallado	70
6. Resultados	71
6.1. Resultados del análisis teórico	71
6.1.1. Gancho	71
6.1.2. Pernos	71
6.1.3. Pin	72
6.1.4. Soldadura	72
6.2. Resultados del análisis de elementos finitos	72
6.3. Cotización	77
7. Análisis de resultados o discusión	79
8. Conclusiones	81
9. Recomendaciones	83
10. Bibliografía	85
11. Anexos	89
11.1. Diseño final de la máquina	89
11.2. Dimensiones generales de la máquina	90
11.3. Diseño final del sistema de potencia	91
11.4. Diseño final del sistema de extracción	91

11.5. Diseño final del sistema de control	92
11.6. Diseño final de la estructura	92
11.7. Planos de construcción	92

Lista de figuras

1. Neumáticos radiales y convencionales	8
2. Sección transversal de un neumático radial	9
3. Designación de neumáticos	10
4. Extractora de alambre hidráulica	12
5. Extractora de alambre mecánica	13
6. Partes de un cilindro hidráulico	15
7. Bomba de engranajes externos	16
8. Bomba de paletas	16
9. Bomba de pistones	16
10. Sección de un neumático de rin 15	25
11. Cilindro hidráulico seleccionado	29
12. Bomba hidráulica seleccionada	32
13. Motor eléctrico seleccionado	34
14. Nomograma para la selección de mangueras	35
15. Dimensiones de corte y dobléz para estructura del depósito de fluido	37
16. Posición de los componentes y válvulas en la unidad hidráulica	40
17. Diagrama hidráulico	42
18. Opciones para geometría del gancho	44
19. Dimensiones preliminares del gancho en milímetros	46
20. Diagrama de cuerpo libre del gancho	47
21. Sistema fuerza-par en la sección crítica	47
22. Tipos de esfuerzos en la sección crítica	48
23. Diseño final del gancho	52
24. Diseño de la unión cilindro-gancho	53
25. Corte puro en el perno	56
26. Tensión pura en las placas	57
27. Barra rectangular en tensión o compresión simple con agujero transversal	59
28. Distancias entre agujeros y bordes más cercanos	61
29. Secciones soldadas en el sistema de extracción	63
30. Programación GRAFCET	65
31. Conexión PLC	66
32. Programación LOGO!	66

33. Sistema de extracción	67
34. Carga y soporte fijo	69
35. Mallado final	70
36. Esfuerzo equivalente de Von Mises en el sistema de extracción	73
37. Deformación total en el sistema de extracción	73
38. Factor de seguridad en el sistema de extracción	74
39. Esfuerzo equivalente de Von Mises en el gancho	74
40. Factor de seguridad en el gancho	75
41. Factor de seguridad en los pernos	75
42. Factor de seguridad en el pin	76
43. Factor de seguridad en la unión cilindro-gancho	76
44. Diseño final de la máquina	89
45. Dimensiones aproximadas de la máquina	90
46. Diseño final de la unidad hidráulica	91
47. Diseño final del sistema de extracción	91
48. Diseño propuesto del sistema de control	92
49. Diseño final de la estructura	92

Lista de cuadros

1. Designación y significado de los requisitos	20
2. Definición de requisitos	20
3. Área y presión de trabajo para diferentes cilindros	27
4. Dimensiones de las mangueras hidráulicas	35
5. Características físicas típicas del Shell Tellus S2 V46 @40°C	38
6. Resumen y cotización de componentes	40
7. Evaluación de factores de seguridad para componentes mecánicos	43
8. Matriz de selección para geometría del gancho	45
9. Propiedades acero AISI 4140	51
10. Propiedades acero AISI 1045	52
11. Propiedades perno clase 8.8 de acero medio carbono	53
12. Factores de fricción K	55
13. Propiedades del electrodo E12018G	63
14. Asignación de materiales	68
15. Resumen propiedades de los materiales	68
16. Esfuerzo y factor de seguridad en el gancho	71
17. Precarga y torque aplicados a los pernos	71
18. Esfuerzos en pernos y placas	71
19. Factores de seguridad en pernos y placas	72
20. Esfuerzos en pin y placas	72
21. Factores de seguridad en pin y placas	72
22. Esfuerzo y factor de seguridad en soldaduras	72
23. Resumen de resultados relevantes en la simulación	72
24. Cotización final del módulo de extracción y potencia	77

En Guatemala, cada año se generan más de 100,000 toneladas de desechos de llantas. Estos neumáticos, al no ser biodegradables, se acumulan y suelen ser desechados en vertederos, rellenos sanitarios, ríos o incluso abandonados en las calles. La Alcaldía Auxiliar #4 de la Municipalidad de Mixco, en el departamento de Guatemala, recolecta aproximadamente 5,000 neumáticos usados al mes. Con el fin de abordar esta problemática, la municipalidad propone una solución que busca reciclar estos desechos para la reparación de calles y carreteras en mal estado. El proceso propuesto implica la extracción del alambre presente en el interior de los neumáticos usados, para luego proceder a su trituración. Posteriormente, se mezclan los neumáticos triturados con piedrín, creando así una mezcla que será utilizada para rellenar los baches en las calles.

Como parte del desarrollo de la máquina encargada de extraer el alambre de los neumáticos, se requiere realizar el diseño y la selección adecuada de los componentes del sistema de potencia y extracción. Este sistema debe ser capaz de generar la fuerza necesaria para extraer de manera efectiva el alambre de los neumáticos usados, incluso los neumáticos de camiones. El objetivo es obtener un diseño funcional que cumpla con los requisitos establecidos, generando beneficios tanto económicos como ambientales. Con el fin de alcanzar este objetivo, se ha desarrollado un plan de ejecución estructurado en 5 fases. En primer lugar, se definieron los requisitos de diseño de la máquina. Luego, se realizó una exhaustiva investigación para explorar soluciones existentes y recopilar información adicional necesaria para el proyecto. Posteriormente, se llevó a cabo el proceso de diseño y selección de todos los elementos que conforman el sistema de extracción. Seguido de esto, se realizaron simulaciones y ensayos para respaldar los cálculos teóricos. Por último, se generaron los planos de todos los componentes del sistema de extracción y se procedió al ensamblaje con la estructura de la máquina, presentando así un conjunto completo de planos para la máquina.

Los desechos de neumáticos representan un problema ambiental significativo en todo el mundo. La razón principal de esta problemática se debe a la dificultad de descomponer los materiales utilizados en la fabricación de éstos. Los neumáticos están compuestos de una variedad de materiales, incluyendo caucho, acero y otros productos químicos. El caucho, siendo de los principales componentes, presenta un desafío en particular debido a su alta durabilidad y resistencia a la degradación natural. Como resultado, los neumáticos desechados suelen acumularse en vertederos, calles, e incluso en cuerpos de agua.

En Guatemala, el problema de los desechos de llantas representa un desafío ambiental y de gestión de residuos, con más de 100,000 toneladas de neumáticos desechados anualmente. En este contexto, la Municipalidad de Mixco, en el departamento de Guatemala, ha propuesto una solución para abordar esta problemática que consiste en reciclar los neumáticos usados para la reparación de calles y carreteras en mal estado. Esta propuesta implica la extracción del alambre interno de los neumáticos, luego éstos pasan por una fase de trituración para realizar una mezcla que se utilizará como asfalto modificado con caucho.

Este proyecto se centra en el desarrollo de la máquina encargada de extraer el alambre de los neumáticos usados, un proceso clave para que la trituración y reciclaje sea efectivo. Para lograr este objetivo, es necesario realizar el diseño y la selección adecuada de los componentes del sistema de potencia y extracción. Este sistema debe ser capaz de generar la fuerza necesaria para extraer de manera efectiva el alambre de los neumáticos, incluso los neumáticos de camiones.

A lo largo de este trabajo se detallarán los procesos de investigación, diseño, selección de componentes, análisis de costos, y simulaciones realizadas para alcanzar los objetivos. Asimismo, se presentarán los planos y la estructura completa de la máquina de extracción de alambre, ofreciendo una guía práctica para su construcción y posterior implementación en la municipalidad de Mixco. Con esta iniciativa, se busca dar una segunda vida a los neumáticos desechados, reduciendo la acumulación de desechos y aprovechando su material para mejorar la infraestructura vial, mejorando la seguridad y comodidad de los conductores.

Los neumáticos de automóvil representan un desafío significativo a nivel mundial en términos de residuos. Cada año se desechan alrededor de 1,500 millones de neumáticos en todo el mundo al llegar al final de su vida útil (Williams, 2017). Aunque es posible reencauchar y reutilizar los neumáticos hasta cierto punto, su procesamiento para el reciclaje es complicado debido a la mezcla de materiales como caucho natural o sintético y alambre o fibras de acero. Los neumáticos no son biodegradables y su uso continúa aumentando cada año. Cada neumático tarda aproximadamente 500 años en degradarse naturalmente.

En Guatemala, se estima que se recolectan aproximadamente 300,000 neumáticos usados al año, algunos de los cuales son arrojados en sitios baldíos, vertederos y cuerpos de agua (Proverde.com.gt, 2013). Solo en la alcaldía número 4 de la Municipalidad de Mixco, en el departamento de Guatemala, se recolectan alrededor de 5,000 neumáticos usados mensualmente. Por lo tanto, es necesario encontrar soluciones para reciclar estos neumáticos y convertirlos en un recurso útil.

Una propuesta de reciclaje consiste en desarrollar maquinaria y equipos para triturar los neumáticos recolectados y utilizar el material resultante para rellenar baches en las calles del sector. Esto generaría un impacto significativo, ya que las municipalidades de Guatemala invierten una gran cantidad de dinero en la compra de asfalto. El proceso requiere dos máquinas principales. La primera es una máquina extractora de alambre, que se utiliza para retirar las fibras de acero ubicadas en el talón de los neumáticos. Una vez extraído el alambre, se utiliza una trituradora de hule para desmenuzar el caucho. Luego, el hule triturado se somete a un proceso de licuefacción y se mezcla con pedrín para rellenar los baches.

Sin embargo, la compra e importación de la máquina extractora resulta costosa, superando los US\$ 10,000.00 (Oulimachine, 2021). Por lo tanto, se propone diseñar y fabricar la máquina dentro de un presupuesto establecido. Para que la máquina extractora de alambre funcione correctamente, es necesario diseñar un sistema de extracción que permita retirar el alambre de los neumáticos. Esto implica incorporar un sistema de transmisión de potencia mediante un gancho y un par de cilindros hidráulicos que cumplan con los requisitos necesarios para el funcionamiento de la máquina.

Este tipo de máquina extractora de alambre ha sido implementada en otros países donde se reprocessan neumáticos desechados utilizando este método. Sin embargo, existen variaciones en su estructura y en el sistema de gancho y potencia. En Estados Unidos, por ejemplo, se utiliza este proceso para obtener asfalto engomado, y se logra reciclar aproximadamente doce millones de neumáticos al año, convirtiéndose en el mercado más grande de caucho molido en el mundo (Eco Green Equipment, 2021).

3.1. Objetivo general

Diseñar y fabricar un sistema para extraer el alambre que se encuentra en el interior de neumáticos usados.

3.2. Objetivos específicos

- Diseñar y seleccionar todos los componentes que forman parte del sistema de extracción.
- Integrar el sistema de extracción a la estructura de la máquina para realizar pruebas y simulaciones de funcionamiento.
- Proporcionar un juego de planos completo y un listado de todas las partes que componen a la máquina extractora de alambre.
- Determinar el costo de todos los materiales, componentes y fabricación del sistema de extracción de la máquina.

4.1. Neumáticos

Un neumático es un amortiguamiento en forma de anillo, generalmente hecho de caucho o compuesto de plástico que cubre el rim de la rueda para protegerla y permitir un mejor rendimiento del vehículo. Consiste principalmente en la cubierta exterior, es decir, el neumático propiamente dicho y la cámara en el interior. Es el aire dentro del tubo el que transporta toda la carga y proporciona el amortiguamiento (Loya & Pradhan, 2016).

Las funciones básicas de un neumático son:

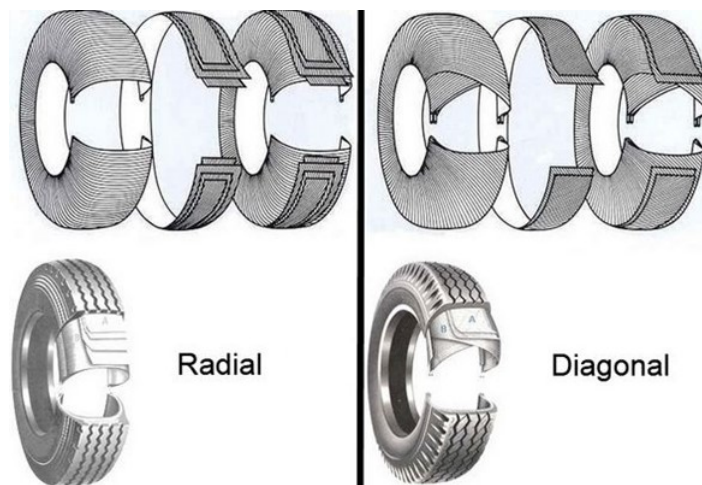
- Soportar el peso del vehículo
- Absorber las vibraciones o golpes de la carretera
- Proporcionar sujeción al frenar y acelerar
- Proporcionar una dirección suave y un control direccional

4.1.1. Tipos de neumáticos

Los neumáticos juegan un papel importante en la seguridad de vehículos y de los pasajeros, ya que son el primer punto de contacto a través del cual se ejerce fuerza sobre el suelo. Las diferentes condiciones de calles y carretera requieren una tracción diferente para la estabilidad del vehículo y un solo neumático no puede cumplir con todas las expectativas (Loya & Pradhan, 2016). Existe una variedad grande de tipos de neumáticos ya sea para su función en nieve, autopista, para cualquier tipo de temporada, de alto desempeño etc. Sin embargo, estas se clasifican también según su tipo de construcción. Se pueden clasificar como neumáticos convencionales o radiales (CONAE, 2021).

Los neumáticos convencionales (o diagonales) se caracterizan principalmente por estar compuestos de capas en forma diagonal, en donde las cuerdas de cada capa están inclinadas formando un ángulo entre 25 y 40 grados respecto a la línea de centro. Usualmente, las capas se cruzan a 36° (Fragassa & Ippoliti, 2016). En los neumáticos radiales, como sugiere su nombre, las capas deben colocarse radialmente por lo que se posicionan a un ángulo de 90° con respecto a la dirección de rodamiento. Los neumáticos de capas radiales generan menos calor durante el uso, tienen menor resistencia a la rodadura, poseen mejor rendimiento a alta velocidad y proporciona mayor suavidad y confort que los convencionales (CONAE, 2021). Por el contrario, la mayor complejidad de la construcción de éstos conduce a un aumento de los costos (Fragassa & Ippoliti, 2016).

Figura 1: Neumáticos radiales y convencionales



Fuente: (Hyvärinen et al., 2020)

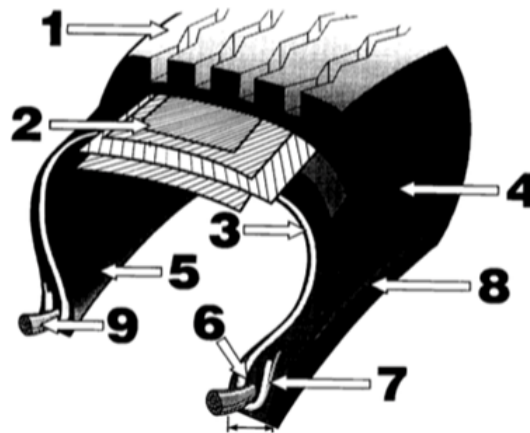
4.1.2. Estructura y componentes de neumáticos

La estructura de un neumático puede variar según el fabricante y el uso previsto. Sin embargo, es posible identificar algunas zonas y elementos básicos:

1. Banda de rodamiento: Parte del neumático en contacto con el suelo. Su superficie tiene la forma adecuada y se puede grabar un patrón para mejorar el agarre a la carretera y la expulsión del agua (Košťal et al., 2012).
2. Carcasa: Soporta la presión de inflado. Al retorcerse, transmite fuerzas entre el neumático y el suelo. Consta de varios pliegues cruzados (Shuy, 1964). Los pliegues son capas de caucho de bajo módulo elástico, reforzadas por cables de alto módulo. Estos cables pueden ser textiles naturales, polímeros sintéticos, especialmente nailon, poliéster, rayón, fibra de vidrio o cables de acero (Košťal et al., 2012); (Fragassa & Ippoliti, 2016). El número y colocación de capas depende del tipo, tamaño y la presión de inflado del neumático (Fragassa & Ippoliti, 2016).
3. Capa radial: Esta es una capa de refuerzo que le da mayor estabilidad a tu neumático, esto lo logra gracias a que contiene la presión del aire y transmite la fuerza que se realiza al frenar o al cambiar de dirección.

4. Pared lateral: Soporta la mayor parte del peso del vehículo y, por este motivo, debe estar debidamente reforzado. También protege la carcasa de las condiciones climáticas (Košťal et al., 2012).
5. Revestimiento interior: Capa interior que funciona como cámara de aire (Fragassa & Ippoliti, 2016).
6. Relleno de talón: Es un relleno de caucho que se coloca en la zona entre los alambres de talón y la lona de carcasa. Su función es la de mejorar la estanquidad del neumático, además de suavizar los cambios de rigideces entre ambos elementos (Fragassa & Ippoliti, 2016).
7. Refuerzo del talón: Gracias a los cables de acero que lo componen, el refuerzo puede evitar la oxidación del neumático. Su función consiste en ajustar la capa radial al costado y así proporcionarle mayor resistencia a la rotura (Košťal et al., 2012).
8. Ribete: Este se encarga de brindar el asentamiento adecuado del área de la ceja sobre el rim en la cual se instala el neumático (Košťal et al., 2012).
9. Talón: Anillo que consta de alambres de acero revestidos de bronce o soldados revestidos con caucho (Košťal et al., 2012); (Fragassa & Ippoliti, 2016); (Shuy, 1964). Debe asegurar el acoplamiento entre el neumático y el rim y transmitir potencia.

Figura 2: Sección transversal de un neumático radial



Fuente: (Llantera Moya, s/f)

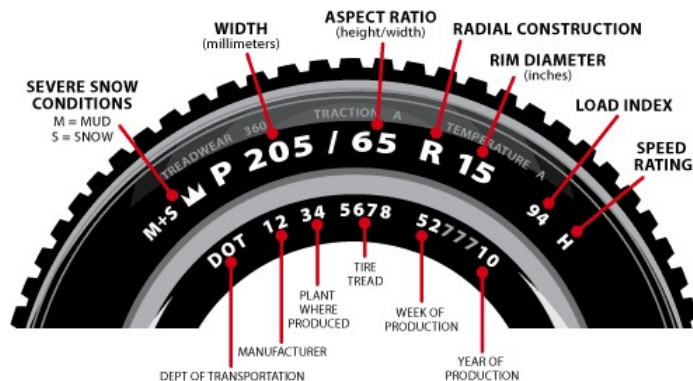
4.1.3. Nomenclatura en neumáticos

La nomenclatura de neumáticos reconocida internacionalmente consta de una serie de letras y números de la siguiente manera (Loya & Pradhan, 2016):

1. Una letra opcional que indique el uso previsto del neumático. ('P' para vehículos de transporte de pasajeros; 'T' para neumáticos temporales o de repuesto; 'LT' para camiones ligeros; 'C' para neumáticos comerciales como camiones de despacho; 'ST' para neumáticos para remolques) (TireRack, 2021).

2. Ancho del neumático (mm).
3. Una barra, es decir, '/'.
4. Relación de aspecto (porcentaje).
5. Naturaleza de la carcasa del neumático ('D' para capas diagonales y 'R' para capas radiales).
6. Diámetro del rim de la rueda en la que se pretende que encaje el neumático, en pulgadas.
7. Índice de carga.
8. Índice de velocidad.
9. Marcas adicionales, si las hubiera; por ejemplo, tracción, desgaste de la banda de rodadura y resistencia a la temperatura.

Figura 3: Designación de neumáticos



Fuente: («How to read tire date codes», [s.f.](#))

4.2. Reciclaje de neumáticos

4.2.1. Proceso de reciclaje de neumáticos

El proceso de reciclaje de neumáticos para el sector industrial de pavimentación ha sido utilizado desde 1960. En inglés es conocido como el material RTR o *Recycled Tire Rubber*. Este ha sido implementado a mezclas de asfalto como aditivo para separación y tratamientos superficiales. El proceso a seguir para utilizar el material RTR como aditivo o modificador comienza extrayendo las fibras de alambre de los neumáticos y luego triturar el material restante y reducirlo a partículas pequeñas con las cuales poder mezclar el aglutinante o la mezcla de asfalto. Procesar los neumáticos mediante fracturación criogénica implica cortar las piezas más grandes del neumático en partículas más pequeñas, típicamente de 50 mm, utilizando cortadores de acero afilados. Luego estas piezas más pequeñas son congeladas y fracturadas; esto para lograr tamaños desde 5 mm a muy reducidos tamaños de grano (Federal Highway Administration [FHWA], [2014](#)).

4.2.2. Alambre en los neumáticos

La extracción de los alambres de los neumáticos es vital para el proceso de reciclaje de estos puesto que los alambres llegan a dañar a las cuchillas de los cortadores o trituradoras. Los cables de acero se utilizan como material de refuerzo en los neumáticos radiales. La unión entre el caucho y acero se da por medio de una interfaz o una capa de interfaz de adhesión durante el proceso de curado. Los alambres de acero son comúnmente sometidos a un método de pretensión bajo el cual se mejoran las propiedades de flexión y adherencia de la capa de talón en neumáticos de caucho que mejora su desempeño y su vida útil. Se aplican niveles de tensión que oscilan entre 0 y 1,250 MPa en cada alambre de refuerzo a temperatura ambiente antes del proceso de vulcanización (Kadhem et al., 2018). La vulcanización es un proceso de transformación de un compuesto de caucho plástico en un producto altamente elástico. Para este proceso se implementa el sistema de curado con azufre y peróxido (Kruželák et al., 2016). Estudios han demostrado que luego de aplicar la tensión previa, se obtiene un aumento en la resistencia máxima a la flexión, la rigidez a la flexión y la resistencia máxima al corte en un 26 %. El resultado de prueba en la extracción de una sola fibra reveló que la resistencia al cizallamiento por despegado aumentó en 27 % la tensión previa en los alambres de acero (Kadhem et al., 2018).

4.3. Maquinaria para la extracción de alambre

Existen dos tipos de máquinas extractoras de alambre de neumáticos. Estas son las extractoras hidráulicas o mecánicas.

4.3.1. Extractoras de alambre hidráulicas

Actualmente se pueden encontrar dentro del mercado una gran variedad de extractoras hidráulicas de diferentes tamaños. Existen máquinas extractoras de alambre simples y dobles. Las simples utilizan un cilindro hidráulico y con la ayuda de un gancho se sujeta y se rasga la parte del talón en donde se encuentra el alambre para poder extraerlo. Las dobles no son muy comunes, pero son más eficientes ya que utilizan dos ganchos y dos cilindros hidráulicos. A comparación de la simple, esta no necesita ser desmontada para la extracción completa del alambre (González & Ocampo, 2018). También, existen extractoras de alambre simples de doble talón las cuales utilizan un cilindro hidráulico de mayor capacidad y un gancho de mayor dimensión. Esto hace posible el gancho extraiga ambos talones del neumático en el mismo ciclo de funcionamiento. No obstante, al requerir una mayor fuerza de extracción y un cilindro más grande, estas implican una mayor inversión.

Los componentes principales para las extractoras hidráulicas son:

- Cilindros hidráulicos
- Bomba hidráulica
- Motor eléctrico

- Mangueras hidráulicas
- Depósito de fluido
- Gancho
- Panel de control

Figura 4: Extractora de alambre hidráulica



Fuente: (WANROOETECH, 2020)

4.3.2. Extractoras de alambre mecánicas

Las extractoras de alambre mecánicas son mucho menos comunes en el mercado a comparación de las hidráulicas. Estas máquinas utilizan rodillos desbastadores, los cuales son cilindros con una superficie cortante. Estos rodillos giran en sentidos opuestos a distintas velocidades de rotación produciendo de esta manera el desbaste del neumático. Debido a las distintas geometrías de los neumáticos, es necesaria la regulación de la separación de los rodillos desbastadores por lo que se emplean tornillos de potencia. La velocidad de rotación de los rodillos desbastadores, generalmente se mantienen en un rango de 14-30 rpm. Debido a esto se deben implementar reductores de velocidad de engranes, para poder aproximar la velocidad de rotación del motor a estos rangos (Gallardo & Helguero, 2013).

Los componentes principales para el funcionamiento de éstas son:

- Bastidor
- Rodillos desbastadores

- Sistema de separación de rodillo
- Sistema de soporte y alimentación
- Motor eléctrico
- Reductor de velocidad
- Sistema de transmisión de potencia
- Panel de control

Figura 5: Extractora de alambre mecánica



Fuente: (Xinxiang Xinyutian Rubber & Plastic Machinery Co., Ltd., [s/f](#))

4.3.3. Otros métodos de extracción de alambre

Existe un método diferente para extraer el alambre metálico de los neumáticos el cual consiste principalmente en la utilización de calentamiento dieléctrico. En este, los alambres metálicos de un neumático se calientan mediante inducción electromagnética, por lo que la zona de caucho que está en contacto con los alambres metálicos se altera causando la separación. Para llevar a cabo este tipo de separación, es necesario cortar el neumático de las secciones que incluyen alambre y las secciones que no. Para la extracción del alambre, el neumático se corta preferiblemente en una porción de la banda de rodadura. Los alambres están posicionados en dos líneas en esta parte y una bobina de alta frecuencia es posicionada en el exterior de esta sección. Los alambres de acero se calientan por medio de calentamiento por inducción. Al calentar la sección del alambre de acero, el caucho que entra en contacto

con los alambres se descompone y gasifica (Yasue & Yamada, 2005). Este método involucra una descomposición del material de caucho que no beneficia al proceso de reciclaje del caucho.

El método de preparación involucra colocar el neumático en una cámara protectora y los elementos metálicos son retirados al calentarlos eléctricamente. Como resultado del rápido calentamiento de los elementos metálicos por la corriente que los atraviesa, se produce una pequeña explosión del neumático separando en polvo metálico y goma desmenuzada los cuales se asientan en la cámara. Este método es una invención la cual incurre en grandes costos de energía y es de mayor utilidad cuando se requiere extraer y reutilizar únicamente el alambre extrayendo sus impurezas (Vyunov, 2001).

4.4. Sistema hidráulico

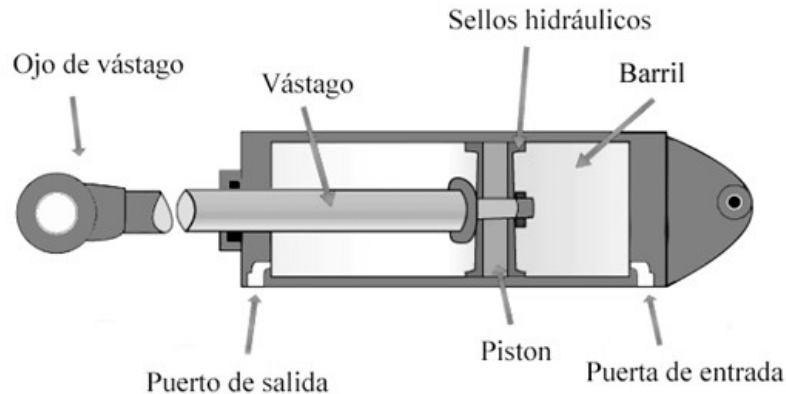
4.4.1. Cilindros hidráulicos

Los cilindros hidráulicos son dispositivos de actuación que utilizan un fluido presurizado, comúnmente aceite hidráulico, para generar fuerza y movimiento lineal. El diseño y funcionamiento de los cilindros hidráulicos dependen de principios físicos como la Ley de Pascal. Esta establece que cualquier cambio en la presión ejercida sobre un fluido incompresible se transmite de manera uniforme en todas las direcciones (F. M. White, 2002). Esto significa que, cuando se aplica una presión en una cámara del cilindro, se genera una fuerza que empuja el pistón en la dirección opuesta (Bolton, 2019). Este proceso convierte la energía hidráulica en trabajo mecánico lineal, lo que los convierte en componentes centrales en la automatización, maquinaria pesada, sistemas de elevación y una variedad de procesos industriales (Bolton, 2019).

Los cilindros hidráulicos constan de un tubo cilíndrico (camisa) dentro del cual se mueve un pistón. El pistón se sella herméticamente a la camisa, dividiendo el interior en dos cámaras: una cámara de alta presión y una cámara de baja presión. La presión hidráulica se aplica a una de las cámaras, lo que provoca que el pistón se desplace, generando movimiento lineal en la dirección deseada (Craig, 2005). Existen múltiples tipos de cilindros hidráulicos, pero básicamente éstos se pueden clasificar en dos categorías: cilindros de acción simple o de acción doble. Un cilindro hidráulico de acción simple está presurizado para moverse en una sola dirección, mientras que para un cilindro hidráulico de acción doble se puede controlar el movimiento en dos sentidos (Zhang, 2010).

Las especificaciones operativas importantes de los cilindros hidráulicos incluyen el tipo de cilindro, la carrera, la presión máxima, el diámetro del pistón y el diámetro del vástago. La carrera es la distancia que recorre el pistón a través del cilindro. Los cilindros hidráulicos pueden tener una variedad de longitudes de carrera, desde fracciones de una pulgada hasta muchos pies. La presión operativa máxima es la presión máxima que el cilindro puede soportar sin dañarse, lo cual es vital para garantizar la seguridad y el rendimiento del sistema. El diámetro del pistón y el diámetro del vástago son dimensiones cruciales que influyen en la capacidad de carga y la fuerza que el cilindro puede generar (Zhang, 2010).

Figura 6: Partes de un cilindro hidráulico



Fuente: (Junny, 2018)

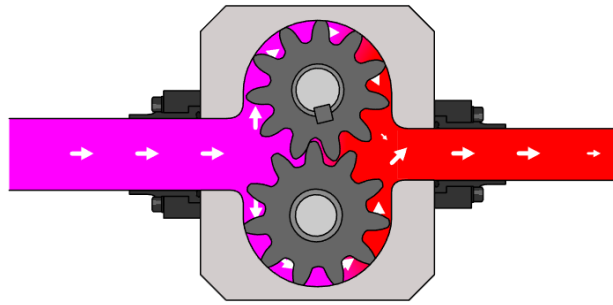
4.4.2. Bomba hidráulica

Las bombas hidráulicas convierten la energía mecánica proporcionada por un impulsor, como puede ser un motor eléctrico, en presión de fluido. Una bomba es necesaria para todos los accionamientos hidráulicos. La presión del fluido es suministrada a los cilindros, actuadores y motores hidráulicos al nivel requerido. Las bombas hidráulicas generalmente operan a velocidades y presiones más altas que los motores hidráulicos. Si bien algunos sistemas de transmisión usan bombas reversibles, la mayoría usan una bomba unidireccional con una válvula de control direccional para invertir el funcionamiento de los actuadores. Al igual que para los motores hidráulicos, existen tres tipos básicos de bombas hidráulicas que incluyen engranajes, pistones y paletas (Daniel & Paulus, 2019).

Las bombas pueden ser de tipo de desplazamiento fijo o de tipo variable. Para las bombas de desplazamiento fijo, el volumen está controlado por la capacidad de la bomba y la velocidad del motor eléctrico. Las bombas de desplazamiento fijo incluyen bombas de engranajes internos y externos, bombas de pistones axiales y radiales, bombas de tornillo, y bombas de paletas. Las bombas de volumen variable están diseñadas y construidas para caudales o desplazamientos variables y normalmente son bombas de paletas y de pistones (Daniel & Paulus, 2019).

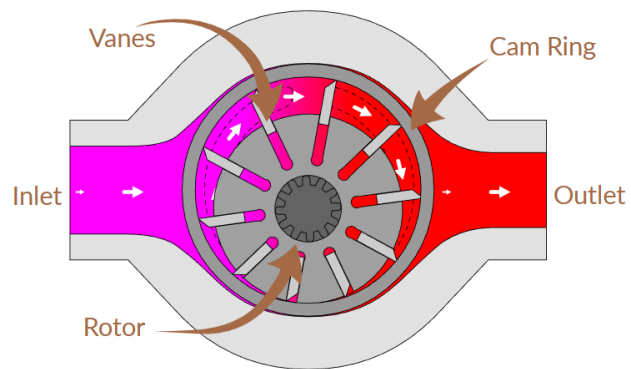
Las bombas de engranajes son ampliamente utilizadas debido a su simplicidad y costo relativamente bajo. Estas bombas constan de dos engranajes que se acoplan y giran en direcciones opuestas, lo que genera una presión y fuerza al fluido hidráulico, impulsándolo hacia el sistema. Estas bombas son adecuadas para aplicaciones de baja a mediana presión y caudal (Jain, 2017). Por otro lado, las bombas de paletas funcionan mediante un rotor excéntrico con paletas deslizantes. Cuando la paleta gira, el espacio se expande, permitiendo que el fluido entre a la bomba. Luego se reduce, empujando el fluido hacia la salida de la bomba. Estas bombas son adecuadas para aplicaciones de presión media (Chen et al., 2019). Las bombas de pistones emplean un conjunto de pistones que se mueven dentro de cilindros, generando presión a medida que se desplazan. Estas bombas pueden ser de pistones axiales, radiales o axiales inclinados, y son ideales para aplicaciones de alta presión y potencia (Chen et al., 2019).

Figura 7: Bomba de engranajes externos



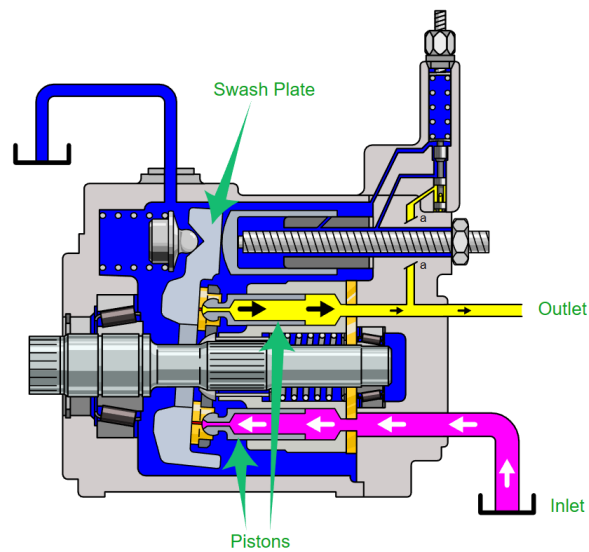
Fuente: (LunchBox Sessions, [s/f](#))

Figura 8: Bomba de paletas



Fuente: (LunchBox Sessions, [s/f](#))

Figura 9: Bomba de pistones



Fuente: (LunchBox Sessions, [s/f](#))

4.4.3. Mangueras hidráulicas

Las mangueras hidráulicas se utilizan en máquinas industriales para transmitir energía. Permiten el movimiento relativo entre los componentes en cada extremo del conjunto de manguera, y es mucho más fácil enrutar un conjunto de manguera que doblar e instalar un conjunto de tubería rígida. Las cargas innecesarias, que reducen la capacidad de presión de la manguera y acortan la vida útil, dependen del enrutamiento de la manguera (Chipperfield & Vance, 2008). La anatomía de una manguera consiste en un revestimiento para el transporte del material, un refuerzo para la resistencia y una cubierta para protección exterior. Los materiales que se utilizan para estas tres partes de la manguera dependen del medio que se transporta, cuál es la presión de funcionamiento y las condiciones ambientales que rodean el funcionamiento de la manguera. El rendimiento requerido de la manguera hidráulica no es solo una necesidad de presión, sino que también incluye temperaturas extremas con un nivel bastante alto de resistencia al aceite en flujos de gran volumen, además de flexión en un radio de curvatura muy pequeño en algunos casos (Evans, 1980).

Al seleccionar las mangueras hidráulicas es fundamental considerar varios aspectos (Gomide & Fonseca, 2020). Estos incluyen:

- Presión de trabajo: La manguera debe estar clasificada para soportar la presión máxima del sistema hidráulico. Es importante verificar que la presión de trabajo de la manguera seleccionada cumpla con los requisitos del sistema.
- Temperatura de trabajo: El fluido hidráulico puede alcanzar altas temperaturas durante el funcionamiento. Es necesario asegurarse de que la manguera seleccionada pueda soportar las temperaturas de trabajo previstas sin deteriorarse o sufrir fallas.
- Flexibilidad: La manguera hidráulica debe ser lo suficientemente flexible para permitir la conexión y el movimiento de los componentes del sistema. Una manguera demasiado rígida puede afectar la eficiencia y la operatividad del sistema.
- Longitud y diámetro: Es importante seleccionar la longitud y el diámetro adecuados de la manguera para garantizar una conexión adecuada entre los componentes del sistema y permitir el flujo de aceite necesario.

Además, es crucial seguir las recomendaciones y estándares de las normas de la industria, como SAE (Society of Automotive Engineers) o ISO (International Organization for Standardization), al seleccionar y utilizar las mangueras hidráulicas (Gomide & Fonseca, 2020).

4.4.4. Aceite hidráulico

El aceite hidráulico es un fluido utilizado en sistemas hidráulicos para transmitir energía y controlar el movimiento de componentes mecánicos. Estos sistemas se encuentran ampliamente presentes en diversas industrias, como la automotriz, la manufacturera, la construcción, la aviación, entre otras. El aceite hidráulico es esencial para el funcionamiento adecuado

y eficiente de estos sistemas, proporcionando una lubricación adecuada, transmitiendo fuerza y actuando como medio de transferencia de calor.

La composición del aceite hidráulico consta principalmente de una base lubricante y aditivos que mejoran sus propiedades y características. La base lubricante puede ser mineral, sintética o una mezcla de ambos. Los aceites minerales, obtenidos de la destilación del petróleo crudo, son ampliamente utilizados debido a su costo relativamente bajo (Smith, 2018). Por otro lado, los aceites sintéticos, fabricados mediante procesos químicos, ofrecen propiedades superiores, como una mayor estabilidad térmica, resistencia a la oxidación y mejores características de flujo a bajas temperaturas (Johnson, 2019).

Entre las propiedades y características clave del aceite hidráulico se encuentra la viscosidad, la cual afecta directamente el rendimiento del sistema hidráulico. Una viscosidad adecuada garantiza una lubricación eficiente y la transferencia de fuerza adecuada a través del sistema. Los aceites hidráulicos se clasifican en diferentes grados de viscosidad según la clasificación ISO VG (*Viscosity Grade*) (Jones, 2020). Otra propiedad importante es el índice de viscosidad (IV), que mide la variación de la viscosidad del aceite en función de la temperatura. Un alto índice de viscosidad indica que el aceite experimenta una menor variación de viscosidad con cambios de temperatura, lo que garantiza un rendimiento más estable del sistema hidráulico (Brown, 2017).

La estabilidad térmica y la resistencia a la oxidación son características esenciales del aceite hidráulico, ya que debe ser capaz de resistir altas temperaturas sin degradarse. Los aditivos antioxidantes se utilizan para mejorar la estabilidad térmica y prevenir la formación de depósitos y lodos causados por la oxidación (M. White, 2016). Los aceites hidráulicos también contienen aditivos antidesgaste que forman una película protectora en las superficies metálicas para minimizar el desgaste y prolongar la vida útil del sistema (Smith, 2018). Además, es crucial utilizar un aceite hidráulico compatible con los materiales de sellado para garantizar la compatibilidad de los sellos y evitar su degradación y mal funcionamiento (Johnson, 2019).

El mantenimiento adecuado del aceite hidráulico es esencial para garantizar un rendimiento óptimo del sistema hidráulico y prolongar su vida útil. Esto implica el monitoreo regular de la viscosidad y la limpieza del aceite, así como el reemplazo periódico según las recomendaciones del fabricante. La filtración del aceite es fundamental para eliminar partículas y contaminantes que pueden dañar los componentes del sistema y afectar su funcionamiento (Brown, 2017).

5.1. Metodología

La propuesta de solución para el reciclaje de neumáticos usados por parte de la alcaldía auxiliar #4 de Mixco se compuso en parte por el diseño de una máquina extractora de alambre. Para que esta sea funcional es necesario un sistema de transmisión de potencia que se encargue de impulsar un gancho que extraiga el alambre interior de los neumáticos. Se llevó a cabo un análisis exhaustivo para establecer los requisitos específicos que debía cumplir el diseño de la máquina extractora de alambre donde se consideraron varios aspectos relevantes garantizando la funcionalidad adecuada. Además, se desarrolló una investigación extensa donde se evaluaron diferentes diseños de máquinas extractoras de alambre para neumáticos ya existentes y que se encuentren actualmente en funcionamiento.

Con esta información, se creó una base sólida para definir la geometría y seleccionar todos los componentes que conformaron el sistema de extracción de la máquina. Se llevaron a cabo varios cálculos y análisis para asegurar que los componentes seleccionados fueran adecuados para soportar las cargas y fuerzas involucradas en el proceso de extracción de alambre. Una vez finalizado el diseño, se realizaron diferentes ensayos y simulaciones para evaluar el rendimiento y la resistencia del sistema de extracción en condiciones más apegadas a la realidad. Por último, se elaboraron los planos mecánicos de cada uno de los componentes que se diseñaron y se combinaron con los planos del módulo de estructura para crear un juego de planos completo que incluya los detalles técnicos necesarios para la fabricación y ensamblaje de la máquina.

5.2. Requisitos de diseño de la máquina extractora de alambre

Cuadro 1: Designación y significado de los requisitos

Designación	Significado
CDM	Máquina extractora de alambre
A	Requisito de apariencia
C	Requisito de costos
D	Requisito de dimensiones
EN	Requisito de estándares y normas
F	Requisito de funcionamiento
IM	Requisito de interfase entre módulos
P	Requisito de potencia
S	Requisito de seguridad
U	Requisito de usuario

Cuadro 2: Definición de requisitos

Código	Requisito
	Dimensiones
CDM-D01	La máquina debe tener dimensiones de hasta 3 metros de largo, 1.5 metros de ancho y 1.8 metros de altura.
CDM-D02	La máquina debe ser capaz de acomodar neumáticos con un diámetro exterior de 0.5 metros a 2 metros y un ancho de 0.2 metros a 0.5 metros.
CDM-D03	El diámetro del cilindro hidráulico utilizado para la extracción del alambre debe proporcionar la fuerza necesaria y tener diámetro máximo de 200 mm.
CDM-D04	El diámetro del vástago del cilindro hidráulico debe dimensionarse según la presión hidráulica requerida y tener un rango de diámetro de 50 mm a 120 mm.
CDM-D05	La carrera del cilindro hidráulico debe ser de al menos 700 mm para permitir la extracción completa del alambre del neumático.
CDM-D06	El tanque de aceite hidráulico debe tener una capacidad mínima de 40 litros para garantizar un suministro adecuado de fluido durante la operación continua de la máquina.
CDM-D07	Las mangueras hidráulicas deben tener un diámetro interno de 5 mm a 20 mm para soportar la presión de trabajo y el flujo de aceite necesario.
CDM-D08	El gancho utilizado para extraer el alambre debe tener una longitud de 400 mm a 800 mm para asegurar un agarre efectivo y seguro del alambre durante el proceso de extracción.
CDM-D09	El espacio libre entre el cilindro hidráulico y la estructura de la máquina debe permitir un movimiento fluido del cilindro con un espacio mínimo de 20 mm en todas las direcciones.
CDM-D10	El sistema de extracción debe presentar un diseño óptimo y compacto, con componentes integrados en la estructura para minimizar el espacio necesario.

Funcionamiento	
CDM-F01	Cuando la máquina esté apagada, ningún componente debe estar en movimiento.
CDM-F02	Durante el funcionamiento, la temperatura de la máquina y sus componentes no debe superar los 80°C.
CDM-F03	La máquina debe ser capaz de funcionar de forma continua durante al menos 8 horas sin necesidad de detenerse por sobrecalentamiento.
CDM-F04	La máquina debe ser capaz de extraer el alambre de una cara de los neumáticos en menos de 1 minuto.
CDM-F05	El sistema de extracción debe ser capaz de adaptarse a diferentes tamaños de neumáticos, desde neumáticos rin 13 hasta rin 24.5, sin necesidad de realizar ajustes extensos o cambios de componentes.
CDM-F06	El tipo de sujeción de los cilindros hidráulicos solamente debe de permitir que trabajen en tracción y compresión para evitar esfuerzos de flexión.
CDM-F07	El gancho debe extraer el alambre sin deformarse significativamente, con una deformación máxima permitida de 3 mm.
CDM-F08	El sistema de control debe permitir la operación de extracción mediante pulsadores, utilizando una señal de control para controlar el movimiento del gancho de manera precisa.
CDM-F09	La máquina debe tener un sistema de filtrado y purificación del aceite hidráulico para mantener la calidad del aceite y garantizar el funcionamiento del sistema hidráulico.
Apariencia	
CDM-A01	La máquina debe tener un diseño estético y atractivo que refleje una imagen profesional.
CDM-A02	Los acabados y detalles de la máquina deben ser de alta calidad para transmitir cierta confiabilidad al usuario.
CDM-A03	La máquina debe tener un acabado resistente a la corrosión.
CDM-A04	La máquina debe tener una disposición ordenada de los componentes, con todos los cables y mangueras correctamente enrutados y ocultos para lograr un aspecto limpio y seguro.
CDM-A05	La máquina debe contar con un espacio dedicado para el sistema de control, que permita una organización eficiente y acceso rápido a los paneles de operación.
CDM-A06	La máquina debe contar con medidas de limpieza y mantenimiento fáciles de realizar, para preservar su apariencia y funcionalidad a lo largo del tiempo.
Seguridad	
CDM-S01	La máquina debe contar con un sistema de parada de emergencia fácilmente accesible y visible, que detenga rápidamente todas las operaciones en caso de emergencia.
CDM-S02	Se deben incorporar protecciones y mecanismos de seguridad en las áreas de mayor riesgo, para prevenir el acceso.
CDM-S03	La máquina debe estar equipada con etiquetas de seguridad claramente visibles, que proporcionen instrucciones y advertencias para el uso seguro de la máquina.
CDM-S04	La máquina debe contar con un sistema de advertencia visual y/o sonora para indicar alguna falla en el funcionamiento.
CDM-S05	Debe contar con protecciones contra atrapamiento que eviten cualquier riesgo para el operador durante la extracción, y recolección del alambre.
CDM-S06	El factor de seguridad mínimo para los componentes diseñados en la máquina debe ser igual o mayor a 1.5

Potencia	
CDM-P01	La fuerza de extracción debe poder ajustarse en un rango de 25 kN a 115 kN para adaptarse a diferentes tipos de neumáticos.
CDM-P02	La potencia del motor principal debe ser de al menos 3 kW para proporcionar la fuerza necesaria en la extracción del alambre.
CDM-P03	La bomba hidráulica debe tener una capacidad de flujo de al menos 10 litros por minuto.
CDM-P04	El sistema hidráulico debe tener una capacidad de aproximadamente 200 bar de presión.
CDM-P05	La fuente de alimentación eléctrica debe ser 220V AC trifásica para soportar la potencia requerida por el motor principal y otros componentes eléctricos.
CDM-P06	Se debe considerar un factor de holgura de al menos 1.5 veces la carga máxima para realizar los cálculos de la carga máxima que la máquina puede soportar durante la extracción del alambre.
CDM-P07	El fluido hidráulico debe poder transmitir la fuerza deseada, disipar el calor producto de la transformación de la energía y proteger a los elementos de la corrosión, con un índice de viscosidad entre 90 - 100.
Costos	
CDM-C01	El costo total de producción de la máquina no debe exceder \$10,000.
CDM-C02	El costo de los componentes hidráulicos no debe exceder \$3,000.
CDM-C03	El costo del gancho y componentes adicionales del sistema de extracción no deben exceder \$3,000.
CDM-C04	El costo de los componentes eléctricos y electrónicos necesarios para el sistema de control de la máquina no debe superar \$1,000.
Usuario	
CDM-U01	El usuario debe portar el equipo de seguridad especificado dentro del manual de operación.
CDM-U02	El usuario debe recibir una capacitación previa antes de operar por primera vez la máquina.
CDM-U03	Los controles y paneles de la máquina deben ser intuitivos y fáciles de comprender para el usuario.
CDM-U04	La máquina debe tener instrucciones claras y detalladas de operación y mantenimiento, proporcionadas en un manual de usuario.
CDM-U05	La máquina debe estar diseñada ergonómicamente, teniendo en cuenta la postura y el esfuerzo físico del usuario durante la operación.
Interfase entre módulos	
CDM-IM01	La estructura y el sistema de extracción deben estar diseñados para permitir una conexión simple para el ensamble y desensamble de la máquina.
CDM-IM02	Las uniones entre la estructura y el sistema de extracción deben ser seguras y estables para evitar cualquier tipo de movimiento o desconexión durante el funcionamiento de la máquina.
CDM-IM03	Se deben proporcionar instrucciones claras y detalladas sobre el ensamble, instalación, y ajuste de todos los componentes de ambos módulos de la máquina.

5.3. Cálculos y diseño del sistema de potencia y extracción

5.3.1. Fuerza de extracción

En primer lugar, se llevó a cabo un análisis para determinar la fuerza necesaria para la extracción del alambre presente en los neumáticos. Para establecer esta fuerza, se tomaron en consideración varios factores clave, como la resistencia última a la tensión del caucho utilizado en la fabricación de los neumáticos, el espesor del gancho que se encargará de extraer el alambre, y la altura del talón del neumático donde se encuentran los alambres de acero.

Los neumáticos de automóvil comúnmente poseen un diámetro de rin que varía desde 15 hasta 20 pulgadas, mientras que los de camión pueden ser de 22.5 y 24.5 pulgadas. Dado que se desea que la máquina sea capaz de extraer el alambre tanto de los neumáticos de automóviles como de los de camiones, se utilizaron los valores correspondientes a neumáticos de rin 24.5 pulgadas ya que esto cubrirá la fuerza requerida para neumáticos de menor tamaño.

Para calcular la fuerza de extracción se utilizó la ecuación de esfuerzos normales puros, que se especifica a continuación:

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

Donde:

F es la fuerza aplicada (kN)

σ es el esfuerzo normal (kPa)

A es el área de la sección transversal (m^2)

En este caso la variable de interés no es el esfuerzo, sino la fuerza que se aplicará al neumático. Dado que se busca que esta fuerza provoque el desgarre del neumático, se utilizó el esfuerzo último a la tracción del caucho presente en los neumáticos ya que se espera que la fuerza alcance este límite y provoque el desprendimiento del alambre. El área de contacto se refiere a la sección donde el gancho romperá el neumático.

Teniendo en cuenta estos aspectos, la ecuación puede reescribirse de la siguiente manera:

$$F = \sigma_{ult} \cdot A_c \quad (2)$$

Donde:

F es la fuerza de extracción (kN)

σ_{ult} es el esfuerzo último a la tracción del caucho (kPa)

A_c es el área de contacto (m^2)

Debido a las variaciones en las propiedades físicas y químicas del caucho, determinar la resistencia a la tracción de manera precisa puede resultar complicado. Según la *U.S. Tire Manufacturers Association* (USTMA, [s/f](#)), los neumáticos están compuestos de caucho natural y polímeros sintéticos, siendo los principales el caucho de butadieno y el caucho de estireno-butadieno. Tomando como referencia el libro *Rubber Technology* (Dick, [2020](#)), se estima que la resistencia típica a la tracción para el caucho de butadieno se encuentra en el rango de 15 a 25 MPa, mientras que para el caucho de estireno-butadieno se sitúa en el rango de 15 a 30 MPa. Para el diseño de la máquina se utilizó el valor más alto encontrado, lo que asegura un enfoque conservador y brinda mayor certeza de que la máquina pueda extraer el alambre de manera efectiva.

$$\sigma_{ult} = 30,000 \text{ kPa}$$

Luego, para realizar el cálculo de la fuerza, se debió determinar el área de contacto que generará la rasgadura en el neumático. Esta área será conformada por el espesor del gancho y la altura del talón del neumático.

$$A_c = t_{gancho} \cdot h_{talon} \quad (3)$$

Donde:

t_{gancho} es el espesor del gancho (m)

h_{talon} es la altura del talón (m)

Más adelante, se proporcionarán detalles sobre el diseño y dimensionamiento del gancho. No obstante, tras analizar las dimensiones de máquinas extractoras de alambre existentes, se estableció de manera preliminar un espesor del gancho de 1 pulgada o 25.4 milímetros.

$$t_{gancho} = 0.0254 \text{ m}$$

El talón de un neumático es la sección reforzada en forma de anillo que proporciona una fijación adecuada entre la rueda y el neumático. En cuanto a la altura del talón, es difícil especificar un valor preciso debido a las diferentes dimensiones y tipos de neumáticos disponibles en el mercado. Además, las alturas de los talones pueden variar según el diseño, la marca y el fabricante del neumático. En la Figura [10](#), se muestra una referencia de la sección de un neumático de rin 15, el cual presenta una altura de talón aproximada de 20 milímetros. Asimismo, se pueden observar los alambres de acero ubicados dentro del talón.

Como referencia general, los talones de los neumáticos de vehículos particulares suelen tener una altura de aproximadamente 2 a 4 centímetros. En el caso de los neumáticos de vehículos comerciales o de transporte de carga, los talones pueden ser más altos debido a los requisitos de carga y durabilidad, y suelen estar en el rango aproximado de 5 a 10 centímetros (USTMA, [s/f](#)). Dado que la máquina se diseñará para trabajar con neumáticos de camiones, se consideró el valor más alto encontrado de 10 centímetros para la altura del talón al determinar la fuerza requerida.

$$h_{talon} = 0.1 \text{ m}$$

Figura 10: Sección de un neumático de rin 15



Fuente: Elaboración propia

Con esta información, es posible determinar el área de contacto y la fuerza de extracción necesaria.

$$\begin{aligned}A_c &= (0.0254 \text{ m})(0.1 \text{ m}) \\A_c &= 0.00254 \text{ m}^2 \\F &= (30,000 \text{ kPa})(0.00254 \text{ m}) \\F &= 76.2 \text{ kN}\end{aligned}$$

Para finalizar con el cálculo de la fuerza de extracción, se aplicó un factor de holgura de 1.5 a la fuerza debido a la utilización de la resistencia última a la tracción y la necesidad de que el sistema sea capaz de rasgar el neumático sin problemas. Este factor de holgura garantizará que la máquina supere significativamente el esfuerzo último del material y pueda manejar cualquier carga adicional o variaciones en los materiales que puedan surgir. De esta manera, se asegurará el correcto funcionamiento de la máquina en diversas situaciones. Por lo tanto, se obtuvo una fuerza de extracción máxima que el sistema de extracción debe ser capaz de proporcionar, la cual es de 114.3 kN.

$$F_E = n \cdot F \quad (4)$$

Donde:

F_E es la fuerza de extracción máxima del sistema (kN)

n es el factor de holgura

F es la fuerza de extracción previamente calculada (kN)

$$\begin{aligned}F_E &= (1.5)(76.2 \text{ kN}) \\F_E &= 114.3 \text{ kN}\end{aligned}$$

5.3.2. Cilindro hidráulico

Para extraer el alambre de los neumáticos usados, se requiere implementar un cilindro hidráulico o actuador lineal. En este caso, se ha optado por utilizar un cilindro de doble efecto, ya que ofrecen control en ambos sentidos de movimiento del cilindro. Cabe resaltar que, para maximizar la eficiencia y minimizar costos, se seleccionarán cilindros hidráulicos disponibles en *stock* por parte de proveedores en lugar de diseñar y fabricar cilindros a medida, lo cual podría implicar un aumento significativo en el precio.

En la sección anterior, se realizó el cálculo de la fuerza máxima que el cilindro debe ejercer. Ahora, es necesario determinar la presión de trabajo del cilindro para asegurar su correcto funcionamiento. Para ello, se empleó la siguiente fórmula:

$$P = \frac{F}{A} \quad (5)$$

Donde:

P es la presión de trabajo del cilindro (*psi*)

F es la fuerza de extracción máxima (*lb*)

A es el área de trabajo del cilindro (*in²*)

Primero se debe establecer el área de trabajo del cilindro. En este caso en particular, el cilindro debe retraerse para llevar a cabo la extracción del alambre. Por lo tanto, su función no será empujar, sino jalar. Debido a esto, el área que realiza el trabajo en el cilindro es la diferencia entre el área del pistón y el área del vástago. En términos de los diámetros, se puede expresar de la siguiente manera:

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (6)$$

Donde:

A es el área de trabajo del cilindro (*in²*)

D es el diámetro del pistón del cilindro (*in*)

d es el diámetro del vástago del cilindro (*in*)

Debido a que se desea seleccionar un cilindro normalizado que proveedores mantengan disponibles, se puede identificar que ya existen diámetros estandarizados tanto para el pistón como para el vástago del cilindro hidráulico. En el caso de los diámetros de pistón, estos generalmente se pueden encontrar desde 1 hasta 7 pulgadas («Hydraulic Cylinders», [s/f](#)). Se decidió iterar con diámetros de 3 hasta 6 pulgadas en vista del trabajo pesado y continuo que se le dará en la máquina.

En cuanto al diámetro del vástago, se debe considerar que este elemento es el más propenso a fallar mecánicamente en un cilindro hidráulico. Cuando un cilindro empuja, el

vástago trabaja sometido a compresión, lo que llevar a situaciones de fallas por pandeo. Para evitar estos riesgos, es recomendable utilizar la fórmula de Euler donde se puede establecer el diámetro mínimo necesario del vástago para evitar fallas por pandeo. En el caso específico de esta máquina, el cilindro realiza la función de jalar, lo que indica que la carrera de trabajo estará en tensión en lugar de compresión. Debido a esto no existirá la preocupación de fallas por pandeo en el vástago.

Por consiguiente, para definir el diámetro del vástago, nuevamente se consultó dentro de los catálogos de algunos proveedores y se identificó cuál era el diámetro de vástago más común para cilindros con un diámetro de pistón de 3, 4, 5, y 6 pulgadas. En la mayoría de los casos, los cilindros con un diámetro de pistón de 3 pulgadas poseen un diámetro de vástago de 1.5 pulgadas. Para los diámetros de pistón de 4, 5 y 6 pulgadas, los diámetros de vástago comunes son de 2, 2.5 y 3 pulgadas, respectivamente («Hydraulic Cylinders», [s/f](#)).

A continuación, en el Cuadro 3 se muestra un resumen de las diferentes iteraciones realizadas para la selección del cilindro, donde se calculó el área utilizando la ecuación 6 y la presión de trabajo mediante la ecuación 5.

Cuadro 3: Área y presión de trabajo para diferentes cilindros

Cilindro hidráulico	Diámetro del pistón (<i>in</i>)	Diámetro del vástago (<i>in</i>)	Área de trabajo (<i>in</i> ²)	Presión de trabajo (<i>psi</i>)
3x1.5	3	1.5	5.30	4,846.92
4x2	4	2	9.42	2,726.39
5x2.5	5	2.5	14.73	1,744.89
6x3	6	3	21.21	1,211.73

Fuente: Elaboración propia

Es importante tener en cuenta que los cilindros hidráulicos generalmente soportan presiones de hasta 3,000 psi. Como se puede observar en la tabla, el cilindro con un diámetro de pistón de 3 pulgadas excede la presión máxima permitida, por lo que no es viable implementar este cilindro en el diseño de la máquina. En cambio, los cilindros hidráulicos con diámetros de pistón de 4, 5 y 6 pulgadas presentan presiones inferiores a 3,000 psi, por lo que serían elecciones ideales para el funcionamiento de la máquina.

Es importante tener en cuenta que a medida que el cilindro se vuelve más grande, su precio aumentará significativamente. Al analizar el cilindro de 4x2, se puede determinar que la presión aún se mantiene dentro del límite máximo permitido, pero se acerca al límite de presión. Por otro lado, el cilindro hidráulico de 5x2.5 muestra una diferencia mayor y presenta menos riesgo de alcanzar el límite de presión. Sin embargo, también se debe considerar que la fuerza calculada es la máxima que el sistema de extracción debe soportar, y es poco probable que el sistema trabaje continuamente a esta presión máxima.

Al analizar la relación costo-beneficio, se identificó que los cilindros con diámetros de 5 pulgadas generalmente tienen un costo que duplica el de los cilindros de 4 pulgadas. Por lo tanto, elegir un cilindro de 5 pulgadas no sería económicamente factible y resultaría en un sobredimensionamiento innecesario que no justificaría su costo. Considerando estos factores, se llegó a la conclusión de que la opción más viable es seleccionar un cilindro con un diámetro de pistón de 4 pulgadas y un diámetro de vástago de 2 pulgadas. La presión de trabajo máxima que experimentará será de aproximadamente 2,726 psi o 18.80 MPa.

Para finalizar con la selección del cilindro, es necesario especificar la carrera que este tendrá. Nuevamente, se ha realizado una búsqueda en los catálogos de proveedores y se han identificado las carreras estandarizadas que se utilizan en cilindros con un diámetro de pistón de 4 pulgadas y un diámetro de vástago de 2 pulgadas. Para cilindros con estas características, se puede encontrar carreras de 6, 12, 18, 24, 30, 36, 48 y 60 pulgadas («Hydraulic Cylinders», [s/f](#)).

El criterio para la selección de la carrera ideal se ha basado en el diámetro del rin de los neumáticos que se utilizarán en la máquina. Durante el proceso de extracción, el gancho se coloca en un punto específico del neumático. A medida que el cilindro comienza a retraerse, ejerce una fuerza que jala el alambre hacia sí mismo. Esta acción continúa hasta que el gancho provoca el desprendimiento del alambre en el punto opuesto de su ubicación inicial lo cual coincide aproximadamente con el diámetro del rin del neumático. Esta longitud de carrera garantiza una extracción completa del alambre del neumático.

Considerando que la máquina puede procesar llantas con un diámetro de rin de hasta 24.5 pulgadas, se ha determinado que la carrera mínima del cilindro hidráulico debe ser superior a este valor. Para proporcionar un margen de holgura adicional, se ha decidido aplicar un factor de 1.5. Este enfoque asegura que la carrera del cilindro sea lo suficientemente amplia para abarcar el rango completo de diámetros de los neumáticos a procesar.

Por lo tanto, la carrera del cilindro se calculó de la siguiente manera:

$$S = D_{rin} \cdot n \tag{7}$$

Donde:

S es la carrera del cilindro (in)

D_{rin} es el diámetro del rin del neumático (in)

n es el factor de holgura

$$S = (24.5 in)(1.5)$$

$$S = 36.75 in$$

De esta manera se determinó que se la carrera del cilindro debe ser de aproximadamente 36.75 pulgadas. Se seleccionó la carrera más cercada a este valor, la cual es 36 pulgadas.

Con un diámetro de pistón de 4 in, un diámetro de vástago de 2 in, una carrera de 36 in, y una presión máxima de aproximadamente 2,750 psi se procedió a seleccionar el cilindro hidráulico de algún proveedor que cumpla con todos los requerimientos. Se encontró el cilindro adecuado en la línea *Wolverine* de la marca *Prince*, específicamente el modelo WWXT4036-S, el cual se encuentra disponible en dos proveedores confiables: *Bailey Hydraulics* («Prince, 4x36», [s/f](#)) y *Surplus Center* («4x36x2 DA Hydraulic Cylinder», [s/f](#)). El proveedor que ofrece el cilindro a un precio menor es *Surplus Center* con un costo de \$530.55 por lo que este será la elección final (Figura [11](#)).

Figura 11: Cilindro hidráulico seleccionado



Fuente: («4x36x2 DA Hydraulic Cylinder», [s/f](#))

5.3.3. Bomba hidráulica

En el proceso de selección de la bomba hidráulica, el primer paso fue establecer el caudal de trabajo requerido para el funcionamiento óptimo de la máquina. En este caso, se debe establecer el tiempo requerido para que el cilindro logre extraer los alambres de una cara del neumático. Para determinar este tiempo, se llevó a cabo un análisis de varios videos que mostraban el funcionamiento de máquinas similares ya existentes. Tras observar varios videos, se pudo identificar que la mayoría de las máquinas completaban la extracción de los alambres en un rango de tiempo que oscilaba entre 22 y 30 segundos. Con base en esta información recopilada, se tomó la decisión de establecer un tiempo promedio de funcionamiento de 26 segundos, considerado un valor razonable y adecuado para el proceso requerido.

A continuación, se procedió a calcular el caudal de trabajo necesario para cumplir con este tiempo de funcionamiento establecido. El caudal de trabajo se define como la cantidad de fluido hidráulico que debe ser suministrado por la bomba en un determinado período de tiempo. Para realizar este cálculo, se utilizó la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (8)$$

Donde:

Q es el caudal de trabajo (in^3/s)

V es el volumen del cilindro (in^3)

t es el tiempo de extracción (s)

El volumen de fluido hidráulico que debe ser suministrado por la bomba se determinó según la siguiente ecuación, teniendo en cuenta el área y la carrera del cilindro seleccionado previamente.

$$V = A \cdot S \quad (9)$$

Donde:

V es el volumen del cilindro (in^3)

A es el área de trabajo del cilindro (in^2)

S es la carrera del cilindro (in)

$$V = (9.42 \text{ in}^2)(36 \text{ in})$$

$$V = 339.29 \text{ in}^3$$

$$Q = \frac{339.29 \text{ in}^3}{26 \text{ s}}$$

$$Q = 13.05 \text{ in}^3$$

$$Q = 13.05 \frac{\text{in}^3}{\text{s}} \times \frac{1 \text{ gal}}{231 \text{ in}^3} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}$$

$$\mathbf{Q = 3.39 \frac{gal}{min}}$$

Una vez que se obtuvo el caudal requerido por la bomba, se procedió a determinar el desplazamiento cúbico. El desplazamiento cúbico es un parámetro crítico en la selección de una bomba hidráulica ya que determina el volumen de aceite que debe fluir por la bomba para que su eje dé una revolución. Además, cuando se trata de seleccionar una bomba hidráulica en el mercado, los proveedores y fabricantes, suelen especificar el desplazamiento cúbico como la característica principal de sus productos. Se utilizó la siguiente ecuación y se despejó para el desplazamiento cúbico.

$$Q = \frac{D \times N \times \eta_v}{231} \quad (10)$$

Donde:

Q es el caudal entregado por la bomba (gal/min)

D es el desplazamiento cúbico (in^3/rev)

N es la velocidad angular del motor (rpm)

η_v es la eficiencia volumétrica de la bomba

$$D = \frac{231 \times Q}{N \times \eta_v} \quad (11)$$

La velocidad angular del motor influye en el rendimiento y la capacidad de suministro de la bomba hidráulica, por lo que es un factor importante en la selección adecuada. Se asumió una velocidad angular de 1800 revoluciones por minuto (rpm), basándose en una velocidad estándar comúnmente utilizada en aplicaciones hidráulicas.

La eficiencia volumétrica es otro factor relevante en el cálculo del desplazamiento cúbico. Esta eficiencia representa la capacidad de la bomba para suministrar el caudal requerido de manera eficiente, teniendo en cuenta las posibles pérdidas y fugas de fluido. Una eficiencia volumétrica del 90 % es un rendimiento típico de las bombas hidráulicas modernas y aunque esta eficiencia puede variar según el tipo y la calidad de la bomba, asumir un valor del 90 % es una aproximación razonable y conservadora. Al considerar esta eficiencia, se asegura que la bomba seleccionada pueda proporcionar el caudal requerido de manera eficiente, minimizando las pérdidas de flujo y optimizando el rendimiento general del sistema hidráulico.

$$\eta_v = 0.9$$

Con esta información, ya fue posible calcular el desplazamiento cúbico requerido en la bomba hidráulica:

$$D = \frac{231 \times 3.39 \text{ gal/min}}{1,800 \text{ rpm} \times 0.9}$$

$$\mathbf{D = 0.48 \frac{\text{in}^3}{\text{rev}}}$$

Otro aspecto relevante en la selección de la bomba hidráulica es tener en cuenta la presión máxima que deberá soportar. Tomando como referencia la presión máxima que debe soportar el cilindro hidráulico, se añadieron 300 psi para tener en cuenta las caídas de presión en el sistema. Al considerar estas caídas de presión, se garantiza que la bomba seleccionada sea capaz de suministrar la presión necesaria en el cilindro incluso teniendo en cuenta las pérdidas en el recorrido. Adicionalmente, se sumaron 150 psi para considerar la histéresis. La histéresis es un fenómeno en el que la presión necesaria para iniciar o detener un movimiento puede ser mayor que la presión requerida para mantenerlo constante. Al agregar estos 150 psi, se asegura que la bomba tenga suficiente capacidad para superar la histéresis y proporcionar la presión necesaria de manera continua y estable. Sumando estos dos valores a la presión del cilindro, se estableció la presión máxima que deberá soportar la bomba.

$$P_{bomba} = P_{cilindro} + 300 \text{ psi} + 150 \text{ psi}$$

$$P_{bomba} = 2,726.40 \text{ psi} + 300 \text{ psi} + 150 \text{ psi}$$

$$\mathbf{P_{bomba} = 3,176.40 \text{ psi}}$$

Después de realizar todos los cálculos, se analizó las diferentes opciones de bombas disponibles en el mercado. Se evaluaron distintos tipos de bombas hidráulicas, como bombas de pistones, bombas de paletas y bombas de engranajes. Para el funcionamiento de esta máquina, se determinó que una bomba de engranajes externos sería la elección más adecuada para esta aplicación. Estas bombas son reconocidas por su capacidad para operar a altas presiones, lo cual es importante en este caso, ya que se requería una presión máxima de hasta 3,176 psi. Además, las bombas de engranajes externos son compactas, lo cual facilita su instalación y son la opción más económica.

Se identificó que en el mercado habían disponibles bombas con desplazamiento cúbico exacto de $0.48 \text{ in}^3/\text{rev}$, por lo que se seleccionó una de éstas. Teniendo un desplazamiento cúbico de $0.48 \text{ in}^3/\text{rev}$ y un caudal requerido de 3.39 gal/min , se escogió una bomba de

engranajes externos del proveedor *Dynamic Fluid Components, Inc.*, [s/f](#) con la designación GP-F20-08PA. Esta posee un desplazamiento cúbico de 0.48 in³/rev, presión máxima de 3,600 psi, y caudal nominal de 3.87 gal/min. El precio de la bomba es de \$152.35.

Figura 12: Bomba hidráulica seleccionada



Fuente: («0.48 cu in Dynamic GPF2008PA Hydraulic Pump», [s/f](#))

5.3.4. Motor eléctrico

Para la selección del motor eléctrico, se realizaron cálculos para determinar el torque y la potencia requerida para impulsar la bomba. Se utilizaron las siguientes ecuaciones para determinar estas especificaciones:

$$M = \frac{D \times \Delta p}{6.3 \times \eta_{hm}} \quad (12)$$

$$W = \frac{Q \times \Delta p}{1,714 \times \eta_t} \quad (13)$$

Donde:

M es el torque requerido por la bomba (*lb in*)

W es la potencia requerida para impulsar la bomba (*hp*)

Q es el caudal entregado por la bomba (*gal/min*)

D es el desplazamiento cúbico (*in³/rev*)

Δp es la presión diferencial (*psi*)

η_{hm} es la eficiencia mecánica

η_t es la eficiencia total

Se asumió que la presión en la entrada de la bomba era de 0 psi. Esto se debe a que se consideró que la bomba está tomando fluido directamente del tanque de fluido, donde la presión es mínima o nula. Por lo tanto, el diferencial de presión se expresó como la diferencia entre la presión máxima requerida por la bomba y la presión en la entrada de la bomba.

$$\Delta p = (3,176.40 - 0) \text{ psi}$$

$$\Delta p = 3,176.40 \text{ psi}$$

Por otro lado, se asumió una eficiencia mecánica del 90 %. Esta eficiencia refleja la capacidad del motor para convertir la energía eléctrica en energía mecánica de forma eficiente. El valor del 90 % es una estimación conservadora y comúnmente utilizada para motores eléctricos estándar.

$$\eta_{hm} = 0.90$$

La eficiencia total es el producto entre la eficiencia volumétrica y la eficiencia mecánica, y se estableció como se muestra a continuación:

$$\eta_t = \eta_v \times \eta_{hm}$$

$$\eta_t = 0.9 \times 0.9$$

$$\eta_t = 0.81$$

En cuanto al cálculo del torque requerido para el motor, se utilizaron los valores establecidos previamente. Se determinó que el motor debe entregar un torque de al menos 268.90 lb-in o 30.38 Nm para asegurar un funcionamiento óptimo del sistema.

$$M = \frac{(0.48 \text{ in}^3/\text{rev}) \times (3,176.40 \text{ psi})}{6.3 \times (0.9)}$$

$$\mathbf{M = 268.90 \text{ lb in} = 30.38 \text{ Nm}}$$

Asimismo, utilizando la ecuación descrita anteriormente, se obtuvo una potencia de aproximadamente 7.76 hp o 5.78 kW que el motor debe ser capaz de suministrar para impulsar la bomba seleccionada.

$$W = \frac{(3.39 \text{ gal}/\text{min}) \times (3,176.40 \text{ psi})}{1,714 \times (0.81)}$$

$$\mathbf{W = 7.76 \text{ hp} = 5.78 \text{ kW}}$$

Debido a que los motores están estandarizados, no es posible encontrar uno en el mercado de 7.76 caballos de fuerza por lo que se seleccionó un motor eléctrico de 10 hp. Al tener un motor de 10 hp en la máquina, se tiene una capacidad de potencia superior, lo que significa que proporcionará un margen de seguridad adicional durante la operación. Además, el motor trabajará a una fracción de su capacidad máxima por lo que es probable que sea más eficiente, que consuma menos energía y tenga un menor desgaste a lo largo del tiempo a comparación de uno con una capacidad máxima cercana a la calculada. Se seleccionó un motor trifásico de 10 hp de 4 polos con una velocidad nominal de 1,800 rpm, 220 V, de la marca «WEG», s/f. Este motor tiene un precio aproximado de Q6,450.00 o \$826.92.

Figura 13: Motor eléctrico seleccionado



Fuente: (Novex, [s/f](#))

5.3.5. Mangueras hidráulicas

Para la selección de las mangueras hidráulicas del sistema hidráulico, se utilizó un nomograma de capacidad de flujo que proporciona el proveedor «Parker», [s/f-d](#). Con este se puede determinar, según el caudal requerido en el sistema, cuál es la velocidad recomendada y el diámetro interno para las mangueras ya sea si es en las líneas de succión, de presión o de retorno. Este nomograma utiliza dimensiones de caudal en galones imperiales por minuto; el caudal de trabajo que se calculó anteriormente estaba en galones estadounidenses por lo que el primer paso fue convertir el caudal a las unidades que se desean.

$$Q = 3.39 \frac{(\text{gal estadounidense})}{\text{min}} \times \frac{0.832674 \text{ gal imperial}}{1 \text{ gal estadounidense}}$$

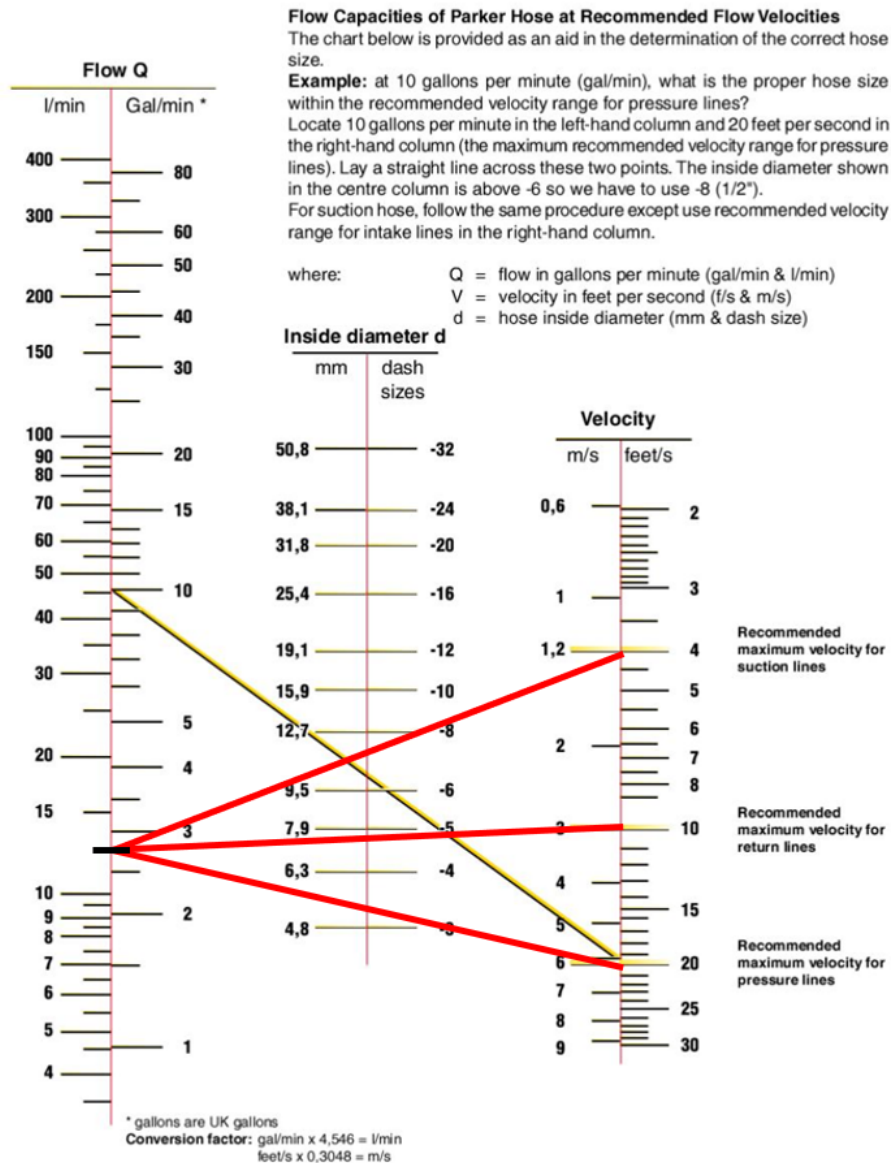
$$Q = 2.82 \frac{\text{gal imperial}}{\text{min}}$$

Con esta información, el siguiente paso consistió en trazar una línea recta que conectara la columna correspondiente al caudal con las velocidades recomendadas proporcionadas por el nomograma. Si la línea se encuentra entre dos valores de diámetro interno, se debe seleccionar el diámetro superior para garantizar un flujo adecuado. De esta manera, se pudo determinar el diámetro interno apropiado de las mangueras. La Figura [14](#) muestra el nomograma utilizado con las rectas trazadas para la selección de las mangueras.

La determinación del largo adecuado de las mangueras hidráulicas no sigue un método específico, ya que este parámetro depende de las dimensiones de la máquina, la ubicación de los componentes hidráulicos y el enrutamiento deseado. Debido a esto, se utilizó el modelo tridimensional desarrollado en el *software Autodesk Inventor Professional*® con el fin de estimar la longitud requerida para las mangueras. El Cuadro [4](#) muestra las dimensiones seleccionadas para las mangueras hidráulicas, considerando tanto la velocidad máxima recomendada, el diámetro interno determinado previamente y la longitud estimada. Además, se realizó una cotización con los datos obtenidos en la empresa Llamasa, [2020](#) para finalizar el proceso de selección de las mangueras.

Figura 14: Nomograma para la selección de mangueras

Flow Capacity Nomogram



* Recommended velocities are according to hydraulic fluids of maximum viscosity 315 S.S.U. at 38°C working at roomtemperature within 18" and 68°C.

Fuente: («Parker Industrial Hose Catalogue», [s/f](#))

Cuadro 4: Dimensiones de las mangueras hidráulicas

	Velocidad (m/s)	Diámetro (mm)	Largo (mm)
Líneas de succión	1.2	12.7	500
Líneas de retorno	3	7.9	500
Líneas de presión	6	6.3	2,500

Fuente: Elaboración propia

5.3.6. Depósito de fluido

Una regla empírica comúnmente utilizada en la industria hidráulica para determinar el volumen del depósito de fluido es multiplicar el caudal del sistema por el tiempo de retención deseado. El tiempo de retención es el tiempo necesario para que todo el volumen de aceite pase a través del tanque. En general, se utiliza un tiempo de retención de al menos 3 a 4 minutos para permitir una adecuada separación de aire y residuos en el fluido. En este diseño se decidió multiplicar el caudal por 4 minutos para tener un espacio más conservador y por ende, una mejor disipación de calor. Con un caudal previamente establecido de 3.39 gal/min, al multiplicarlo por 4 minutos se obtuvo que el volumen necesario en la unidad de depósito del fluido debe ser de aproximadamente 14 gal.

$$V = Q \times t_R \quad (14)$$

Donde:

Q es el caudal de trabajo (*gal/min*)

t_R es el tiempo de retención (*min*)

$$V = 3.39 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \times 4 \text{ min}$$

$$V = 13.56 \text{ gal} \approx 0.0513 \text{ m}^3$$

Teniendo en consideración el volumen del depósito, el siguiente paso fue establecer sus dimensiones de ancho, largo y alto para que coincidan con el volumen previamente establecido. Después de analizar el espacio disponible dentro de la estructura, se decidió que el depósito tuviera un largo de 0.50 m, un ancho de 0.40 m y un alto de 0.30 m. Con estas dimensiones se obtuvo un volumen de 0.060 metros cúbico o 15.85 galones por lo que cumple con el volumen deseado.

$$\text{Largo} = 0.50 \text{ m}$$

$$\text{Ancho} = 0.40 \text{ m}$$

$$\text{Alto} = 0.3 \text{ m}$$

$$V = 15.85 \text{ gal} \approx 0.06 \text{ m}^3 \approx 60 \text{ lit}$$

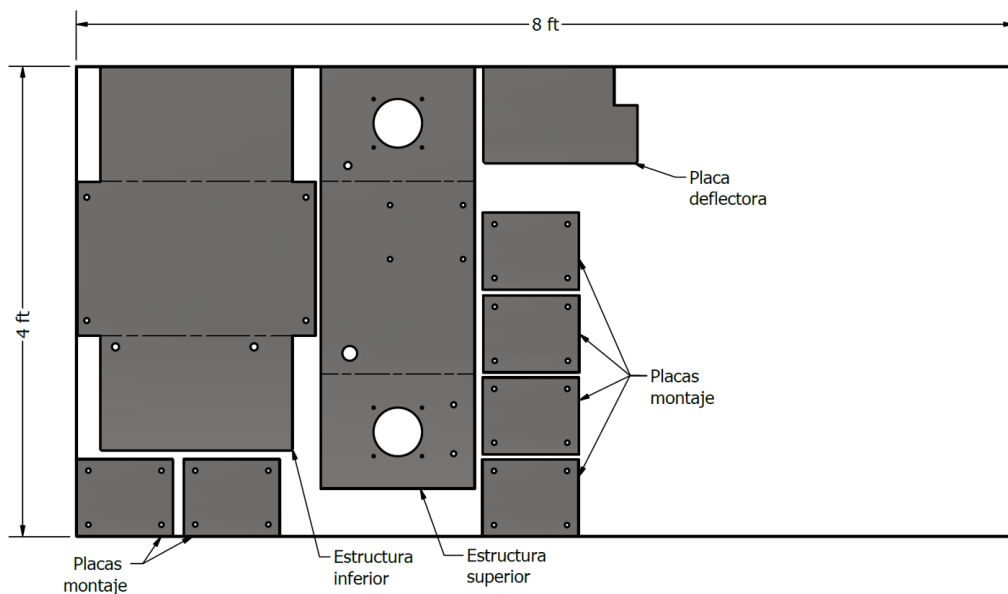
Un parámetro importante para el diseño del depósito es especificar el material correcto. Se debe considerar la demanda del uso que se le dará, el tipo de fluido al que estará sometido, y el ambiente en donde se encontrará. Sarum Hydraulics, [2014](#), en su guía de diseño de depósitos de aceite hidráulico recomienda utilizar acero inoxidable 304 en aplicaciones estándar y acero inoxidable 316 para aplicaciones demandantes. Se decidió optar por acero inoxidable 304 ya que, si bien el acero inoxidable 316 tiene una mayor resistencia a la corrosión, se tomó en cuenta que la máquina no operará en ambientes agresivos con presencia de sustancias sumamente corrosivas. Además, las propiedades mecánicas de los aceros en cuestión no varían significativamente pero el costo sí, siendo el acero inoxidable 316 más caro. Ambos tipos de aceros son compatibles con la mayoría de los fluidos hidráulicos utilizados comúnmente en sistemas hidráulicos, por lo que se consideró que el acero 304 sería la mejor elección en este caso en particular.

En el mercado es posible encontrar láminas planas de acero inoxidable 304 desde 1/16 hasta 1 pulgada de espesor. En este caso se utilizarán láminas de 1/8 pulgadas de grosor para las superficies de la estructura depósito. Asimismo, en el diseño de la máquina se posicionará el motor junto con la bomba en la parte superior del depósito por lo que el tanque deberá ser lo más estable y rígido posible para minimizar los esfuerzos de flexión al que estará sometido. Se agregó una placa en la superficie superior del tanque con el fin de rigidizar la sección donde irá montado el motor y evitar alguna interferencia que pueda ocurrir entre el acople y montura motor-bomba. En el diseño CAD, se identificó que el motor debe presentar una altura de aproximadamente 3/4 de pulgada para evitar posibles interferencias con el depósito. Para lograr esto y evitar la cotización de otra lámina solo para esta función, se unirán seis secciones de la lámina de 1/8 de pulgada descrita anteriormente.

Además de las láminas necesarias para la estructura del depósito, se incorporó una placa deflectora en el centro del tanque. Su objetivo es evitar que el aceite de trabajo en el retorno se mezcle inmediatamente con el aceite en el tanque. Esto es de suma importancia dado que el aceite vuelve al depósito caliente y turbulento después de su funcionamiento. La placa se debe colocar en el centro del tanque e incluye agujeros de 2 pulgadas que permiten que el aceite, tras desacelerarse y enfriarse, pueda regresar al conducto de succión de manera más eficiente. De igual manera que en la estructura del depósito, la placa deflectora será de una lámina de acero inoxidable 304 de 1/8 pulgadas de grosor.

Se cotizó en GRUPO AP, [2015](#), una lámina de 1/8 pulgadas de espesor de 4x8 pies. Esta posee un precio de Q3,555.80 o aproximadamente \$455.87. En la Figura [15](#) se observan las dimensiones en las que debe ser cortada y doblada esta lámina para la fabricación del depósito de fluido. En esta se demuestra que las láminas destinadas a conformar la estructura del depósito, la placa deflectora y las placas de montaje del motor pueden ajustarse dentro de una sola lámina de 4x8 pies. Por esto, únicamente se requiere la utilización y compra de una lámina de estas dimensiones.

Figura 15: Dimensiones de corte y dobléz para estructura del depósito de fluido



Captura de pantalla de Autodesk reimprimas por cortesía de Autodesk, Inc.

5.3.7. Aceite hidráulico

Considerando que en la máquina se desean procesar neumáticos pequeños hasta neumáticos de camión, y teniendo en cuenta la capacidad de tu tanque de aproximadamente 14 galones, una viscosidad ISO VG 46 podría ser una buena opción. Esta viscosidad es adecuada para aplicaciones hidráulicas en una amplia gama de temperaturas y ofrece un buen equilibrio entre fluidez y lubricación. Es un grado de viscosidad ampliamente utilizado en muchas aplicaciones industriales y puede proporcionar una lubricación adecuada para el cilindro hidráulico y otros componentes.

Se definió el aceite hidráulico Shell Tellus S2 V46 como fluido de trabajo del sistema ya que presenta un excelente control de la viscosidad bajo condiciones de estrés mecánico dentro de un gran rango de temperaturas. Este fluido proporciona una viscosidad ideal para la aplicación de esta máquina al igual que una larga vida del fluido, ahorro en mantenimiento, y una protección para el desgaste en los elementos hidráulicos. Las propiedades físicas del fluido se muestran en la siguiente tabla:

Cuadro 5: Características físicas típicas del Shell Tellus S2 V46 @40°C

Propiedad	Valor	Unidades
Densidad	872	kg/m^3
Peso específico	8,554.32	N/m^3
Viscosidad cinemática	46	cSt
Viscosidad dinámica	27,992.69	kg/ms

Fuente: «Shell Technical Data Sheet», [s/f](#)

Este aceite se puede encontrar en el mercado en cubetas de 20 litros y en barriles de 200 litros. Como se mencionó anteriormente, el depósito de fluido tiene aproximadamente un volumen de 60 litros por lo que se necesitan 3 cubetas para abastecer el tanque en su totalidad. Cada cubeta tiene un costo unitario de \$138, por lo que el costo total es de \$414 para el suministro completo del aceite en la unidad hidráulica de la máquina.

5.3.8. Válvulas y otros componentes

En el sistema hidráulico, se utilizarán dos tipos de válvulas para el control seguro y preciso del funcionamiento del cilindro hidráulico: una válvula de control direccional y una válvula de alivio. La válvula de control direccional cumple con la función de guiar el trayecto del aceite para controlar el movimiento y funcionamiento del cilindro hidráulico. Esta válvula es responsable de cambiar la posición de las conexiones internas para determinar la dirección del flujo del fluido, permitiendo así que el cilindro se extienda o retraiga. Se decidió seleccionar una electroválvula de 4 vías y 3 posiciones (4/3 D03). Esta válvula utiliza señales eléctricas para controlar la posición lo cual es de gran ayuda ya que proporciona mayor flexibilidad para la automatización en el sistema de control de la máquina.

Por otro lado, se incluyó una válvula de alivio en el sistema hidráulico para regular la presión máxima del sistema y prevenir sobrecargas que puedan ocasionar daños en los componentes. Esta válvula se ubicó en la línea de presión, de manera que, si se presenta alguna sobrepresión después de que el fluido haya pasado por la bomba, la válvula entrará

en acción para mantener la presión dentro de rangos seguros y redirigir el fluido de vuelta al tanque.

Además de las válvulas mencionadas, se añadió en el diseño un manómetro para supervisar y garantizar el funcionamiento adecuado del sistema hidráulico. Este manómetro se debe instalar de igual manera en la línea de presión del sistema, lo que permitirá tener la capacidad de supervisar la presión en tiempo real y asegurar el funcionamiento adecuado del sistema.

Para tener un depósito de aceite hidráulico seguro y eficiente, es necesario considerar y agregar varios elementos importantes:

- Tapón de llenado
- Respiradero
- Filtros de aceite
- Cubiertas de limpieza
- Indicador del nivel de aceite
- Drenaje

El tapón de llenado es un componente muy importante en el depósito, ya que permite el acceso para el llenado de aceite y un sistema de filtrado para evitar que entre aceite contaminado al tanque. En este diseño, se optó por un tapón de llenado y respiradero, el cual se posicionó en la parte superior del depósito en un extremo para facilitar el acceso durante el llenado y evitar alguna interferencia con algún otro componente del sistema hidráulico. Además, este tapón tiene la función de respiradero lo cual permitirá la entrada y salida de aire durante el funcionamiento del sistema hidráulico, evitando la formación de presiones negativas o positivas.

En cuanto a los filtros de aceite, se requiere agregar un filtro en la línea de succión y un filtro en la línea de retorno. Estos filtros son de suma importancia para la limpieza y filtración del aceite hidráulico, eliminando las impurezas y protegiendo los componentes del sistema. En la línea de succión el filtro debe ser de alto caudal y una regla empírica sugiere seleccionar un filtro de 3 veces el caudal. Es decir, debe poseer una capacidad de caudal de al menos 10 galones por minuto. Se seleccionó un filtro de aceite para la línea de succión con una capacidad de 16 galones por minuto el cual se ensambló en el conducto de succión dentro del depósito de fluido. En la línea de retorno, se seleccionó un filtro de 7 galones por minuto, y se ensambló a un lado del depósito procurando que esté cerca del conducto de retorno.

Un indicador de nivel de aceite es esencial para monitorear el nivel del fluido en el depósito y evitar situaciones de bajo nivel que puedan afectar el rendimiento del sistema hidráulico. Se seleccionó un indicador de nivel de aceite con termómetro incluido de 5 pulgadas y se ubicó a un costado del depósito para tener una posición visible y de fácil lectura para el operador.

Para facilitar el mantenimiento y limpieza del tanque de aceite es necesario agregar agujeros en los costados del tanque que permitan desechar impurezas acumuladas y mantener el tanque en óptimas condiciones. Estos agujeros son sellados con una cubierta de acceso a limpieza que permita retirarlas fácilmente cuando sea necesario realizar el mantenimiento en el depósito de fluido. Se seleccionó una cubierta de 5 pulgadas de diámetro.

Por último, se requiere agregar un drenaje en el depósito para el vaciado y el mantenimiento del sistema hidráulico. Este punto de drenaje se colocó estratégicamente en la parte inferior de uno de los costados del depósito para permitir un vaciado rápido y completo del fluido durante el mantenimiento o el cambio de aceite. Se seleccionó un tapón magnético de 1/2 pulgada.

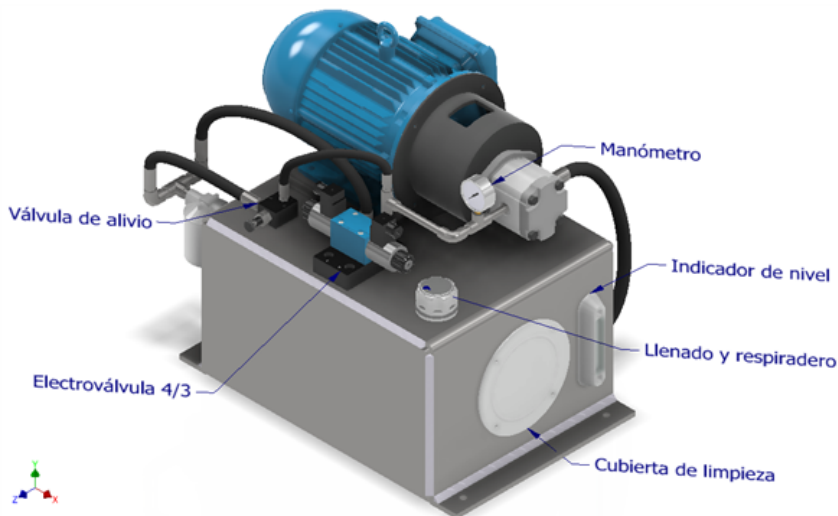
En el Cuadro 6, se puede observar la descripción y cotización de cada uno de los componentes descritos. En la Figura 16 se presenta el diseño del tanque junto con la posición de cada uno de los componentes necesarios.

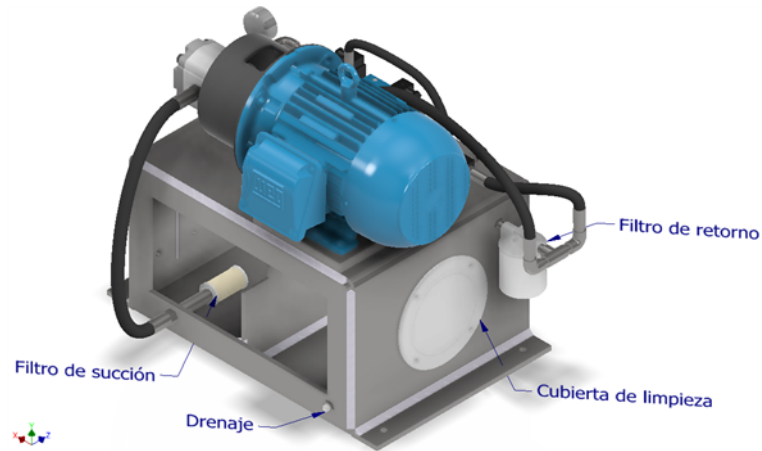
Cuadro 6: Resumen y cotización de componentes

Componente	Descripción	Precio
Válvula direccional	Electroválvula 4/3 D03	\$53.41
Válvula de alivio	Válvula de alivio 1,500-3,000 psi	\$76.30
Manómetro	Manómetro 5000 psi 2.5"	\$16.70
Tapón de llenado	Tapón de llenado y respiradero	\$16.00
Filtro de succión	Filtro de aceite 1-1/2" 16 GPM	\$27.25
Filtro de retorno	Filtro de aceite 3/8 7 GPM	\$28.90
Indicador de nivel	Indicador del nivel de aceite 5"	\$28.90
Cubierta de limpieza	Cubierta de acceso a limpieza 5"	\$30.46
Tapón de drenaje	Tapón de drenaje 1/2"	\$4.30

Fuente: «Surplus Center», s/f

Figura 16: Posición de los componentes y válvulas en la unidad hidráulica





Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

5.3.9. Conductos y conexiones

En el depósito también es necesario tomar en cuenta el conducto interno de succión y de retorno. Además, es fundamental tomar en cuenta conexiones para estos conductos para asegurar la estanqueidad y el correcto flujo del aceite. Tanto el conducto de succión como el de retorno serán de tubo de acero inoxidable 304 con un diámetro interno de 1/2 de pulgada y un espesor de 1/8 de pulgada. Ambas líneas deben terminar bajo el nivel de aceite para evitar que el aire se mezcle con el aceite.

En el conducto de succión se colocará el filtro de alto caudal descrito en la sección anterior. En la línea de retorno, en cambio, no poseerá un filtro interno en el conducto, sino que este se ubicará en el exterior del depósito. Por este motivo este conducto deberá ser cortado en un extremo a 45° y el ángulo de abertura se debe ubicar de tal forma que el flujo se dirija hacia alguna pared de la estructura del depósito y que no vaya directo a la línea de succión. Esto se realizó con el fin de impedir que línea intercepte con el fondo del tanque y de esta forma se pueda cortar el caudal.

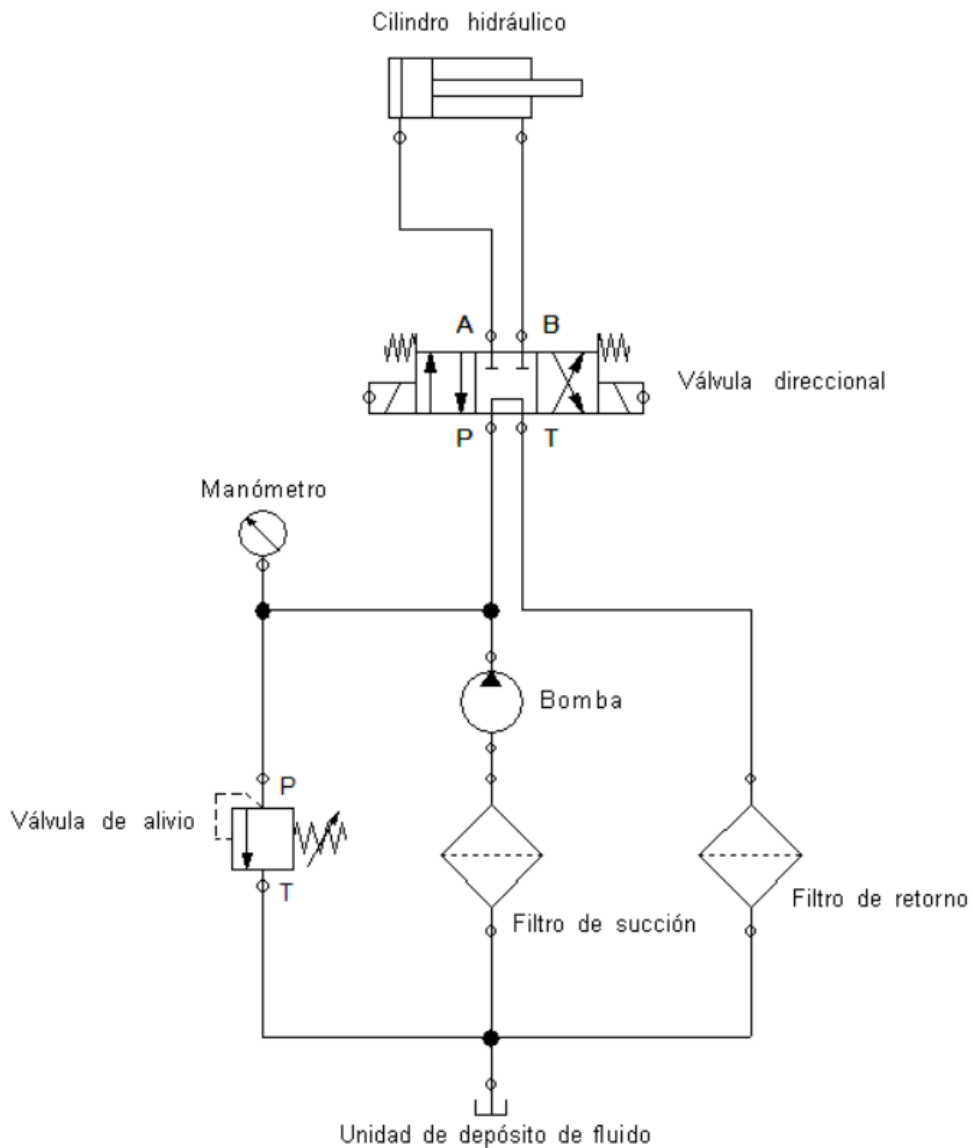
En cuanto a las conexiones, se utilizarán *bushings*, reductores y conectores roscados según apliquen en las salidas y entradas del depósito hidráulico como lo es para los conductos de succión y retorno, y los tapones de llenado y drenaje. Además, es muy importante prestar atención a las juntas y sellos utilizados en las conexiones a la hora de ensamblar la unidad hidráulica para garantizar un sellado hermético y prevenir fugas.

5.3.10. Diagrama del sistema hidráulico

El diagrama hidráulico, presentado en la Figura [17](#) muestra el flujo y los componentes esenciales que serán implementados en la máquina. En la parte inferior del diagrama se puede observar la unidad de depósito de fluido, donde el aceite hidráulico es almacenado y utilizado como medio de transmisión de energía en todo el sistema. El aceite se dirige hacia el filtro de succión, con el fin de eliminar cualquier impureza que pudiera afectar el funcionamiento de la bomba. Luego, pasa a través de la bomba, la cual se encarga de generar el caudal requerido para operar el cilindro hidráulico.

En la salida de la bomba se medirá la presión del sistema mediante un manómetro. En caso de que la presión exceda los límites seguros, la válvula de alivio se encargará de regular la presión máxima del sistema y liberar el exceso de aceite, redirigiéndolo nuevamente hacia el tanque de fluido. El flujo de aceite llega a la válvula direccional la cual se encarga de dirigir el aceite hacia y desde el cilindro hidráulico, lo que permite controlar su dirección y movimiento. Finalmente, el aceite utilizado en el cilindro regresa al depósito de fluido. Antes de llegar a éste, el aceite pasa el filtro de retorno asegurándose de que cualquier impureza generada durante las operaciones sea filtrada antes de ser reutilizado en el sistema.

Figura 17: Diagrama hidráulico



Captura tomada del *software* FESTO FluidSIM

5.3.11. Factor de seguridad

Los componentes previamente analizados de la unidad hidráulica, como el cilindro, la bomba, el motor, las válvulas y otros elementos, no requirieron un análisis del factor de seguridad ya que son seleccionados con la garantía de los proveedores de operar sin problemas bajo las condiciones de trabajo especificadas. Esta certeza no aplica a los componentes mecánicos a diseñar, como el gancho, las placas de unión, los pernos y las soldaduras. La definición de un factor de seguridad es inherentemente subjetiva si no se compara contra un parámetro por norma o por regla. Dado que no se cuenta con una norma específica para este tipo de maquinaria, se utilizó el principio de Ullman, formulado de la siguiente manera:

$$n = n_{material} * n_{esfuerzo} * n_{geometra} * n_{análisis\ de\ fallas} * n_{confiabilidad} \quad (15)$$

Los resultados de evaluación para el gancho, pernos, placas de unión y soldaduras abarcan diversos aspectos clave. La clasificación del material se estableció en 1.1 para todos los componentes, basándose en fuentes confiables aunque sin pruebas experimentales directas, ofreciendo un nivel razonable de certeza en las propiedades de los materiales utilizados. En cuanto al criterio de esfuerzo (1.2), se refleja una estimación de carga con un margen de error del 20 % al 50 %, evidenciando cierta incertidumbre en el cálculo del esfuerzo y su probable impacto en el rendimiento esperado de estos elementos.

Para la geometría se prevé una ligera discrepancia con las tolerancias requeridas, especialmente para el gancho debido a su complejidad de manufactura. Esto sugiere una falta de ajuste exacto a las especificaciones geométricas ideales, por lo que se estableció un factor de 1.1. Por otro lado, los pernos y el pin se adquirirán de proveedores con tolerancias de manufactura estrictas o promedio, y las placas de unión y soldaduras tienen geometrías más simples por lo que se asignó un factor de 1 para estos elementos. Para el análisis de fallas se estandarizó en 1 para todos, indicando una menor complejidad asociada a condiciones de esfuerzos uniaxiales o estáticos, lo que facilita su predicción. En términos de confianza (1.2), se espera un nivel de fiabilidad promedio entre el 92 % y el 98 %, señalando un grado razonablemente alto de confianza en el rendimiento esperado de los componentes analizados.

El cuadro siguiente presenta los resultados de las evaluaciones de los factores de seguridad mínimos requeridos para los componentes mecánicos. En este caso, el gancho debe tener un factor de seguridad de al menos 1.9 mientras que los otros deberían tener un mínimo de 1.6. Se utilizará este criterio para verificar y asegurar tanto en los resultados teóricos como en los resultados del análisis de elementos finitos, que la máquina funcione de manera segura bajo las condiciones estimadas de carga máxima.

Cuadro 7: Evaluación de factores de seguridad para componentes mecánicos

	Gancho	Pernos y pin	Uniones	Soldaduras
Material	1.1	1.1	1.1	1.1
Esfuerzo	1.2	1.2	1.2	1.2
Geometría	1.2	1.0	1.0	1.0
Análisis de fallas	1.0	1.0	1.0	1.0
Confiabilidad	1.2	1.2	1.2	1.2
Factor de seguridad	1.9	1.6	1.6	1.6

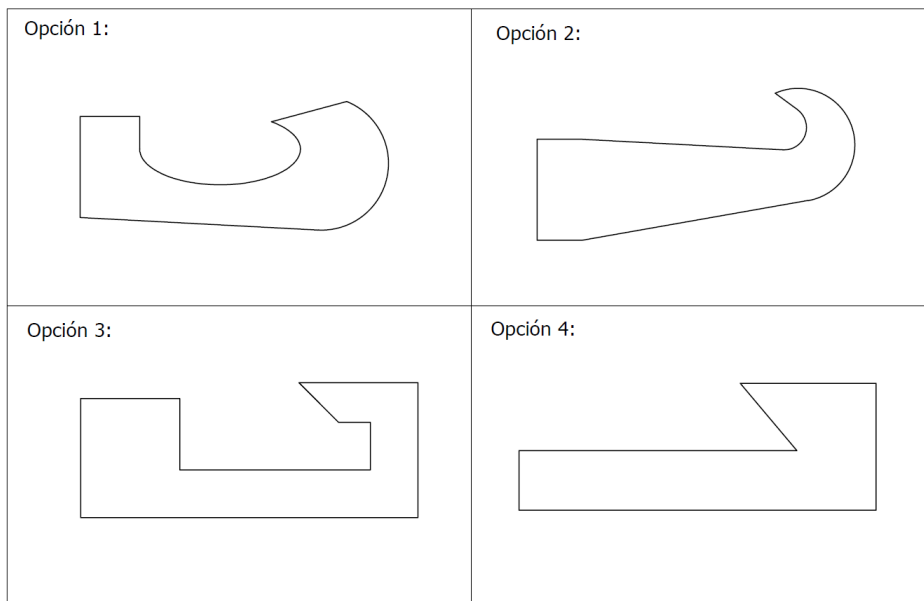
Fuente: Elaboración propia

5.3.12. Gancho

La fase de diseño del sistema de extracción es un proceso crucial en la máquina en donde se deben analizar diversos factores para garantizar la durabilidad, eficiencia, y seguridad del sistema en conjunto. Uno de los componentes principales del sistema de extracción es el gancho, que desempeña la función principal teniendo contacto directo con el neumático para permitir la extracción del alambre. A continuación, se detalla el proceso mediante el cual se determinó la forma, dimensiones y características óptimas del gancho para poder soportar las fuerzas aplicadas.

Para determinar las dimensiones adecuadas del gancho se realizó un proceso iterativo que involucró un análisis de diferentes factores importantes que afectan el funcionamiento de la máquina. En primer lugar, se evaluaron los ganchos en máquinas ya existentes para comparar las formas y geometrías que pueden tener estos componentes. Se realizó un bosquejo aproximado de algunas de las opciones de ganchos encontradas y se implementó una matriz de selección con el fin de considerar diversos criterios. De esta forma, se aseguró la selección de la alternativa más adecuada entre las propuestas. En la Figura 18, se pueden observar las 4 diferentes formas de ganchos que se consideraron.

Figura 18: Opciones para geometría del gancho



Fuente: Elaboración propia

En la matriz de selección se evaluó cómo cada geometría del gancho afectará el proceso de extracción del alambre de los neumáticos permitiendo que se tenga la extracción más rápida y efectiva posible. Se examinó el criterio de sujeción de los alambres, donde se identificó qué geometría permite un agarre seguro para minimizar la posibilidad de que los alambres se desprendan repentinamente durante o luego de la extracción. También se analizó la distribución de cargas para lograr una distribución uniforme de cargas y fuerzas, buscando evitar puntos de concentración excesiva de tensiones. Se consideró también la durabilidad y estabilidad para tener un gancho que sea capaz de soportar el desgaste de mejor manera manteniendo su integridad estructural.

Asimismo, se evaluó la concentración de esfuerzos en puntos específicos para evitar secciones de posible ruptura. Otro criterio que se tomó en cuenta es la facilidad de fabricación para evaluar la complejidad del diseño, el costo y viabilidad de la manufactura del gancho. Se analizó si la geometría del gancho brinda flexibilidad para los tipos de conexiones que se puedan aplicar lo cual también afectará en la instalación del gancho. Por último, se consideró la estética donde se busca que tenga una buena apariencia que esté en línea con el resto de la máquina.

Cada uno de estos factores fue evaluado considerando tres niveles: bueno (1), medio (0) o bajo (-1), permitiendo tener comparación cuantitativa entre las distintas opciones. En el Cuadro 8 se presentan los resultados de la matriz de selección, donde se determinó que la geometría con mayor ponderación es la opción 3.

Cuadro 8: Matriz de selección para geometría del gancho

Tabla de rangos				
1	Buena			
0	Media			
-1	Mala			
Crterios	Opción 1	Opción 2	Opción 3	Opción 4
Sujeción de alambres	1	0	1	-1
Distribución de cargas	1	0	1	0
Durabilidad	0	0	1	-1
Estabilidad	0	0	1	-1
Concentración de esfuerzos	1	1	-1	0
Rigidez	0	1	1	1
Facilidad de fabricación	-1	-1	0	1
Conexiones e instalación	1	0	1	0
Estética	1	0	1	-1
Suma total	4	1	6	-2

Fuente: Elaboración propia

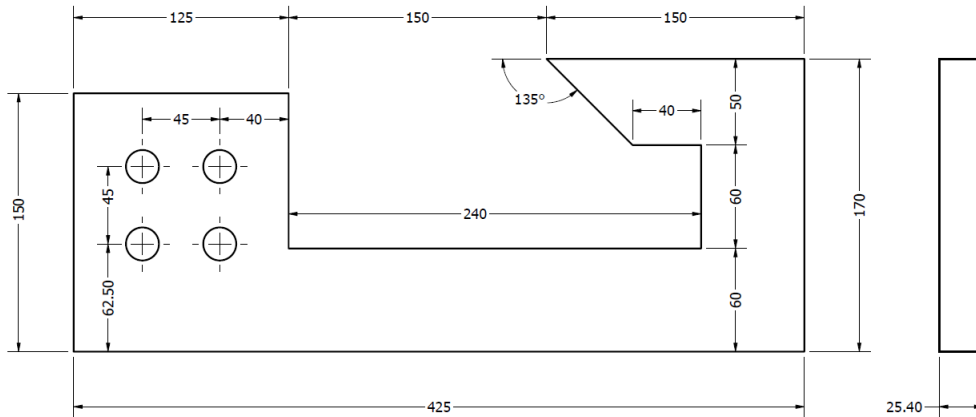
Luego de establecer la forma del gancho, se procedió a definir las dimensiones generales que éste debe tener. Se analizó la geometría de los neumáticos que pueden ser procesados en la máquina para identificar el punto de agarre óptimo en la superficie del neumático. Los neumáticos más grandes que se admiten son de camión, específicamente rin 24.5 pulgadas. Como se mencionó en la sección del cálculo de la fuerza de extracción, la altura del talón de este tipo de neumáticos es de aproximadamente 10 cm por lo que, desde la superficie superior de la base del gancho, hasta la punta de éste, debe tener al menos esta altura para lograr una sujeción de neumático y extracción de alambre efectiva.

Otro aspecto importante es el largo del gancho, en este caso se necesita tener una distancia conservadora entre la placa estática que se encuentra en la estructura y la punta del gancho. Esto permitirá posicionar y acomodar todos los tipos de neumáticos admitidos. Se consideró que al menos 15 cm es una buena distancia para este parámetro lo que asegurará que el gancho tenga la capacidad necesaria para sujetar cualquier neumático sin restricciones. Para el ancho del gancho se consideró que implementar una placa comercial estandarizada de 1 pulgada para proporcionar la resistencia necesaria que permita al gancho soportar las

cargas y fuerzas involucradas en el proceso de extracción de alambres.

Además de esto, se identificó que la mejor conexión entre el cilindro y el gancho es mediante una unión con pernos ya que esto permitirá más flexibilidad en la instalación, mantenimiento y reemplazo del gancho a diferencia de una unión soldada. Debido a esto se consideró que se utilizarán 4 pernos distanciados de forma uniforme en la sección izquierda del gancho donde el cilindro hidráulico jalará el gancho. Con estas consideraciones, se realizó el diseño preliminar del gancho.

Figura 19: Dimensiones preliminares del gancho en milímetros



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Al ya tener el diseño básico del gancho se continuó optimizando las medidas y evaluando las cargas con el fin de obtener el diseño más resistente y seguro posible. Para analizar las cargas que actúan en el gancho, se consideró el escenario más crítico al que puede estar sometido. En este caso hipotético, se planteó que el neumático y los alambres generarían una fuerza de reacción equivalente a la fuerza ejercida por el cilindro al realizar el movimiento de tracción. En vez de utilizar la fuerza de extracción máxima calculada en la sección 5.3.1, se tomó en cuenta la fuerza máxima que puede generar el cilindro hidráulico seleccionado. Es decir, en este escenario el cilindro aumentará su presión hasta el límite máximo de 3,000 psi, lo que resultaría en un incremento de la fuerza. De esta manera, se tendrá un cálculo más conservador. El área del cilindro para retraerse se describió en la sección del cilindro hidráulico, donde se estableció un área de 9.42 pulgadas cuadradas. Con esto se tiene una fuerza máxima de aproximadamente 126 kN.

$$F_{max} = P_{max}A$$

$$F_{max} = (3,000 \text{ psi})(9.42 \text{ in}^2)$$

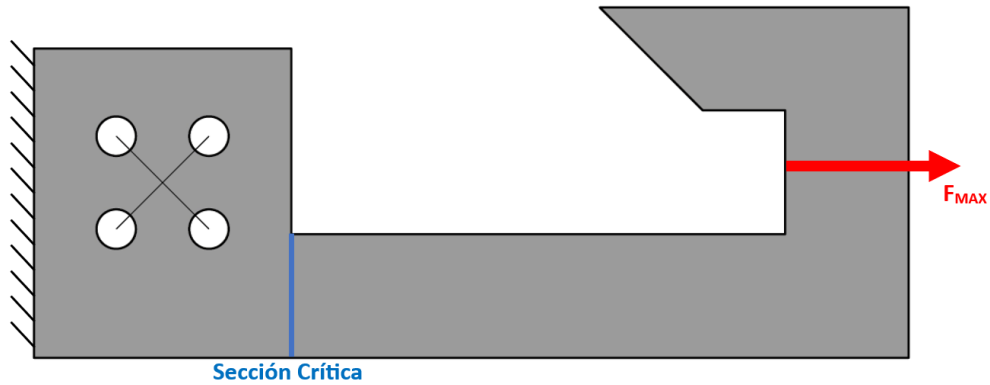
$$F_{max} = 28,274 \text{ lb} = 125,767 \text{ N}$$

$$F_{max} \approx 126 \text{ kN}$$

El cilindro ejercerá la fuerza máxima de 126 kN pero en este caso, se asumió que el sistema está en equilibrio. Es decir, la fuerza que aplica el cilindro al gancho será la misma que los alambres del neumático están ejerciendo por la extracción, solo que en sentido contrario. Además, se asumió que esta fuerza se concentra en el centro del área que está en contacto con los alambres. Es importante recalcar que estas son unas suposiciones idealizadas para

simplificar los cálculos teóricos. Con esta información se realizó un diagrama de cuerpo libre simplificado del gancho en donde la sección izquierda del gancho se asemeja a un empotramiento. Además, se pudo identificar una sección crítica, la cual se marcó en el diagrama. Se estableció esta sección como la crítica debido a que se tiene una reducción repentina de la altura del gancho por lo que se tiene una mayor concentración de esfuerzos. Se realizará un análisis de esfuerzos en esa sección para brindar seguridad de que la pieza esté correctamente diseñada y que el material que se elija para la manufactura pueda soportar todos los esfuerzos sin problemas.

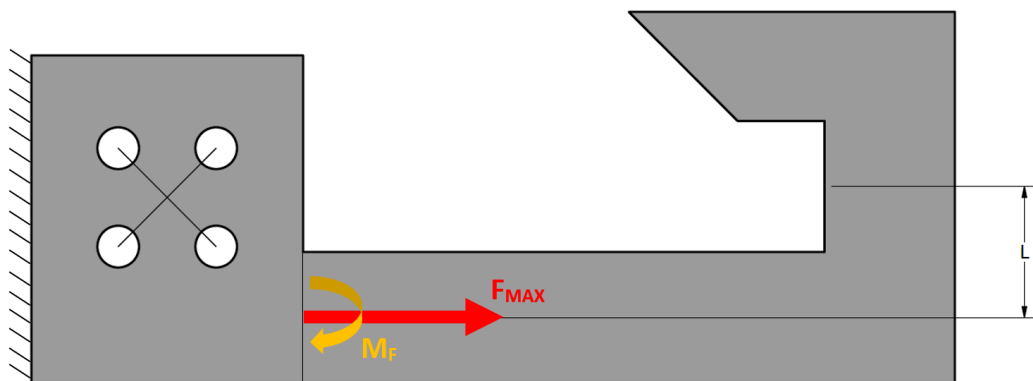
Figura 20: Diagrama de cuerpo libre del gancho



Fuente: Elaboración propia

La teoría indica que cualquier sistema de fuerzas/momentos, puede reducirse a un sistema fuerza-par aplicado en un punto únicamente (Beer & Johnston, 2016). Por este motivo se utilizará este método debido a la cierta complejidad de la geometría de la pieza. En este caso, el sistema fuerza-par equivalente consiste en la traslación de las fuerzas al centro de cada una de las secciones críticas mostradas. Sin embargo, cuando se mueven estas fuerzas hay que colocar el respectivo momento que causa para no alterar el sistema. Al trasladar la fuerza máxima a la sección en análisis, se estará creando un momento en sentido de las agujas del reloj, el cual se denotó como M_F .

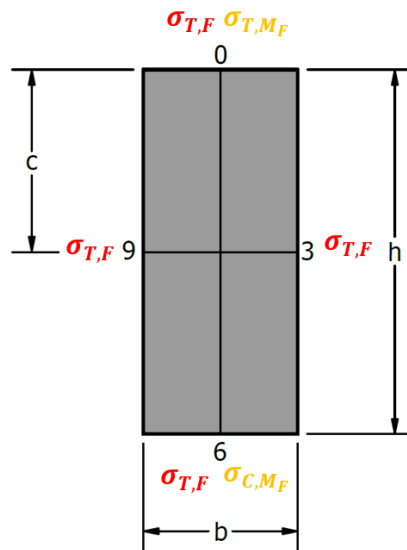
Figura 21: Sistema fuerza-par en la sección crítica



Fuente: Elaboración propia

Se realizó un corte de la sección crítica con el objetivo de representar los puntos más relevantes (0, 3, 6, 9) y de esta manera identificar el punto específico en el cual el esfuerzo será máximo. La fuerza máxima genera un esfuerzo normal de tensión pura, el cual es máximo en todos los puntos de la sección. En este caso se deben representar en todos los puntos relevantes de la sección, es decir en 0, 3, 6 y 9. Para el momento flector MF, este genera un esfuerzo normal por flexión de tensión máxima en el punto más alejado del eje neutro y de compresión máxima en el punto más alejado del eje neutro que este opuesto. Como el momento tiene dirección a favor de las agujas del reloj, el esfuerzo de tensión máxima estará en el punto 0 y el de compresión máxima estará en el punto 6. Dado que, se planea seleccionar un material con cierto grado de ductilidad, los esfuerzos cortantes por flexión son despreciables.

Figura 22: Tipos de esfuerzos en la sección crítica



Fuente: Elaboración propia

Se puede identificar que en el punto 3 y 9 solamente se tiene un esfuerzo normal de tensión provocado por la fuerza máxima del cilindro. En el punto 9 se tienen esfuerzos normales máximos de tensión y de compresión, por lo que se contrarrestarán. A diferencia de éstos, el punto 0 solamente posee esfuerzos normales por tensión. Es decir, estos se sumarán lo que indica que el punto crítico se encontrará en el punto 0. Considerando esta información, es posible realizar los cálculos de los esfuerzos que actúan en el punto. El esfuerzo normal por tensión de la fuerza se puede calcular utilizando la ecuación de esfuerzos normales puros (Budynas & Nisbett, 2011):

$$\sigma_{T,F} = \frac{F}{A} \quad (16)$$

Donde:

$\sigma_{T,F}$ es el esfuerzo normal por tensión (MPa)

F es la fuerza máxima del cilindro (N)

A es el área de la sección transversal (mm^2)

Para determinar el esfuerzo normal puro se utilizará la fuerza máxima descrita anteriormente de 126,000 N y el área de la sección transversal, la cual es el espesor del gancho 25.4 mm multiplicado por la altura de la sección 60 mm (Figura 22).

$$F = 126,000 \text{ N}$$

$$A = b \times h$$

$$b = 25.4 \text{ mm}$$

$$h = 60 \text{ mm}$$

$$\sigma_{T,F} = \frac{126,000 \text{ N}}{(25.4 \text{ mm} \times 60 \text{ mm})}$$

$$\sigma_{T,F} = \mathbf{82.68 \text{ MPa}}$$

El esfuerzo normal por flexión se puede calcular con la siguiente ecuación (Budynas & Nisbett, 2011):

$$\sigma_{T,M_F} = \frac{Mc}{I} \quad (17)$$

Donde:

M es el momento de flexión en la sección (Nmm)

I es el momento de inercia del área transversal respecto a su eje neutro (mm^4)

c es la distancia del eje neutro al punto más alejado de la sección transversal (mm)

Para determinar el momento de flexión, es necesario simplemente multiplicar la fuerza transmitida por la longitud del brazo correspondiente.

$$M_F = F \times L$$

En este caso, se puede encontrar una oportunidad de mejora en el gancho ya que la magnitud del momento de flexión depende de la distancia perpendicular desde la sección crítica hasta el punto donde se aplica la fuerza. Esta distancia fue denotada en la Figura 21 como L . Por este motivo, en el diseño se tomó la decisión de reducir el área donde se extraerán los alambres y mantenerla lo más cercano a la base del gancho ya que con un menor brazo, se tendrá menos momento y, por ende, menos esfuerzo en la sección crítica. Para mantener una distancia coherente sin perder la integridad del gancho se concluyó con un brazo de 45 mm.

$$L = 45 \text{ mm}$$

$$M_F = (126,000 \text{ N})(45 \text{ mm})$$

$$M_F = 5,670,000 \text{ Nmm}$$

También es necesario calcular el momento de inercia. Para esto se utilizó la ecuación de inercia para un rectángulo:

$$I = \frac{b \times h^3}{12} \quad (18)$$

$$I = \frac{(25.4 \text{ mm}) \times (60 \text{ mm})^3}{12}$$

$$I = 457,200 \text{ mm}^4$$

Con esta información ya fue posible calcular el esfuerzo normal por flexión considerando que la distancia del eje neutro al punto más alejado de la sección transversal c , es solamente la mitad de la altura de la sección. (Figura [22](#))

$$c = 30 \text{ mm}$$

$$\sigma_{T,M_F} = \frac{(5,670,000 \text{ Nmm})(30 \text{ mm})}{(457,200 \text{ mm}^4)}$$

$$\sigma_{T,M_F} = \mathbf{372.05 \text{ MPa}}$$

Debido a que se tienen esfuerzos normales combinados se puede utilizar el principio de superposición ((Budynas & Nisbett, [2011](#))).

$$\sigma = \pm \frac{F}{A} \pm \frac{Mc}{I} \quad (19)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_{T,F} + \sigma_{T,M_F}$$

$$\sigma_{max} = (82.68 \text{ MPa}) + (372.05 \text{ MPa})$$

$$\sigma_{max} = \mathbf{454.72 \text{ MPa}}$$

Con este esfuerzo máximo en la sección crítica, se procedió a elegir el material del gancho para asegurar la seguridad y durabilidad del sistema de extracción. Cabe mencionar que el esfuerzo máximo puede variar significativamente en la realidad debido a las simplificaciones y supuestos utilizados en los cálculos de teóricos. Debido a esto, se debe utilizar un material con un límite de fluencia y límite último a la tensión, considerablemente mayor al esfuerzo calculado para tener una mayor certeza que el gancho soportará incluso en condiciones reales.

Se concluyó que la mejor opción para el material de gancho es un acero AISI 4140. Esta elección se basó en la reputación que tiene este acero en cuanto a sus propiedades mecánicas y su capacidad para soportar condiciones de alto desgaste e impactos. Las propiedades de este acero, como su alta resistencia a la tracción y su resistencia al desgaste lo hacen idóneo para resistir las fuerzas involucradas en la extracción del alambre y en el manejo de cargas pesadas. Además de ser resistente, el acero AISI 4140 también ofrece alta resistencia a la fatiga, lo que puede ser importante para evitar fallas repentinas en el gancho. Las propiedades de este acero se muestran en el Cuadro [9](#).

Cuadro 9: Propiedades acero AISI 4140

AISI 4140		
Módulo de elasticidad (E)	200	GPa
Resistencia a la fluencia (S_y)	1,430	MPa
Resistencia última a la tensión (S_{ult})	1,550	MPa
Coefficiente de Poisson (ν)	0.3	
Fuente: Budynas y Nisbett, 2011		

Al conocer las propiedades del material, fue posible comparar el límite de fluencia del acero AISI 4140 con el esfuerzo máximo teórico para obtener un factor de seguridad preliminar. El límite de fluencia es el punto en el que el material empieza a deformarse plásticamente, es decir, se deforma de manera permanente. Para determinar el factor de seguridad se utilizó la siguiente ecuación.

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (20)$$

Donde:

n es el factor de seguridad

S_y es el límite de fluencia del material (MPa)

σ_{max} es el esfuerzo máximo que soportará la pieza (MPa)

$$n = \frac{1,430 \text{ MPa}}{454.72 \text{ MPa}}$$

$$\mathbf{n = 3.15}$$

El cálculo teórico del factor de seguridad para el gancho proporciona un valor de 3.15, superando significativamente el criterio mínimo establecido de 1.9 en la sección anterior (5.3.11). Es importante destacar que este resultado, aunque positivo, no demuestra certeza absoluta que el gancho está diseñado con la resistencia necesaria para operar en la máquina. Esto debido a que en estos cálculos se analizó este componente en un entorno muy idealizado y simplificado. Para validar de manera más precisa los esfuerzos, deformaciones y el factor de seguridad del gancho, se llevará a cabo una simulación más detallada. Esta simulación se basará en la geometría final del gancho y se ejecutará en un entorno de trabajo más realista que el analizado en esta sección. No obstante, el hecho de que el factor de seguridad sea significativamente alto en comparación con la magnitud de la fuerza aplicada, proporciona una medida de certeza. Esto sugiere que en la simulación es probable obtener un resultado satisfactorio, a pesar de su inminente disminución en comparación con el valor teórico.

Al ya tener definidas las características esenciales del gancho, se le agregaron radios y curvaturas en algunas esquinas con el fin de evitar la concentración de esfuerzos en estos puntos. De esta manera, se logró obtener el diseño final del gancho que se implementará en la máquina. Se realizó una cotización en Tecniaceros, S.A., en donde especificaron que el costo del material del gancho tiene un costo aproximado de Q12,978.00 o \$1,663.85.

Figura 23: Diseño final del gancho



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

5.3.13. Unión cilindro-gancho

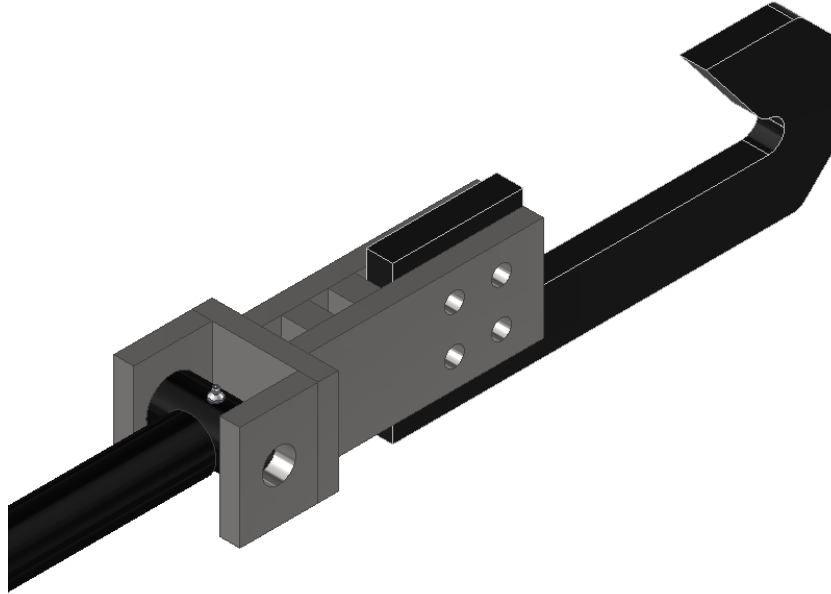
Para que el sistema de extracción sea funcional, se debe considerar una unión firme y segura entre el cilindro y el gancho. Como se mostró en la Figura 11, se seleccionó un cilindro soldado que presenta en el extremo del vástago un tubo transversal con un largo de 4-3/4 pulgadas y un agujero pasado de 1-1/2 pulgadas. Este tipo de configuración en el cilindro permite una conexión mediante un pin. En cuanto al gancho, se le agregaron 4 agujeros para pernos para permitir una conexión estable y firme cuando se realice el proceso de extracción. El aspecto principal que se tomó en cuenta a la hora de diseñar la unión fue hacerla lo más sencilla posible para facilitar la manufactura. Con este enfoque, se decidió utilizar únicamente placas rectangulares de 3/4 de pulgada de espesor.

Además, esta unión brinda cierta flexibilidad en cuanto a las dimensiones y largo necesario. En este caso, se adaptó la longitud de la unión con respecto a los requerimientos de distancia del módulo de estructura. Cada una de las placas se unirá mediante soldadura, la unión con el cilindro será por medio de un pin y la unión con el gancho será mediante pernos. Por este motivo los cálculos de la unión se describirán a detalle más adelante en la sección de pernos y soldadura. Se propuso la utilización de acero AISI 1045 para las placas de la unión ya que es un acero bastante común y utilizado, se puede soldar por los métodos comunes, es fácil de maquinar y posee propiedades de resistencia aptas para la aplicación. Para tener una visualización del diseño propuesto para la unión cilindro-gancho, se puede consultar la Figura 24.

Cuadro 10: Propiedades acero AISI 1045

AISI 1045		
Módulo de elasticidad (E)	200	GPa
Resistencia a la fluencia (S_y)	530	MPa
Resistencia última a la tensión (S_{ult})	625	MPa
Coefficiente de Poisson (ν)	0.3	
Fuente: Budynas y Nisbett, 2011		

Figura 24: Diseño de la unión cilindro-gancho



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

5.3.14. Pernos

Como se mencionó anteriormente, la unión del sistema de extracción se logra mediante el uso de pernos. Estos son componentes cruciales en la máquina ya que deben garantizar la firmeza de la conexión entre el cilindro, la unión y el gancho. Inicialmente se consideró que utilizar cuatro pernos sería suficiente para transmitir la fuerza de extracción a lo largo del sistema proporcionando la estabilidad necesaria del gancho durante la operación de extracción. Para asegurar que estos pernos cumplan con los requisitos del diseño de la máquina, es muy importante que sean lo suficiente rígidos y de dimensiones adecuadas a la escala de máquina. Se seleccionaron preliminarmente pernos M18 de paso fino con clase 8.8 fabricados en acero de medio carbono. Estos pernos presentan las siguientes propiedades:

Cuadro 11: Propiedades perno clase 8.8 de acero medio carbono

8.8 Acero de medio carbono		
Módulo de elasticidad (E)	200	GPa
Resistencia de prueba (S_p)	600	MPa
Resistencia mínima a la tensión (S_{ut})	830	MPa
Resistencia mínima a la fluencia (S_y)	660	MPa

Fuente: Budynas y Nisbett, 2011

Precarga:

Primero que todo, es muy importante definir la precarga requerida para la sujeción de los pernos. La precarga en los pernos se refiere a la tensión que se le aplica a un perno durante la instalación antes que comience a soportar cualquier carga externa (Budynas & Nisbett, 2011). Para poder definir la precarga, es necesario establecer la fuerza de prueba del perno.

$$F_p = A_t S_p \quad (21)$$

Donde:

F_p es la fuerza de prueba del perno (N)

A_t es el área de esfuerzo de tensión del perno (mm^2)

S_p es la resistencia de prueba del material del perno (MPa)

La resistencia de prueba es la carga máxima que un perno puede resistir sin sufrir deformación permanente. Para los pernos especificados esta resistencia tiene un valor de 600 MPa (Cuadro 11). El área de esfuerzo de tensión se refiere a la sección transversal del perno que está sujeta a esfuerzos de tensión cuando se aplica una carga axial al perno, y se identificó que es de 219.50 mm^2 (Budynas & Nisbett, 2011). Considerando esto, se pudo establecer la fuerza de prueba del perno.

$$F_p = (219.50 \text{ mm}^2) \times (600 \text{ MPa})$$

$$F_p = 131,700 \text{ N}$$

La precarga recomendada para sujeciones no permanentes es equivalente al 75% de la fuerza de prueba del perno. En el caso de uniones permanentes, se debe utilizar un factor 90% el valor de la fuerza de prueba (Budynas & Nisbett, 2011). En esta máquina se tomó en cuenta que el gancho puede ser reemplazado y removido para realizarle mantenimiento y/o modificaciones por lo que se decidió utilizar una conexión no permanente.

$$F_i = 0.75F_p \quad (22)$$

Donde:

F_i es la precarga para sujeciones no permanentes (N)

$$F_i = 0.75 \times 131,700 \text{ N}$$

$$\mathbf{F_i = 98,775 \text{ N}}$$

Al tener la precarga, ya se conoce la tensión que debe aplicarse a los pernos. No obstante, no es posible medir y aplicar esta precarga físicamente mediante alguna herramienta. Por lo tanto, la forma más práctica y sencilla de aplicar esta tensión al perno es calculando el torque necesario, lo que permite aplicar la carga utilizando un torquímetro.

$$T = KF_i d \quad (23)$$

Donde:

T es el torque necesario para aplicar la precarga (Nmm)

K es el coeficiente de fricción del perno

d es el diámetro nominal del perno (mm)

En este caso, el diámetro del perno es de 18 mm. El coeficiente de fricción en el perno puede variar según diversos factores como la uniformidad de la superficie, la precisión y del grado de lubricación por lo que es bastante complicado especificarlo en la realidad. En el Cuadro 12, se muestran los factores comunes para el coeficiente de fricción. Para los pernos seleccionados, la condición que se asemeja más a los casos planteados es la de un perno galvanizado, por lo que se utilizó un coeficiente de fricción de 0.20.

Cuadro 12: Factores de fricción K

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09
Fuente: Budynas y Nisbett, 2011, p.419	

$$K = 0.20$$

$$d = 18mm$$

$$T = (0.20)(98,775 N)(18 mm)$$

$$\mathbf{T = 355,590 Nmm = 355.59 Nm}$$

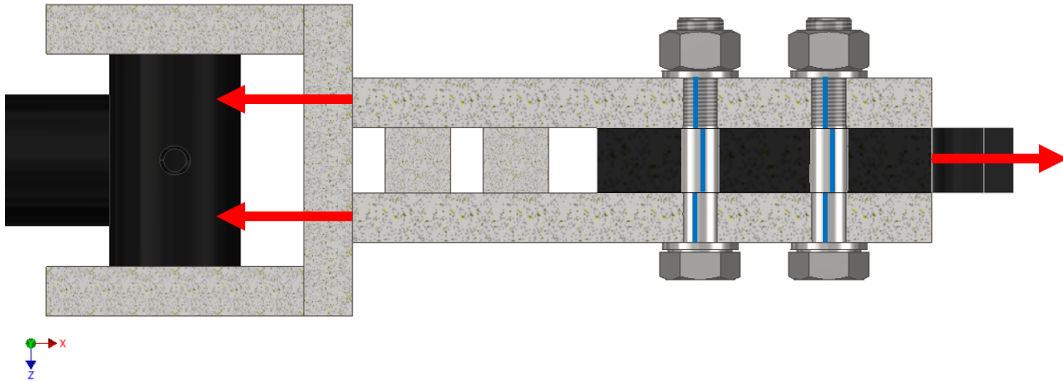
Este valor de torque de 355.59 Nm asegurará la aplicación de la precarga requerida en los pernos, lo que garantizará una sujeción firme y segura para el sistema de extracción.

Se procedió analizando el caso de carga a la que estarán sometidos los pernos. Dado que los pernos atraviesan tanto el gancho como las placas de la unión, la carga aplicada actúa perpendicularmente al cuerpo del perno. Esto lleva a la conclusión de que los pernos experimentarán un caso de unión en cortante. Para una conexión con pernos sometidos a carga cortante, existen varios modos de falla a considerar: corte en el perno, tensión en las placas, aplastamiento en el perno, aplastamiento en las placas, y desgarre (Budynas & Nisbett, 2011). Es importante analizar cada uno de estos métodos de falla para garantizar la sujeción segura de los pernos.

Corte puro en el perno:

Durante la extracción de alambres, los pernos están sometidos a un esfuerzo de corte puro. Al igual que en los cálculos del gancho, se continuó contemplando el caso más extremo. En este, el cilindro aplica su fuerza máxima permitida operando a su presión de trabajo máxima, mientras que el neumático/alambres aplican una fuerza de igual magnitud en sentido opuesto, manteniendo el sistema estático. Este esfuerzo en los pernos se puede observar claramente en la Figura 25.

Figura 25: Corte puro en el perno



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Debido a que los pernos están distribuidos uniformemente, se asumió que cada perno soportará una parte igual de la carga total. Como hay 4 pernos, la carga total de 126 kN se divide igualmente entre ellos resultando en 1/4 de la carga por lo que cada perno tendrá una carga de 31.5 kN. Con esta información, es posible utilizar la ecuación de esfuerzo cortante puro considerando que cada uno de los pernos tiene un diámetro de 18 mm.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (24)$$

Donde:

F es la fuerza que soporta cada perno (N)

A es el área de la sección transversal del perno (mm^2)

$$F = 31,500 N$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi(18 mm)^2}{4}$$
$$A = 254 mm^2$$

$$\tau = \frac{31,500 N}{254 mm^2}$$
$$\tau = \mathbf{123.79 MPa}$$

Para verificar el factor de seguridad al corte, se comparó la resistencia mínima al corte del material de los pernos con el esfuerzo máximo cortante calculado anteriormente. Una buena aproximación para estimar la resistencia mínima al corte del material de los pernos es asumir que ésta es la mitad de la resistencia mínima a la fluencia. Con esto se puede identificar el factor de seguridad de la siguiente manera:

$$n_{\tau} = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.5S_y}{\tau} \quad (25)$$

Donde:

n_{τ} es el factor de seguridad al corte en el perno

S_{sy} es la resistencia mínima al corte del perno (*MPa*)

S_y es la resistencia mínima a la fluencia del perno (*MPa*)

τ es el esfuerzo cortante puro (*MPa*)

$$n_{\tau} = \frac{0.5(660 \text{ MPa})}{123.79 \text{ MPa}}$$

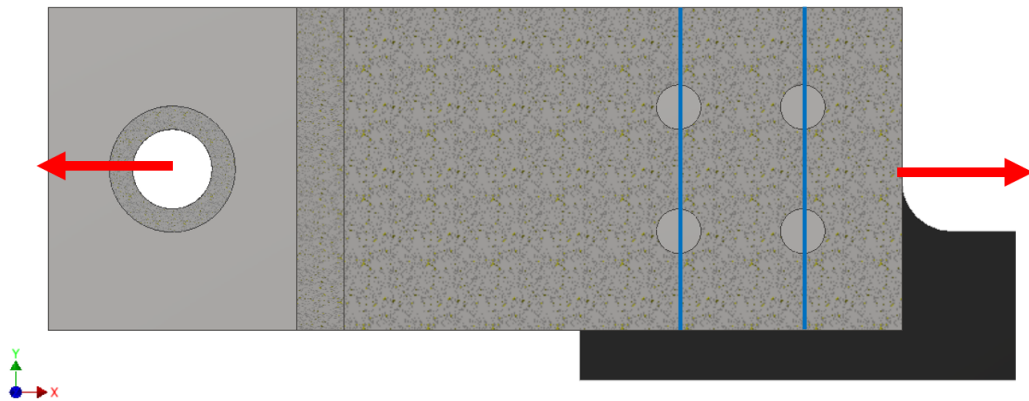
$$\mathbf{n_{\tau} = 2.67}$$

Este factor de seguridad de 2.67 garantiza que los pernos pueden soportar el esfuerzo cortante incluso cuando la máquina alcanza su capacidad máxima.

Tensión pura en las placas:

Para asegurar la integridad de las placas de la unión, se necesita evaluar el esfuerzo de tensión que experimentan.

Figura 26: Tensión pura en las placas



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

Este esfuerzo se puede determinar con la ecuación de esfuerzos normales por tensión. Sin embargo, en este caso el área de aplicación difiere de la calculada anteriormente. Ésta se refiere al área de la sección transversal del elemento sujetado, restando el área ocupada por los pernos. Dado que dos pernos atraviesan esta área, se debe restar el doble del diámetro del perno multiplicado por el espesor de la placa. Esto se puede representar como:

$$A = t(w - 2d) \quad (26)$$

Donde:

t es el espesor de la placa más delgada (mm)

w es la altura de la placa (mm)

d es el diámetro del perno (mm)

Las placas de la unión cilindro-gancho tienen un espesor de 19.05 mm mientras que la altura definida es de 130 mm. Cabe destacar que únicamente se analizó el esfuerzo de tensión en las placas de la unión y no en el gancho, ya que éste posee un mayor espesor y mayor resistencia. Es decir, si se valida la tensión en las placas, se tiene certeza que el gancho también soportará.

$$A = 19.05 \text{ mm}(130 \text{ mm} - 2 \times 18 \text{ mm})$$

$$A = 1,790.70 \text{ mm}^2$$

Se debe tomar en cuenta que como se tienen 2 placas, la fuerza máxima de extracción de alambre debe ser la mitad. Esto significa que la fuerza de 126,000 N se distribuye a cada una de las placas con una magnitud de 63,000 N. Con estos valores se pudo determinar el esfuerzo de tensión pura en el elemento sujetado de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (27)$$

Donde:

F es la fuerza aplicada a cada una de las placas (N)

A es el área de la sección transversal de la placa restando el área de los agujeros del perno (mm^2)

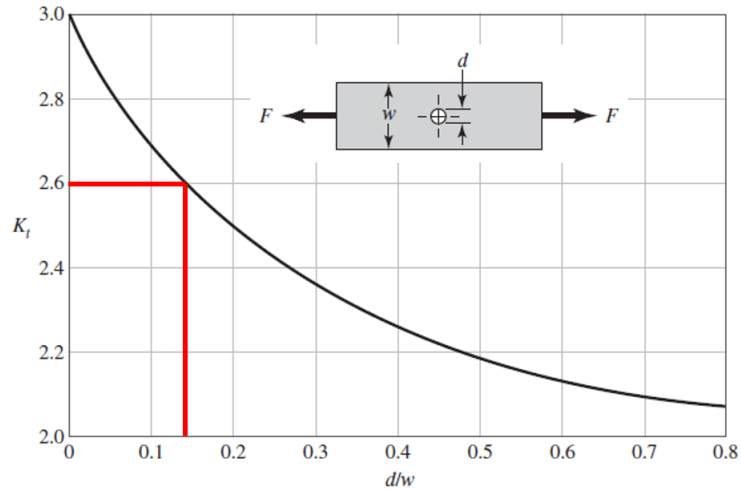
$$\sigma = \frac{63,000 \text{ N}}{1,790.70 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma = 35.18 \text{ MPa}$$

“La utilización de un perno con una precarga inicial pondrá el área alrededor del agujero en compresión y de esta manera tenderá a anular los efectos de la concentración del esfuerzo, pero a menos que se tomen medidas definidas para asegurar que la precarga no se relaje, el diseño se realiza de manera conservadora, como si el efecto total de la concentración del esfuerzo estuviera presente” (Budynas y Nisbett, [2011](#), p.433). Debido a esto se determinó el esfuerzo real considerando un factor concentración de esfuerzos debida a los agujeros en la placa.

$$\frac{d}{w} = \frac{18 \text{ mm}}{130 \text{ mm}} \approx 0.14$$

Figura 27: Barra rectangular en tensión o compresión simple con agujero transversal



Fuente: Budynas y Nisbett, [2011](#), p.990

$$K_t \approx 2.60$$

$$\sigma_{real} = K_t \sigma \quad (28)$$

Donde:

σ_{real} es el esfuerzo real (MPa)

K_t es el factor de concentración de esfuerzos

σ es el esfuerzo calculado con las fórmulas nominales (MPa)

$$\sigma_{real} = (2.60)(35.18 \text{ MPa})$$

$$\sigma_{real} = \mathbf{91.47 \text{ MPa}}$$

Con el cálculo del esfuerzo real, se pudo determinar el factor de seguridad de las placas para garantizar que no fallen debido a la tensión pura en la sección de los pernos. Para esto se comparó la resistencia última a la fluencia de la placa con el esfuerzo real encontrado.

$$n_T = \frac{S_y}{\sigma_{real}} \quad (29)$$

$$n_T = \frac{530 \text{ MPa}}{91.47 \text{ MPa}}$$

$$\mathbf{n_T = 5.79}$$

Se obtuvo un factor de seguridad de 5.79, lo que indica que las placas de la unión cilindro-gancho tienen la capacidad de soportar la carga máxima que puede ser aplicada durante el funcionamiento de la máquina.

Aplastamiento:

El aplastamiento ocurre cuando las fuerzas aplicadas sobre el perno generan una presión sobre su superficie, lo que puede resultar en una deformación plástica o en la falla del perno. El cálculo de esfuerzo de aplastamiento puede ser complicado debido a la distribución de la carga en la superficie del cuerpo del perno. Debido a esta incertidumbre, se calculó el esfuerzo de aplastamiento de manera más conservadora, asumiendo que las fuerzas se distribuyen uniformemente en el área de contacto proyectada del perno. De esta manera, se puede obtener una estimación de la carga máxima que el perno puede soportar antes de que ocurra un aplastamiento excesivo.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (30)$$

Donde:

F es la fuerza que soporta cada perno (N)

A es el área proyectada de un perno individual (mm^2)

$$A = td \quad (31)$$

Donde:

t es el espesor de la placa más delgada (mm)

d es el diámetro del perno (mm)

$$A = 19.05 \text{ mm} \times 18 \text{ mm}$$

$$A = 342.90 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{31,500 \text{ N}}{342.90 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma = \mathbf{91.86 \text{ MPa}}$$

El aplastamiento se debe verificar tanto en los pernos como en el elemento sujetado por lo que se debe establecer el factor de seguridad para ambos casos. Para los pernos, se comparó el esfuerzo de aplastamiento encontrado con la resistencia de prueba de los pernos, mientras que para el elemento sujetado, se utilizó la resistencia mínima a la fluencia de las placas de la unión.

$$n_{a,perno} = \frac{S_p}{\sigma} \quad (32)$$

$$n_{a,perno} = \frac{600 \text{ MPa}}{91.86 \text{ MPa}}$$

$$\mathbf{n_{a,perno} = 6.53}$$

$$n_{a,placa} = \frac{S_y}{\sigma} \quad (33)$$

$$n_{a,placa} = \frac{530 \text{ MPa}}{91.86 \text{ MPa}}$$

$$\mathbf{n_{a,placa} = 5.77}$$

Con factores de seguridad de 6.53 y 5.77 se puede concluir que tanto los pernos como las placas de la unión soportan el esfuerzo máximo de aplastamiento que se genera en la operación de la máquina.

Desgarre:

Para evitar lo más posible el desgarre en el elemento sujetado, se tiene una sugerencia de diseño. Se deben espaciar los pernos al menos una distancia de 1.5 diámetros desde el borde hasta el agujero y entre agujeros. En cuanto a las placas, estas están diseñadas con una distancia de 40 mm desde el agujero hasta los bordes más cercanos y una distancia de 50 mm entre agujeros por lo que se concluye que no se tendrán problemas con desgarre en el elemento.

$$l_{min} = 1.5d \quad (34)$$

Donde:

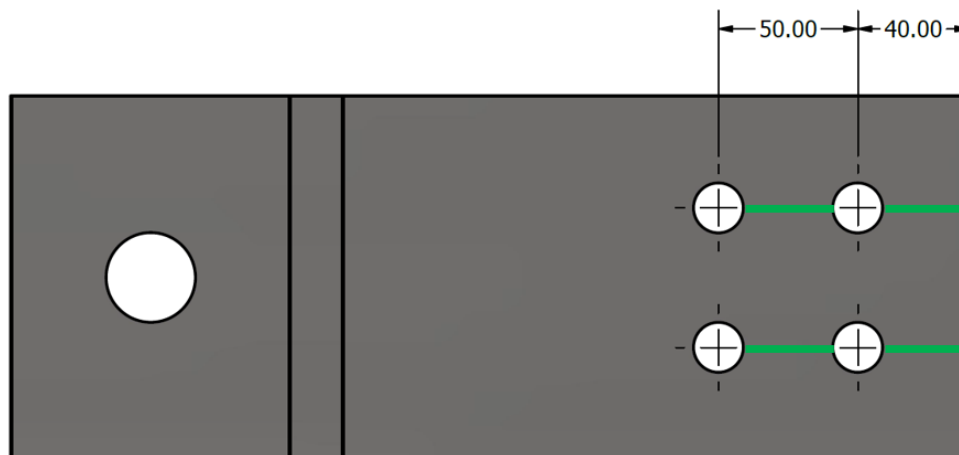
l_{min} es la distancia mínima para evitar el desgarre (mm)

d es el diámetro de los pernos (mm)

$$l_{min} = 1.5(18 \text{ mm})$$

$$l_{min} = 27 \text{ mm}$$

Figura 28: Distancias entre agujeros y bordes más cercanos



Captura de pantalla de Autodesk reimprimas por cortesía de Autodesk, Inc.

Según el criterio de Ullman utilizado en estos componentes, se estableció un factor de seguridad mínimo de 1.6 para los pernos. Los resultados de los cálculos para el corte puro (2.67) y aplastamiento (6.53) muestran factores de seguridad superiores a este valor, confirmando que los pernos seleccionados tienen la capacidad de resistir incluso la carga más extrema que podría experimentar la máquina. De igual manera, las placas de la unión poseen un factor de seguridad a la tensión pura de 5.79 y al aplastamiento de 5.77 por lo que estas placas también logran superar el factor mínimo deseado.

De esta manera, se realizó el proceso completo de selección de pernos, con el cual se concluyó que para la máquina en cuestión, se utilizarán 4 pernos M18 x 1.5 x 90 con tuercas M18 x 1.5 y arandelas ST 18 -170 HV de acero de medio carbono clase 8.8. Estos se implementarán en la unión del sistema de extracción para sujetar el gancho. Los 4 pernos se deben instalar con una precarga de 98.78 kN y un torque (aplicado con un torquímetro) de 355.59 Nm.

En la unión con el cilindro, se optó por utilizar un pin de 1 1/8 de pulgada con una longitud de 5 pulgadas. Se llevó a cabo un análisis similar al descrito para los pernos en esta sección. Sin embargo, en el caso del pin, la única diferencia fue la exclusión de la determinación de la precarga y el torque requerido. Se aseguró que el pin puede resistir tanto los esfuerzos de corte puro como los de aplastamiento, con factores de seguridad que exceden los valores establecidos. A continuación, se presentan los resultados de los factores obtenidos para el pin y las placas de esta sección.

Factor de seguridad al corte puro:

$$n_{\tau} = 1.61$$

Factor de seguridad a la tensión pura:

$$n_T = 6.63$$

Factor de seguridad al aplastamiento para el pin:

$$n_{a,pin} = 2.74$$

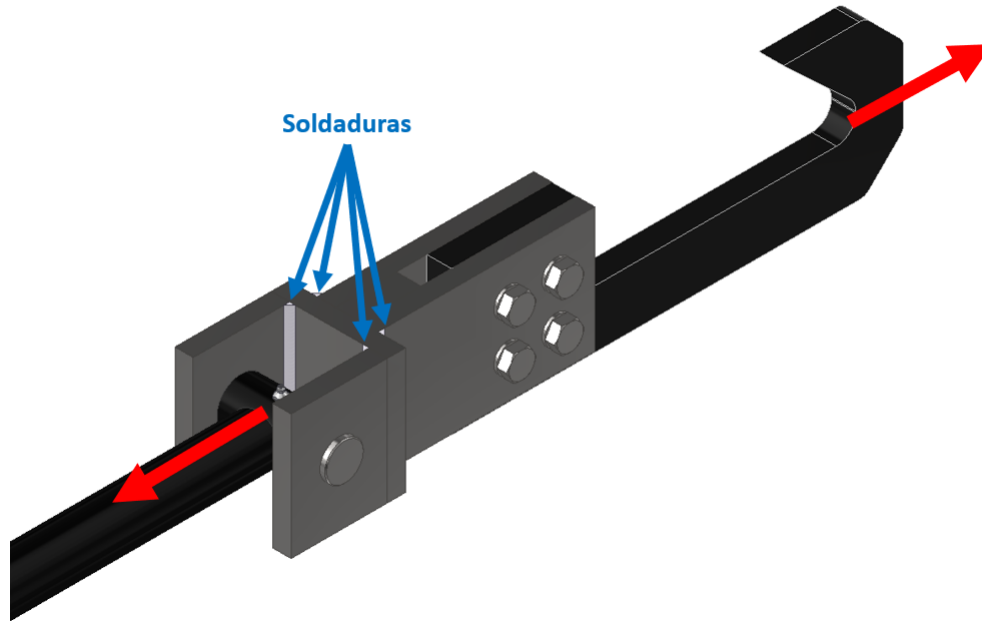
Factor de seguridad al aplastamiento de la placa:

$$n_{a,placa} = 2.29$$

5.3.15. Soldadura

Las placas de la unión entre el cilindro y el gancho desempeñan un papel muy importante en la estabilidad, sujeción y seguridad de todo el sistema. Para garantizar una unión robusta, se llevarán a cabo varias soldaduras en estas áreas. Específicamente, se implementarán cuatro soldaduras de filete, las cuales estarán expuestas a las fuerzas de extracción que ejercerá la máquina. Estas soldaduras deben ser analizadas detalladamente con el fin de evitar cualquier posible ruptura o falla que pueda comprometer la integridad del sistema. Las soldaduras de interés se denotan en la Figura [29](#).

Figura 29: Secciones soldadas en el sistema de extracción



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

En la elección del electrodo para las soldaduras de la unión, se optó por el electrodo E12018G debido a sus excelentes propiedades de resistencia y capacidad para soportar cargas significativas. Este electrodo posee una combinación de alta resistencia a la tracción y límite a la fluencia lo cual es fundamental para garantizar un rendimiento óptimo y duradero del sistema de extracción. Cabe destacar que nuevamente, se analizó el escenario más crítico en donde la máquina estará operando en su capacidad de carga máxima. Las características relevantes del electrodo se muestran en el Cuadro 13.

Cuadro 13: Propiedades del electrodo E12018G

Electrodo E12018G		
Resistencia última a la tensión (S_{ut})	817	MPa
Resistencia mínima a la fluencia (S_y)	737	MPa
Esfuerzo permisible a la tensión (σ_{perm})	442	MPa
Esfuerzo permisible al corte ($\sigma_{perm,\tau}$)	248	MPa
Fuente: Budynas y Nisbett, 2011, p.426		

Debido a que se tiene simetría en cuanto a la posición de las placas de la unión con respecto al plano en que se aplica la carga, se asumió que la fuerza se distribuye uniformemente a lo largo de las soldaduras en cuestión. Esto sugiere que cada par de cordones, que conforman independientemente una unión soldada, soportarán la carga total. Por lo tanto cada cordón individual soporta un medio de la fuerza máxima, es decir, 63 kN.

En este caso se posee un escenario de soldadura de filete transversal a la carga. Estas se dan cuando la carga es perpendicular al filete, lo cual es justamente lo está ocurriendo en las esquinas de las placas que se desean soldar. En este tipo de soldaduras, el ángulo θ se

refiere al ángulo formado entre el eje del cordón de soldadura y una línea perpendicular a la superficie de la pieza que está siendo soldada. Según Budynas y Nisbett, [2011], el esfuerzo de Von Mises máximo sucede en 62.5° mientras que el esfuerzo cortante máximo sucede en 67.5° . Con estos datos se decidió únicamente analizar el esfuerzo máximo de Von Mises en la soldadura ya que este engloba todos los esfuerzos aplicados.

A un ángulo de 62.5° se puede utilizar la siguiente ecuación para especificar el esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \frac{2.16F}{hl} \quad (35)$$

Donde:

σ' es el esfuerzo de Von Mises (MPa)

F es la fuerza a la que está sometida la soldadura (N)

h es la garganta (mm)

l es el largo del cordón (mm)

La garganta es la distancia más corta desde la raíz de la soldadura (Budynas & Nisbett, [2011]). Para unir placas de $3/4$ de pulgada de espesor, se recomienda utilizar cordones con garganta de $1/4$ de pulgada. Para lograr la soldadura más robusta, se decidió que el largo del cordón abarque toda la extensión del alto de las placas, lo que resulta en una longitud de 130 mm.

$$\sigma' = \frac{2.16 (63,000 N)}{(6.35 mm)(130 mm)}$$

$$\sigma' = 164.85 MPa$$

Este valor de esfuerzo representa la carga máxima que experimentará cada una de las soldaduras durante la operación de extracción. Con estos resultados se pudo comparar el esfuerzo máximo de Von Mises en la soldadura con el esfuerzo máximo permisible (ver Cuadro [13]) para identificar el factor de seguridad a carga estática.

$$n = \frac{442.2 MPa}{164.85 MPa}$$

$$\mathbf{n = 2.68}$$

El factor de seguridad de 2.68 confirma la capacidad de esta soldadura para resistir de manera segura y confiable las condiciones de trabajo máximas de la máquina. Este valor, significativamente superior al factor de seguridad mínimo requerido de 1.6, garantiza una resistencia adecuada ante las demandas máximas del sistema.

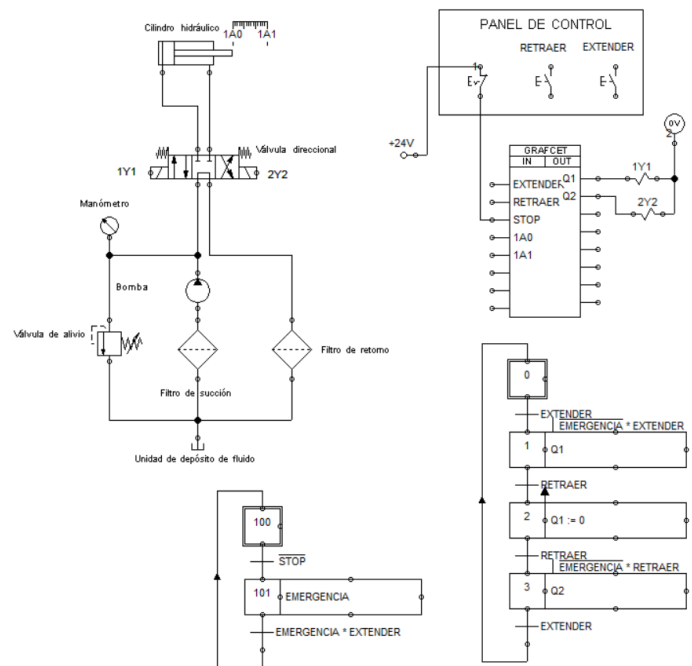
5.3.16. Sistema de control

El desarrollo de un sistema de control automatizado es de suma importancia no solo para simplificar la operación de la máquina, sino también aumenta la eficiencia y seguridad del funcionamiento. Se optó por utilizar un PLC (Controlador Lógico Programable) como núcleo del sistema de control, el cual estará programado para ejecutar las acciones necesarias del proceso de extracción de alambre.

El sistema de control cuenta con un pulsador verde y rojo que permitirán encender y apagar todos los componentes necesarios para la operación. Asimismo, se consideró incorporar un botón de emergencia para detener inmediatamente todos los componentes en caso de alguna preocupación o accidente. Para el control del cilindro hidráulico, se implementó un interruptor de palanca. Este permitirá controlar la extensión y retracción del cilindro de manera manual y precisa. Además, este garantiza que el operador tenga el control del movimiento del cilindro evitando que se encuentre cerca del gancho durante la extracción y así, reduciendo el riesgo de atrapamiento.

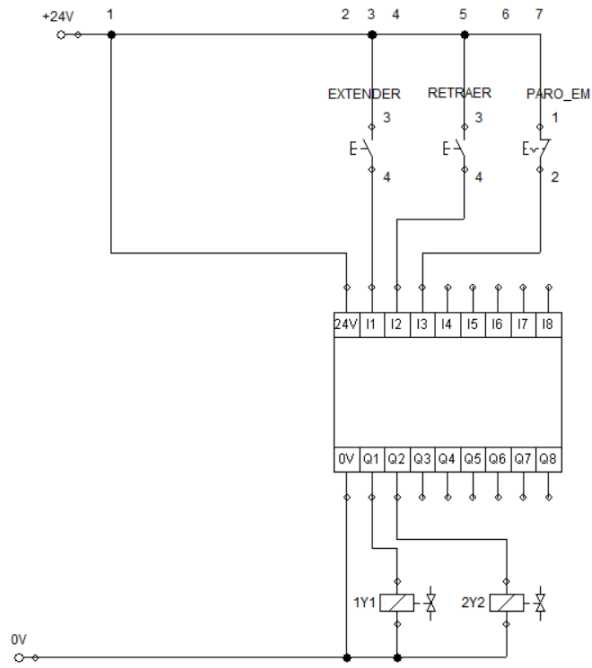
En la Figura 30, se muestra una representación visual de la programación realizada utilizando el *software* FluidSIM con GRAFCET. Este diagrama define las transiciones, acciones y etapas necesarias para representar el funcionamiento del sistema. En este caso, éste solo muestra una visión general de cómo deben interactuar los componentes para ejecutar las acciones deseadas. En la Figura 31, se presenta un diagrama que detalla las conexiones eléctricas necesarias para establecer la comunicación y el control del PLC. Por último, se realizó la programación del sistema de control en el *software* LOGO! Soft Comfort (Ver Figura 32), la cual se debe cargar en el PLC. Esta define el comportamiento de los componentes de la máquina según las condiciones y características descritas anteriormente.

Figura 30: Programación GRAFCET



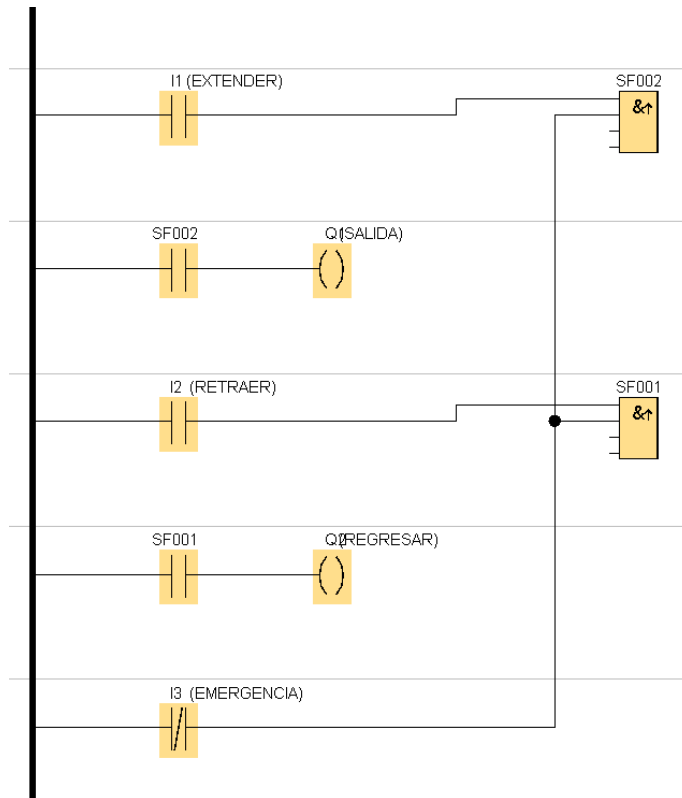
Captura de pantalla del *software* FESTO FluidSIM

Figura 31: Conexión PLC



Captura de pantalla del *software* FESTO FluidSIM

Figura 32: Programación LOGO!



Captura de pantalla del *software* LOGO!Soft Comfort

5.4. Simulación del sistema de extracción: Análisis de elementos finitos

La máquina presentada en este trabajo no será fabricada por lo que se quedará en una fase de simulación. Las simulaciones se realizaron mediante el *software ANSYS, Inc.*, el cual es una herramienta que utiliza el análisis de elementos finitos para resolver numéricamente una gran variedad de problemas de ingeniería. Entre sus aplicaciones se encuentran análisis estáticos/dinámicos estructurales, térmicos, acústicos, electromagnéticos, de fluidos, etc. El objetivo principal de la simulación es analizar el comportamiento de los ensambles y piezas diseñadas para la máquina y validar que sean capaces de cumplir con su función.

5.4.1. Tipos de análisis

Las simulaciones se realizaron solamente para los elementos diseñados, es decir únicamente para las piezas que componen el sistema de extracción, y no para los elementos seleccionados como la bomba, motor, cilindro hidráulico, etc. El motivo de esto se debe a que los proveedores brindan una garantía que estos dispositivos funcionarán bajo las condiciones y características establecidas en la máquina. En cuanto al gancho, la unión del cilindro-gancho y los pernos, se realizó un análisis estático estructural. Para estas piezas se identificará el factor de seguridad mínimo el cual será el indicador principal para conocer si los elementos llegarán a fallar o no al estar sujetos a la fuerza de extracción máxima de la máquina. También, se simulará para determinar el esfuerzo equivalente de von Mises con el fin de identificar los puntos y secciones donde el ensamble tiene un mayor esfuerzo. Por último, se estudiará el desplazamiento total de la estructura y se analizará si esta deformación es significativa o no. Con estos resultados se pretende predecir, en un entorno real, cómo funcionará y reaccionará la máquina durante su funcionamiento.

Figura 33: Sistema de extracción

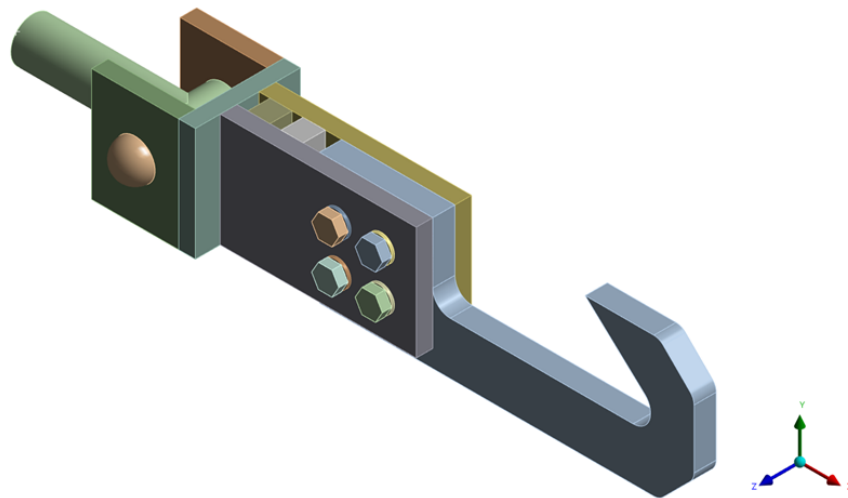


Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc.

5.4.2. Materiales y sus propiedades

Lo primero que se realizó para iniciar con el proceso de simulación fue agregar los materiales y sus propiedades necesarias en el *software*. Para especificar el material en el análisis estático estructural, se asumirá que los materiales tienen una condición de isotropía. Al considerar que solamente se está trabajando con aceros, esta es una suposición válida. Esto significa que solamente se requiere conocer su resistencia última a la tensión, su resistencia última a la fluencia, su módulo de elasticidad y la razón de Poisson para poder especificar por completo el comportamiento del material en el *software*. Algunas de las propiedades de estos materiales fueron solicitadas a los proveedores correspondientes y otras se especificaron según las tablas de propiedades comunes del libro de Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley. Éstas se pueden observar en los siguientes cuadros junto con la asignación de materiales.

Cuadro 14: Asignación de materiales

Elemento	Cantidad	Material
Placas de la unión	8	Acero AISI 1045
Gancho	1	Acero AISI 4140
Pin	1	A325 Acero de medio carbono
Pernos	4	Acero de medio carbono
Tuercas	4	Acero de medio carbono
Arandelas	8	Acero de medio carbono

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 15: Resumen propiedades de los materiales

Propiedad	Acero AISI 1045	Acero AISI 4140	A325 Acero de medio carbono	Acero de medio carbono
Módulo de elasticidad (GPa)	207	205	200	200
Razón de Poisson	0.3	0.3	0.27	0.3
Resistencia a la fluencia (MPa)	530	1430	634	660
Resistencia última a la tensión (MPa)	325	1550	317	830

Fuente: Elaboración propia

5.4.3. Contactos

Luego, se analizaron los contactos. El *software* detectó todos los contactos, sin embargo, los generó todos como tipo *Bonded* lo cual no es del todo correcto. Un contacto tipo *Bonded* significa que las piezas estarán completamente fijas y no permitirá ni separación ni desplazamiento. Esto no se asemeja a la realidad ya que las placas entre sí y las placas con el gancho no estarán soldadas, y se desea analizar si existe algún desplazamiento entre éstas en caso las cargas sean lo suficientemente altas. Esto mismo aplica para los cuerpos de los pernos con los agujeros de las placas y el gancho.

Es por esto que el tipo de contacto más razonable a utilizar para estos elementos es *Frictional*. Este contacto puede permitir un deslizamiento entre las piezas, pero como su

nombre lo indica, se debe considerar el coeficiente de fricción entre las superficies. Según Serway, [2018], el coeficiente de fricción para acero-acero, tiene un valor de aproximadamente 0.57 por lo que se utilizará este coeficiente de fricción en la simulación. Los únicos contactos que se decidieron dejar como fijos o *Bonded* fueron en las uniones soldadas de las placas y entre la tuerca y el perno ya que para éstos se pueden asumir con certeza que tendrán una unión permanente.

5.4.4. Cargas y soportes

Para simular la carga que experimenta durante la extracción del alambre, se aplicó la fuerza máxima de extracción previamente calculada, de 126 kN. Este análisis se basa en simular el escenario más crítico que pueda ocurrir, con el objetivo de validar cualquier otro posible evento que suceda durante la operación. Esta carga se aplicó específicamente en la sección del gancho, que es la parte en contacto directo tanto con los alambres como con el talón del neumático. Esta elección se basa en la consideración de que el gancho es el punto principal donde se ejerce la fuerza de extracción, y es fundamental garantizar su resistencia en este contexto.

Por otro lado, el soporte fijo se ubicó en el extremo opuesto, sobre la superficie del vástago. Esto se hizo para simular una reacción de fuerza contraria, imitando las condiciones de empotramiento que se presentarán en esa sección. En el sistema real, esta reacción de fuerza es causada por la fuerza que ejerce el cilindro hidráulico en el sistema. Con estas especificaciones se asegura que la máquina sea lo suficientemente resistente para garantizar que funcione de manera segura y confiable en todas las condiciones previstas de uso, lo que es esencial para su rendimiento y durabilidad a largo plazo.

Figura 34: Carga y soporte fijo

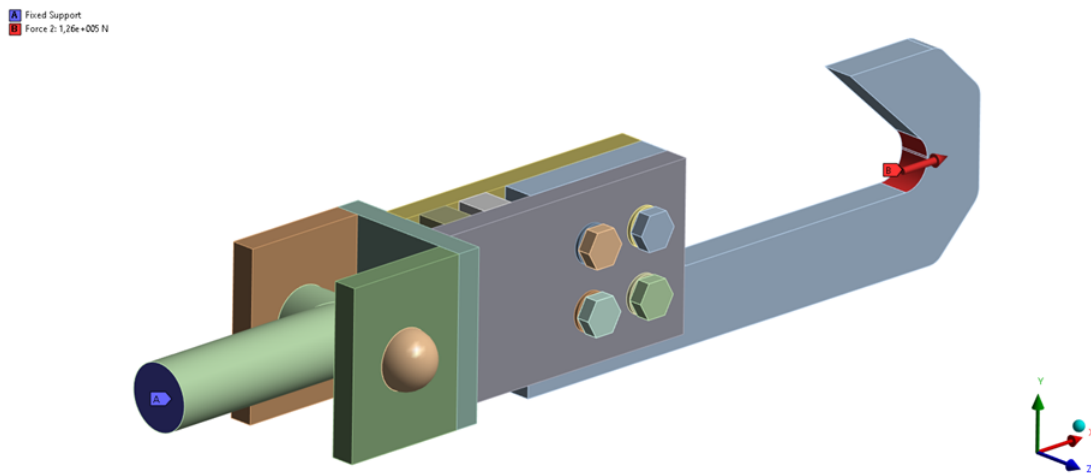


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc.

5.4.5. Mallado

De los aspectos más importantes para realizar una simulación de elementos finitos es realizar un mallado que se apegue lo más que se pueda a la geometría de las piezas ya que de esta forma brindará resultados más exactos. El criterio que se utilizará para evaluar la calidad del mallado se basará en la calidad de *Skewness*. Mientras menor sean los valores de *Skewness* para cada elemento del mallado, mejor será la calidad de mallado por lo que se procurará obtener un valor promedio de *Skewness* menor a 0.4.

Primero que todo se aplicó un *Face Meshing* a todas las caras de los agujeros de las placas de la unión y del gancho. Esto con el fin de que cuando se realice el mallado en las placas, los agujeros no sean un factor que distorsione la forma de los elementos. Se aplicaron métodos de mallados para cada una de las piezas según su geometría para adaptar los elementos a los componentes en análisis. Se decidió implementar el método de tetraedros en la simulación para las piezas cilíndricas, como lo es el pin, los pernos y las arandelas. En cuanto a los componentes con geometrías cuadradas y rectangulares, el mejor método a implementar es multizona o el método de hexaedros. Se añadió el método de hexaedros para las placas y tuercas, mientras que se implementó el método de multizona para la estructura del gancho debido a que su forma no es completamente rectangular.

Luego de haber implementado estos métodos, se aplicó un *Sizing* con el objetivo de generar elementos más pequeños y obtener resultados más precisos. Para las tuercas, los pernos, y el pin se realizó un *Sizing* con un tamaño de elementos de 5 mm. En cuanto a los demás componentes (placas y gancho) se aplicó un tamaño de elementos más grande, debido a su gran geometría, y se definió que se podían obtener buenos resultados con un *Sizing* de 8 mm. Con este mallado, se obtuvo un *Skewness* promedio de 0.2424 lo cual es un resultado bastante satisfactorio a lo que se estaba buscando.

Figura 35: Mallado final

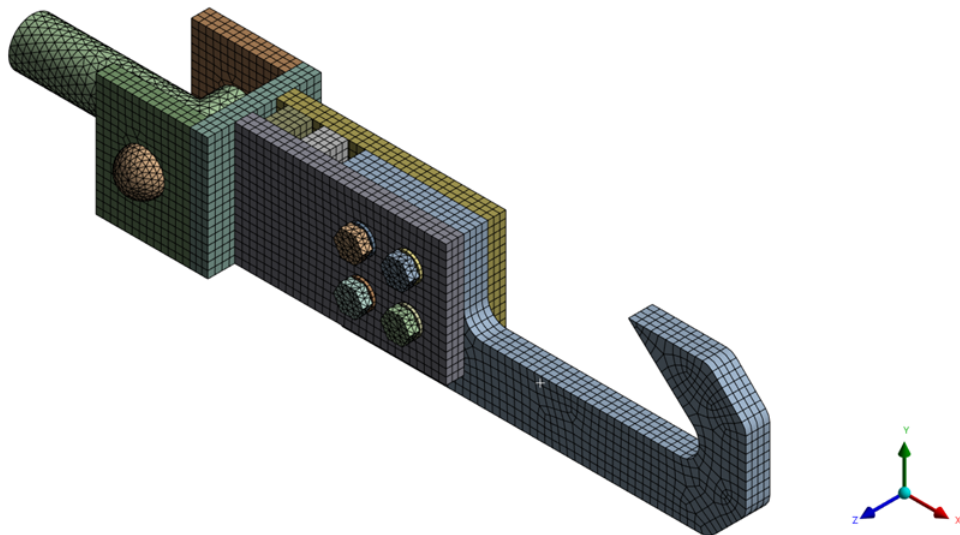


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc.

6.1. Resultados del análisis teórico

6.1.1. Gancho

Cuadro 16: Esfuerzo y factor de seguridad en el gancho

Material	Esfuerzo último a la tensión (MPa)	Esfuerzo máximo (MPa)	Factor de seguridad
Acero AISI 4140	1,550	454.73	3.15

6.1.2. Pernos

Cuadro 17: Precarga y torque aplicados a los pernos

Perno	Material	Precarga (N)	Torque (Nm)
M18x1.5x90	Acero de medio carbono grado 8.8	98,775.00	355.59

Cuadro 18: Esfuerzos en pernos y placas

Perno	Esfuerzo cortante puro (MPa)	Esfuerzo de tensión pura (MPa)	Esfuerzo de aplastamiento (MPa)
M18x1.5x90	123.79	91.47	91.86

Cuadro 19: Factores de seguridad en pernos y placas

Pernos		Placas	
Factor de seguridad al corte	Factor de seguridad al aplastamiento	Factor de seguridad a la tensión	Factor de seguridad al aplastamiento
2.67	6.53	5.76	5.77

6.1.3. Pin

Cuadro 20: Esfuerzos en pin y placas

Pin	Esfuerzo cortante puro (MPa)	Esfuerzo de tensión pura (MPa)	Esfuerzo de aplastamiento (MPa)
1 1/8"x4 3/4"	196.48	79.89	231.47

Cuadro 21: Factores de seguridad en pin y placas

Pin		Placas	
Factor de seguridad al corte	Factor de seguridad al aplastamiento	Factor de seguridad a la tensión	Factor de seguridad al aplastamiento
1.61	2.74	6.63	2.29

6.1.4. Soldadura

Cuadro 22: Esfuerzo y factor de seguridad en soldaduras

Electrodo	Esfuerzo permisible (MPa)	Esfuerzo Von Mises (MPa)	Factor de seguridad
E12018-G	442.2	164.85	2.68

6.2. Resultados del análisis de elementos finitos

Cuadro 23: Resumen de resultados relevantes en la simulación

Componentes	Esfuerzo equivalente máximo (MPa)	Deformación máxima (mm)	Factor de seguridad mínimo
Sistema de extracción	714.59	2.43	1.15
Gancho	714.59	2.43	2.00
Pernos	574.77	1.16	1.15
Pin	287.30	0.12	2.21
Placas unión	287.55	1.31	1.84

Figura 36: Esfuerzo equivalente de Von Mises en el sistema de extracción

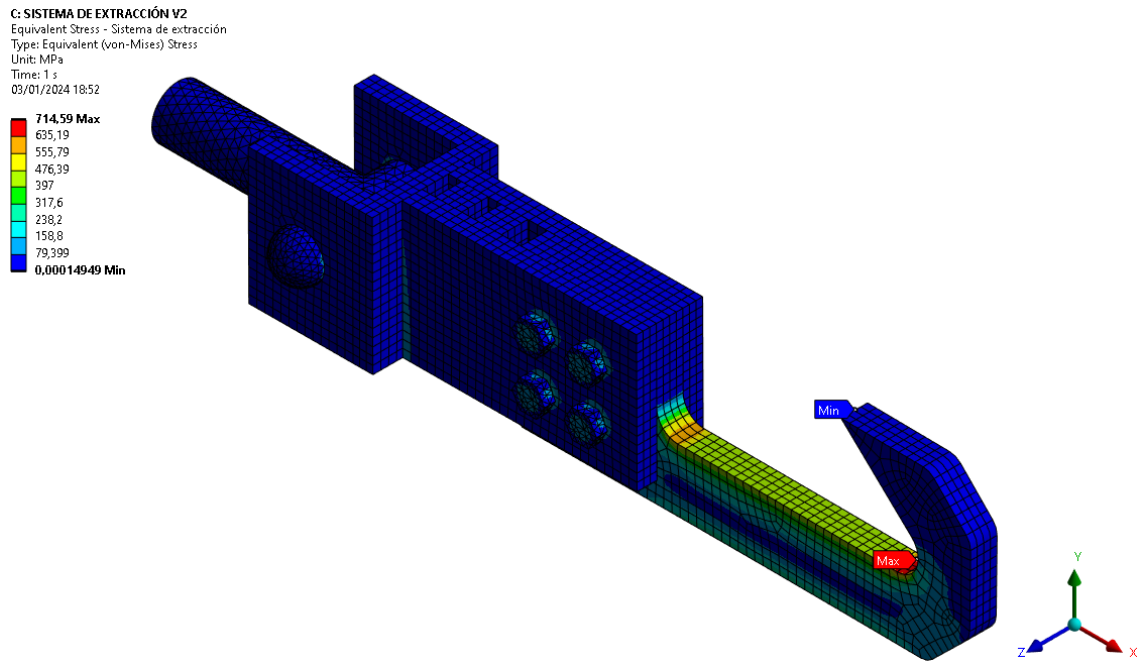


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc.

Figura 37: Deformación total en el sistema de extracción

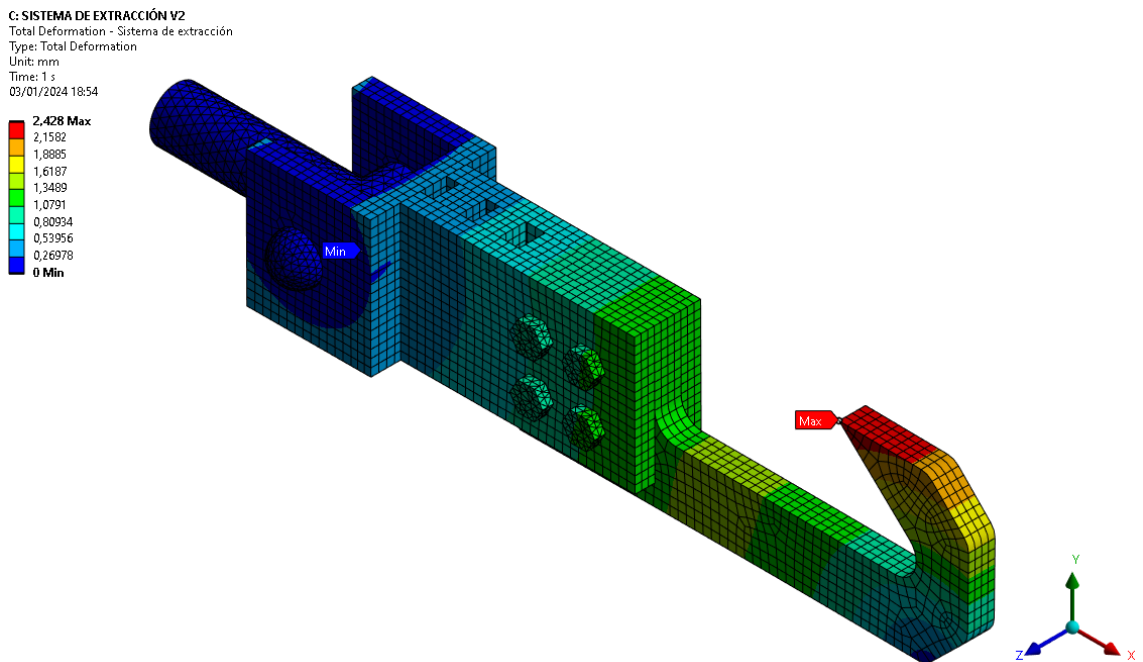


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc.

Figura 38: Factor de seguridad en el sistema de extracción

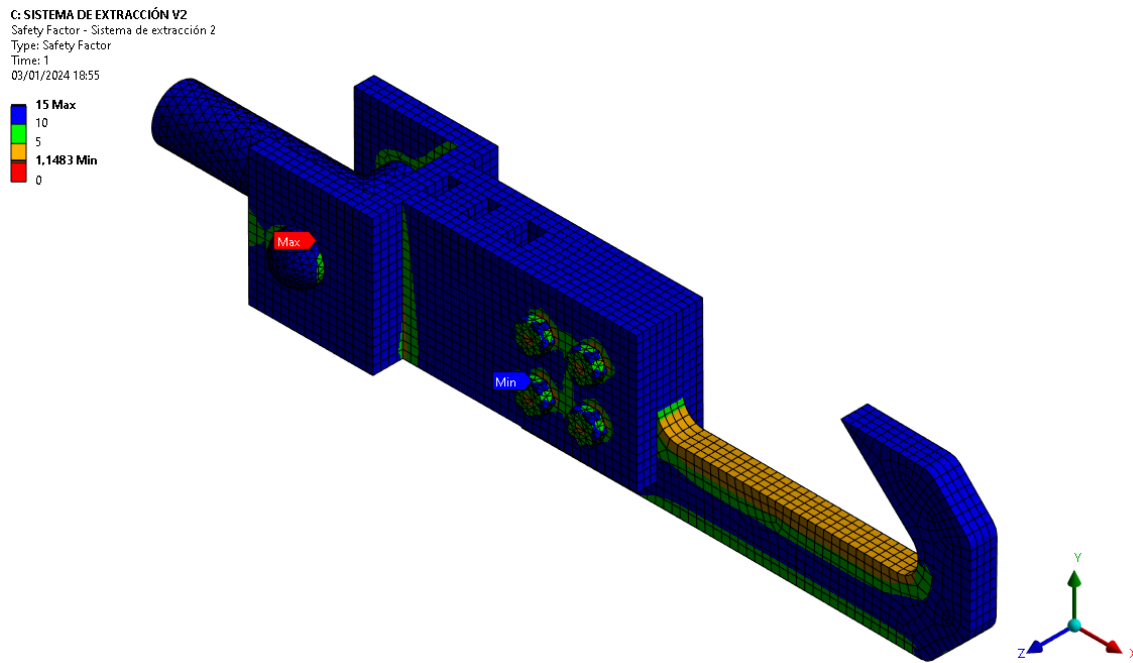


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc.

Figura 39: Esfuerzo equivalente de Von Mises en el gancho

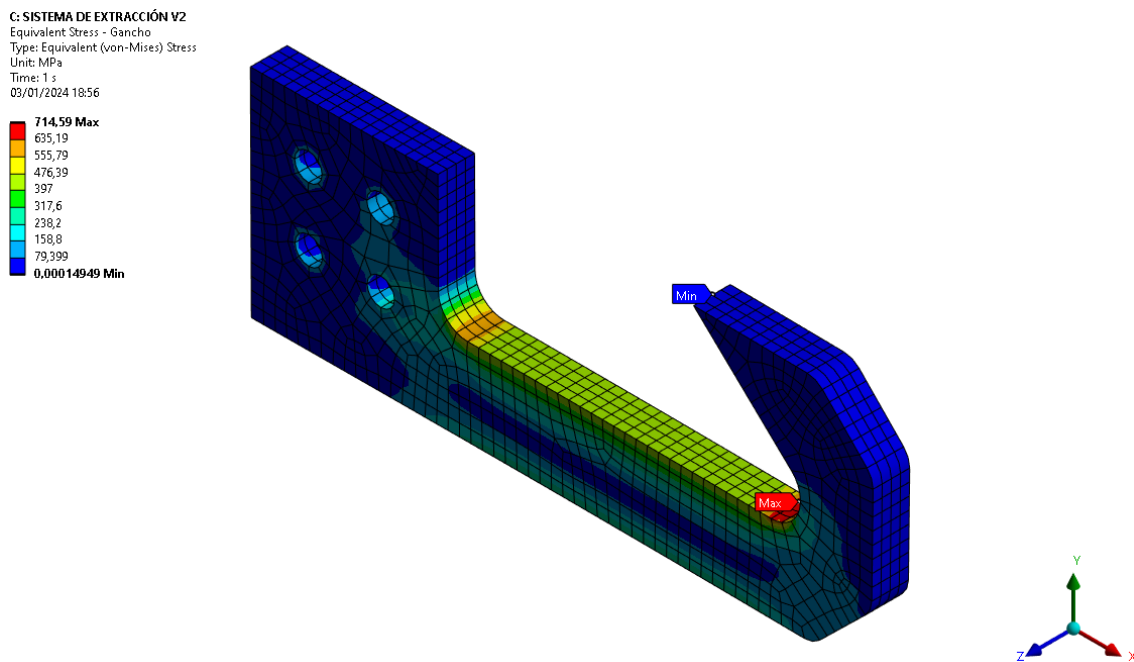


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc.

Figura 40: Factor de seguridad en el gancho

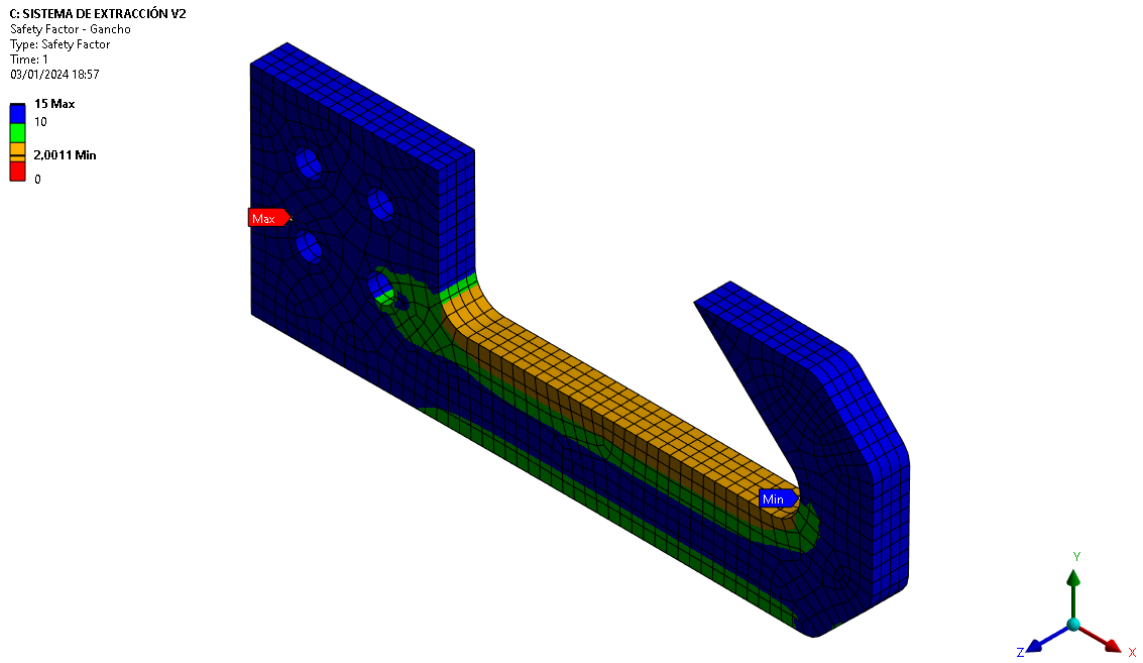


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc.

Figura 41: Factor de seguridad en los pernos

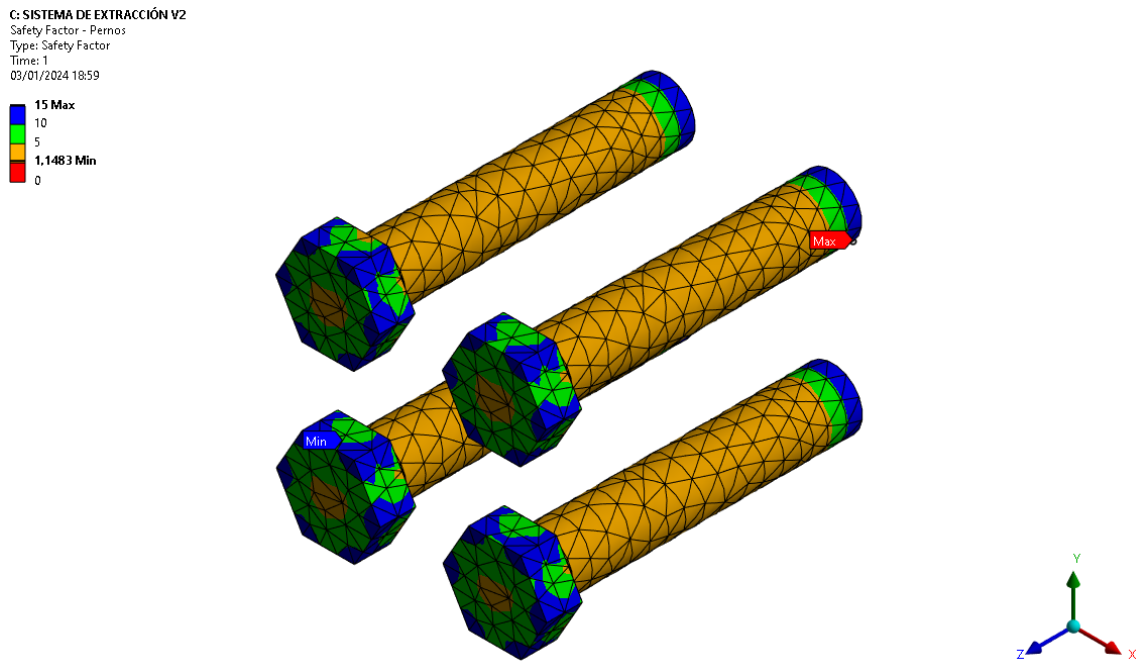


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc.

Figura 42: Factor de seguridad en el pin

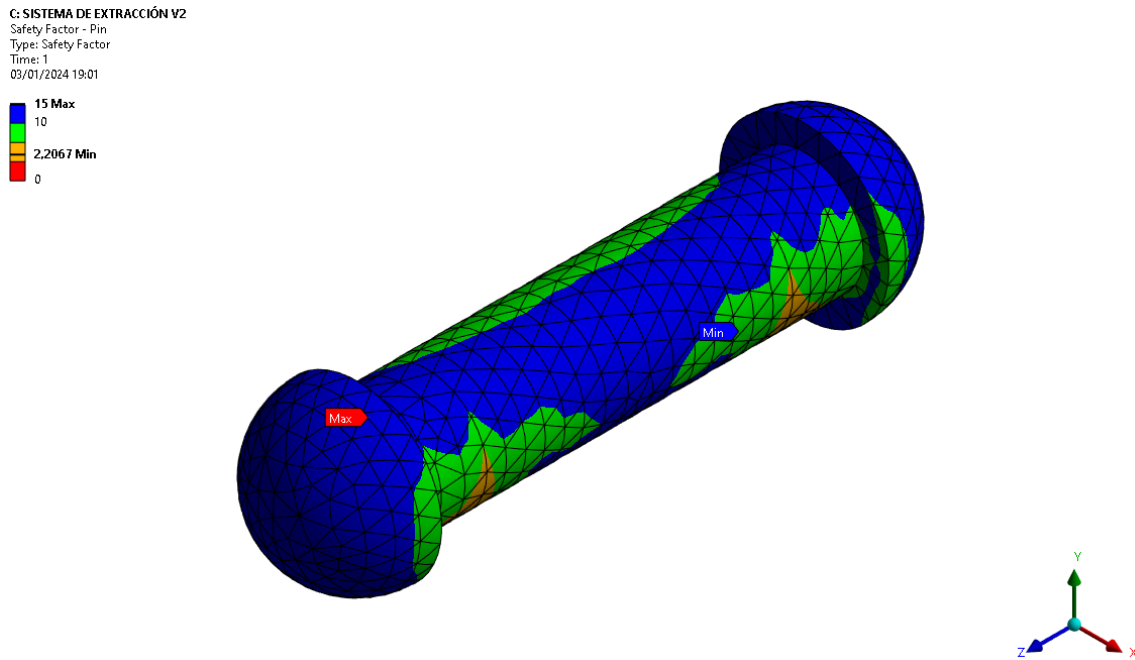


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc.

Figura 43: Factor de seguridad en la unión cilindro-gancho

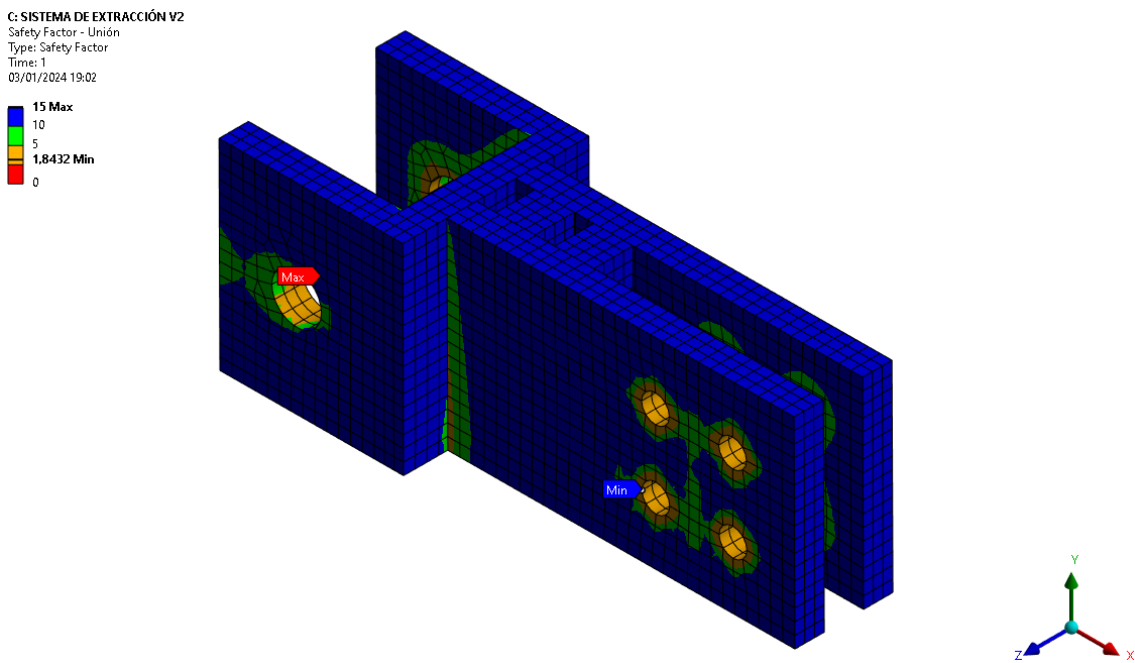


Imagen utilizada por cortesía de ANYS, Inc.

6.3. Cotización

Cuadro 24: Cotización final del módulo de extracción y potencia

Sistema hidráulico						
Componente	Descripción	Proveedor	Un.	Precio u. (\$)	Total (\$)	Total (Q)
Cilindro hidráulico	Wolverine Prince Mfg WWXT4036-S	Surplus Center	1	\$530.55	\$530.55	Q4,138.29
Bomba hidráulica	0.61cu in Dynamic GPF2010PA	Surplus Center	1	\$152.35	\$152.35	Q1,188.33
Motor	Motor trifasico 10hp 4p 213/5t WEG	Novex	1	\$826.93	\$826.93	Q6,450.00
Acople	Acople motor	WEG	1	\$25.53	\$25.53	Q199.14
Mangueras de succión	Manguera 1/2 x 18"	Llamasa	1	\$8.98	\$8.98	Q70.00
Mangueras de retorno	Manguera 3/8 x 18"	Llamasa	1	\$7.06	\$7.06	Q55.00
Mangueras de presión	Manguera 1/4 x 12"	Llamasa	1	\$5.13	\$5.13	Q40.00
Mangueras de presión	Manguera 1/4 x 48"	Llamasa	2	\$14.75	\$29.49	Q230
Placas tanque	Lámina de acero inoxidable 1/8"4x8 ft	Grupo AP	1	\$455.87	\$455.87	Q3,555.80
Tapón de llenado	Tapón de llenado y respiradero	Surplus Center	1	\$16.00	\$16.00	Q124.80
Filtro succión	Filtro de succión aceite 1-1/2"16 GPM	Surplus Center	1	\$27.25	\$27.25	Q212.55
Filtro retorno	Filtro de retorno aceite 3/8"7 GPM	Surplus Center	1	\$28.90	\$28.90	Q225.42
Indicador nivel	Indicador del nivel con termómetro 5"	Surplus Center	1	\$22.10	\$22.10	Q172.38
Cubierta limpieza	Cubierta de limpieza de 5"	Surplus Center	2	\$30.46	\$60.92	Q475.18
Tapón drenaje	Tapón de drenaje magnético 1/2"	Surplus Center	1	\$4.30	\$4.30	Q33.54
Conductos	Tubo de acero inoxidable 1"	Grupo AP	1	\$40.72	\$40.72	Q317.56
Conexiones	Bushing acero inoxidable 3/4 x 1/2	Novex	1	\$1.29	\$1.29	Q10.00
Conexiones	Bushing acero inoxidable 1/2 x 1/4	Novex	2	\$0.90	\$1.80	Q14.00
Conexiones	Bushing acero inoxidable 1/2 x 3/8	Novex	1	\$1.03	\$1.03	Q8.00
Conexiones	Niple acero inoxidable 1/4 x 2	Novex	2	\$1.54	\$3.08	Q24.00
Conexiones	Niple acero inoxidable 1/4 x 3	Novex	1	\$2.06	\$2.06	Q16.00
Conexiones	Niple acero inoxidable 1/4 x 5	Novex	1	\$3.21	\$3.21	Q25.00
Conexiones	Tee acero inoxidable 1/4	Novex	2	\$1.93	\$3.85	Q30.00
Conexiones	Tee acero inoxidable 3/8	Novex	1	\$2.57	\$2.57	Q20.00

Conexiones	Codo acero inoxidable 1/4	Novex	1	\$2.18	\$2.18	Q17.00
Conexiones	Codo acero inoxidable 3/8	Novex	2	\$2.57	\$5.13	Q40.00
Aceite hidráulico	Shell Tellus S2 V46 20 lit	Shell	3	\$138.00	\$414.00	Q3,229.20
Válvula direccional	Electroválvula 4/3 D03	Surplus Center	1	\$53.41	\$53.41	Q416.60
Válvula de alivio	Válvula de alivio 1500-3000 psi	Surplus Center	1	\$76.30	\$76.30	Q595.14
Otros	Manómetro 5000 psi 2.5"	Surplus Center	1	\$16.70	\$16.70	Q130.26
				Subtotal	\$2,828.61	Q22,063.18

Sistema de extracción

Componente	Descripción	Proveedor	Un.	Precio u. (\$)	Total (\$)	Total (Q)
Gancho	Placa acero AISI 4140 1"4X8 FT	TecniAceros	1	\$1,663.85	\$1,663.85	Q12,978.00
Unión cilindro-gancho	Placa acero AISI 1045 3/4"	TecniAceros	1	\$685.47	\$685.47	Q5,346.67
Pernos	Perno hexagonal clase 8.8 M18 x 90	La Casa del Tornillo	4	\$9.56	\$38.22	Q298.08
Tuercas	Tuerca M18 X 1.5	La Casa del Tornillo	4	\$1.98	\$7.92	Q61.76
Aranderlas	Arandela ST 18 - 140 HV	La Casa del Tornillo	8	\$1.05	\$8.36	Q65.20
Pin	Pin acero carbono 1 1/8"x 4 3/4"	La Casa del Tornillo	1	\$11.19	\$11.19	Q87.26
				Subtotal	\$2,415.00	Q18,836.97

Sistema de control

Componente	Descripción	Proveedor	Un.	Precio u. (\$)	Total (\$)	Total (Q)
PLC	Siemens LOGO 230RCE Logic Module	EGENSA	1	\$284.49	\$284.49	Q2,219.00
Botón de encendido	Pulsador momentáneo verde NO	La Electrónica	1	\$6.29	\$6.29	Q49.00
Botón de apagado	Pulsador momentáneo rojo NO	La Electrónica	1	\$6.29	\$6.29	Q49.00
Botón de emergencia	Switch giratorio rojo	La Electrónica	1	\$6.29	\$6.29	Q49.00
Luces piloto	Luz piloto LED de 22mm	La Electrónica	2	\$5.00	\$10.00	Q78.00
Palanca	Interruptor de palanca 3 posiciones	La Electrónica	1	\$10.75	\$10.75	Q83.85
Variador de frecuencia	Variador de frecuencia	Ket Plus	1	\$207.95	\$207.95	Q1,622.00
Cables	Cables para conexión PLC	Celasa	3	\$0.65	\$1.93	Q15.00
				Subtotal	\$533.96	Q4,164.85
				TOTAL	\$5,777.56	Q45,064.99
				TOTAL + ESTRUCTURA	\$7,776.83	Q60,659.30

Análisis de resultados o discusión

El presente proyecto se enfocó en el diseño de una máquina encargada de extraer el alambre para neumáticos usados, con el fin de brindar una manera segura y eficiente de reciclar y reutilizar estos componentes. Los resultados de los análisis teóricos y la simulación de elementos finitos fueron esenciales para evaluar el rendimiento de la máquina, específicamente el sistema de extracción. Estos resultados mostraron que el sistema cuenta con factores de seguridad significativos en los componentes esenciales como el gancho, pernos y soldaduras. Estos factores de seguridad son indicativos de la confiabilidad y solidez del diseño elaborado.

Los análisis teóricos proporcionaron una visión inicial y global del rendimiento del sistema de extracción. Los factores de seguridad calculados para los componentes demuestran la capacidad para soportar no solo las cargas esperadas, sino que inclusive las cargas máximas posibles que se podrían provocar en la máquina. Se determinó que el gancho tiene un factor de seguridad de 3.15, lo que indica que está diseñado para manejar las cargas con un margen de seguridad significativo. Es importante destacar que, para los cálculos teóricos determinados en el gancho, se realizaron varias simplificaciones y suposiciones generales lo que podría significar una reducción de su rendimiento en situaciones reales.

Del mismo modo, los pernos presentaron factores de seguridad de 2.67 al corte y 6.53 al aplastamiento, lo que sugiere que son capaces de resistir las fuerzas aplicadas durante la extracción del alambre. El pin del cilindro muestra un factor de seguridad de 1.61 al corte y 2.74 al aplastamiento, lo que indica que también es capaz de soportar las cargas, aunque con un margen de seguridad menor en comparación con otros componentes. Las soldaduras en las uniones presentan factores de seguridad de 2.68. Todos estos resultados demuestran que los elementos analizados son capaces de mantener su integridad estructural bajo la carga según los factores de seguridad mínimos requeridos en la máquina.

En cuanto a los resultados del análisis de elementos finitos, éstos proporcionaron una evaluación más detallada y precisa del rendimiento del sistema bajo condiciones más realistas.

tas. Se identificó que los esfuerzos máximos y los factores de seguridad se mantienen dentro de rangos aceptables. Sin embargo, se denota justamente lo que se discutió anteriormente; un aumento en los esfuerzos y una disminución en algunos factores de seguridad debido a las simplificaciones implementadas. El gancho en la simulación presenta un esfuerzo equivalente de 714.59 MPa, representando un aumento del 57% en comparación con los cálculos teóricos. Asimismo, el factor de seguridad en este elemento tiene una disminución del factor de seguridad de 3.15 a 2. No obstante, aún se tiene un factor de seguridad bastante conservador considerando que se simuló para una fuerza más alta de la esperada durante la extracción de alambres.

En el modelo simulado, se observa que el factor de seguridad más bajo ocurre en los pernos, con un valor de 1.15 (Ver Figura 41). Este resultado está por debajo del criterio mínimo deseado de 1.6. En este caso, esta situación fue estratégicamente aceptada basada en que los pernos serían los componentes de sacrificio del sistema. A diferencia del gancho, placas y soldaduras; los pernos se podrían considerar elementos cuyo reemplazo es relativamente sencillo, rápido y económico. Se tomó esta medida para asegurar que, si el sistema llegara a situaciones extremas, ya sea uno o varios pernos sean los primeros en ceder. Esta acción no solo previene posibles daños en componentes críticos como el gancho y el cilindro hidráulico, sino que también mitiga el riesgo de una falla catastrófica en el sistema. En este escenario la ruptura de los pernos podría ofrecer una forma controlada de preservar el equipo más valioso, protegiendo así la integridad del sistema en conjunto y, por consiguiente, garantizando la seguridad de los operadores. Por otro lado, el pin muestra un factor de seguridad más alto, alcanzando un valor de 2.21 en la simulación.

Un resultado de suma importancia es la deformación total máxima con la cual se obtuvo un valor de 2.43 mm y se identificó que se da en el gancho encargado de la extracción. Esto representa un resultado favorable ya que se cumple con los requisitos de diseño. No obstante, esta deformación puede parecer un poco alta ya que con el tiempo puede representar una deformación significativa en el gancho. A pesar de esto, se debe tener en mente que la simulación fue ejecutada con el escenario más crítico que puede ocurrir, por lo que en la realidad esta deformación es probable que sea significativamente menor a la obtenida.

La determinación del costo total de los materiales y componentes del sistema de extracción proporciona información valiosa para la planificación del presupuesto. Las cotizaciones realizadas indican que el proyecto se mantiene dentro de los límites presupuestarios establecidos. Sin embargo, es importante mencionar que no se incluyó el costo de la mano de obra ni los costos de importación de los elementos. Considerando que muchas máquinas ya existentes con la misma funcionalidad se pueden encontrar en un rango de 10,000 hasta 17,000 dólares, y el costo estimado para los componentes y materiales de la máquina es de 7,777 dólares, se puede establecer que se tiene un buen margen para absorber los costos de mano de obra e importación.

Los resultados obtenidos demuestran que el diseño del sistema de extracción de alambre para neumáticos usados fue exitoso y cumple con los requisitos planteados. Con la documentación técnica proporcionada, los análisis teóricos y de elementos finitos realizados, se permitirá la replicación y optimización del diseño de la máquina en futuras iteraciones. Este proyecto plantea las bases necesarias para la implementación exitosa de una máquina extractora de alambre en un entorno de reciclaje, contribuyendo así a la gestión sostenible de neumáticos usados y al aprovechamiento de sus recursos.

1. Se logró diseñar y seleccionar todos los componentes necesarios para el sistema de extracción y potencia de una máquina extractora de alambre para neumáticos usados. Sin embargo, no se pudo fabricar la máquina debido a limitaciones financieras y falta de apoyo por parte de patrocinadores.
2. Se integró satisfactoriamente el sistema de extracción a la estructura de la máquina para realizar las pruebas y simulaciones de funcionamiento.
3. Se diseñó una unidad hidráulica capaz de brindar la potencia necesaria para extraer los alambres dentro de los neumáticos, con una capacidad de generar una fuerza máxima de hasta 126 kN.
4. Se logró simular y analizar los esfuerzos del sistema de extracción mediante el *software* de análisis de elementos finitos *ANSYS, Inc.*, estableciendo un factor de seguridad mínimo de 1.15 y una deformación máxima de 2.43 mm.
5. Se pudo definir las dimensiones generales de la máquina extractora de alambre para neumáticos mediante el uso del *software* Autodesk Inventor Professional (®).
6. Se proporcionó un juego de planos completo con un listado de todas las partes que componen a la máquina extractora de alambre para neumáticos usados.
7. Se logró plantear las conexiones y programación necesaria para el funcionamiento del sistema de control de la máquina.
8. Se estableció un costo estimado para la máquina de \$7,776.83. Este costo abarca únicamente los componentes y materiales del sistema de extracción, potencia, control y estructura. No incluye los costos adicionales de manufactura e importación.

Recomendaciones

1. Llevar a cabo pruebas experimentales utilizando una gran variedad de muestras de caucho de neumáticos para obtener una estimación más precisa de la resistencia y fuerza de extracción necesaria para remover los alambres.
2. Elaborar un manual de mantenimiento para cada uno de los elementos que conforman la unidad hidráulica con el fin de garantizar la durabilidad y eficiencia de la máquina a largo plazo.
3. Realizar un análisis de transferencia de calor en la unidad hidráulica para considerar la incorporación de un intercambiador de calor.
4. Evaluar la factibilidad de implementar un sistema de elevación mediante otro cilindro hidráulico para permitir posicionar el neumático en el gancho de manera más sencilla y ergonómica para el operador.
5. Realizar un análisis de costos de todos los materiales y componentes involucrados en el sistema de extracción y potencia para identificar oportunidades de reducir los gastos.

- 0.48 cu in Dynamic GPF2008PA Hydraulic Pump. (s/f). Surpluscenter.com. Consultado el 31 de julio de 2023, desde <https://www.surpluscenter.com/Hydraulics/Hydraulic-Pumps/Gear-Pumps/0-48-cu-in-Dynamic-GPF2008PA-Hydraulic-Pump-9-7788-D.axd>
- 4x36x2 DA Hydraulic Cylinder. (s/f). Surpluscenter.com. Consultado el 5 de julio de 2023, desde <https://www.surpluscenter.com/Hydraulics/Hydraulic-Cylinders/Double-Acting-Hydraulic-Cylinders/4x36x2-DA-Hydraulic-Cylinder-Wolverine-by-Prince-Mfg-WWXT4036-S-9-8775-36.axd>
- Beer, F., & Johnston, E. R. (2016). *Mecánica Vectorial para Ingenieros, Estática* (11va Edición). Ed. McGraw-Hill.
- Bolton, W. (2019). *Mecatrónica: Sistemas de Control Electromecánicos*. Pearson.
- Brown, A. (2017). *Handbook of Lubrication and Tribology: Volume II: Theory and Design* (3rd). CRC Press.
- Budynas, R. G., & Nisbett, K. J. (2011). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (9a edición). McGraw Hill Higher Education.
- Chen, Y., Guo, Y., & Yu, H. (2019). Study on the multi-objective optimization of the swash plate angle for a hydraulic piston pump. *Applied Sciences*, 9(15), 3152.
- Chipperfield, K. A., & Vance, J. M. (2008). Stiffness testing of hydraulic hoses, 283-287. <https://doi.org/10.1115/DETC2002/DAC-34067>
- CONAE. (2021). Manual de Información Técnica de Neumáticos.
- Craig, J. J. (2005). *Introduction to Robotics: Mechanics and Control*. Pearson.
- Daniel, R., & Paulus, T. (2019). Chapter 11 - Introduction to Gate Drives. En R. Daniel & T. Paulus (Eds.), *Lock Gates and Other Closures in Hydraulic Projects* (pp. 705-784). Butterworth-Heinemann. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-809264-4.00011-2>
- Dick, J. S. (2020). *Rubber Technology: Compounding and Testing for Performance* (3rd edition). Hanser Publications.
- Dynamic Fluid Components, Inc. (s/f). *Dynamic Fluid Components*. Consultado el 10 de julio de 2023, desde <http://www.dynamicfc.com/>

- Eco Green Equipment. (2021). *Cómo el asfalto engomado está cambiando nuestras carreteras*. Consultado el 22 de abril de 2021, desde <https://ecogreenequipment.com/es/how-rubberized-asphalt-is-changing-our-roads/>
- Evans, C. W. (1980). Testing requirements for hydraulic hose. *Polymer Testing*, 1(1), 39-49. [https://doi.org/10.1016/0142-9418\(80\)90025-2](https://doi.org/10.1016/0142-9418(80)90025-2)
- Federal Highway Administration [FHWA]. (2014, septiembre). The use of recycled tire rubber to modify asphalt binder and mixtures.
- Fragassa, C., & Ippoliti, M. (2016). TECHNOLOGY ASSESSMENT OF TIRE MOULD CLEANING SYSTEMS AND QUALITY FINISHING. *International Journal for Quality Research*, 10(3), 24. <https://doi.org/10.18421/IJQR10.03-06>
- Gallardo, J. J., & Helguero, M. (2013). Diseño de una Máquina Destalonadora de Neumáticos. *Universidad ESPOL, Profesor de ESPOL*, 1(1), 8. <https://docplayer.es/14518916-Disen-de-una-maquina-destalonadora-de-neumaticos.html>
- Gomide, E. R., & Fonseca, C. M. (2020). An experimental study on hydraulic hoses working pressure. *International Journal of Fluid Power*, 21(2), 99-105.
- González, M., & Ocampo, V. (2018). *DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA DESTALONAR LLANTAS* [Tesis doctoral, Universidad de America].
- GRUPO AP. (2015). *GRUPO AP*. <https://www.grupoap.com.gt:8011/>
- How to read tire date codes. (s.f.). Consultado el 25 de marzo de 2022, desde <https://danthetireman.com/blog/article/how-to-read-tire-date-codes-what-do-tire-dot-numbers-mean>
- Hydraulic Cylinders*. (s/f). Surpluscenter.com. Consultado el 5 de julio de 2023, desde <https://www.surpluscenter.com/Hydraulics/Hydraulic-Cylinders/>
- Hyvärinen, J., Karlsson, M., & Zhou, L. (2020). Study of concept for hydraulic hose dynamics investigations to enable understanding of the hose fluid–structure interaction behavior. *Advances in Mechanical Engineering*, 12(4), 1687814020916110. <https://doi.org/10.1177/1687814020916110>
- Jain, S. C. (2017). *Hydraulic Machines: Turbines and Pumps*. PHI Learning Pvt. Ltd.
- Johnson, R. (2019). *Modern Tribology Handbook* (2nd). CRC Press.
- Jones, P. (2020). *Handbook of Petroleum Processing*. CRC Press.
- Junny. (2018, enero). Cilindros hidráulicos, todo lo que debe saber sobre este mecanismo. Consultado el 26 de marzo de 2022, desde <https://myghidraulica.com/cilindros-hidraulicos/>
- Kadhem, A., Enad, M., & Yasir, A. (2018). STUDY THE EFFECT OF STEEL WIRES PRE-TENSION ON THE BENDING AND ADHESION PROPERTIES OF BEAD PLY IN RUBBER TIRES. *Kufa Journal of Engineering*, 9, 52-65. <https://doi.org/10.30572/2018/kje/090305>
- Košťal, P., Krmela, J., Frydryšek, K., & Ružiak, I. (2012, agosto). *The chosen aspects of materials and construction influence on the tire safety*. IntechOpen. <https://doi.org/10.5772/48181>
- Kruželák, J., Sýkora, R., & Hudec, I. (2016). Sulphur and peroxide vulcanisation of rubber compounds – overview. *Chemical Papers*, 70(12), 1533-1555. <https://doi.org/doi:10.1515/chempap-2016-0093>
- Llamasa. (2020, septiembre). *Llamasa - Mangueras Industriales, Bandas y Accesorios*. <https://llamasa.com/>
- Llantera Moya. (s/f). *Partes del neumático*. Consultado el 19 de junio de 2023, desde <https://llanteramoya.com/partes-del-neumatico/>

- Loya, B., & Pradhan, G. (2016). Different types of tyres used under different operating conditions. *International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering*, 3(2), 5.
- LunchBox Sessions. (s/f). *Introduction to hydraulic pumps*. Consultado el 19 de junio de 2023, desde <https://www.lunchboxsessions.com/materials/fixed-variable-displacement-pumps/introduction-to-hydraulic-pumps-lesson>
- Novex. (s/f). *Motor Trifásico 10HP 4P 213/5T Cerrado WEG*. Consultado el 8 de octubre de 2023, desde <https://www.novex.com.gt/producto/113007/motor-trifasico-10hp-4p-213-5t-cerrado-weg.html>
- Oulimachine. (2021). *Rubber Mixing Mill, Rubber Kneader, Rubber Vulcanizing Machine - Ouli*. <https://www.oulimachine.com/>
- Parker. (s/f-d). Parker. Consultado el 12 de julio de 2023, desde <https://www.parker.com/us/en/home.html>
- Parker Industrial Hose Catalogue. (s/f). Parker. Consultado el 12 de julio de 2023, desde https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Polymer-Hose-Division-Europe/Catalogs/4401_Industrial-Hose/Parker-Industrial-Hose-Catalogue-CAT_4401_UK.pdf
- Prince, 4x36. (s/f). Baileyhydraulics.com. Consultado el 5 de julio de 2023, desde <https://www.baileyhydraulics.com/products/hydraulic-cylinders/Brand/Prince/Cylinder-Bore/4/Cylinder-Stroke/36>
- Proverde.com.gt. (2013). *Programa de Recolección de llantas*. <https://proverde.com.gt/index.php/programa-de-recoleccion-de-llantas>
- Sarum Hydraulics. (2014, septiembre). *Hydraulic Hand Pumps*. <https://sarum-hydraulics.co.uk/>
- Serway. (2018). *Physics for Scientists and Engineers*.
- Shell Technical Data Sheet. (s/f). Shell. Consultado el 19 de agosto de 2023, desde <https://www.shell-livedocs.com/data/published/es/2cb70fd0-508e-4396-8339-841d5b9a0811.pdf>
- Shuy, R. W. (1964). Tireworker Terms. *American Speech*, 39(4), 268-277. <http://www.jstor.org/stable/454322>
- Smith, J. (2018). *Handbook of Lubrication and Tribology: Volume II: Theory and Design* (3rd). CRC Press.
- Surplus Center. (s/f). Surpluscenter.com. Consultado el 16 de agosto de 2023, desde <https://www.surpluscenter.com/>
- TireRack. (2021). Tire Size Guide.
- USTMA. (s/f). *Ustires.org*. Consultado el 4 de julio de 2023, desde <https://www.ustires.org/>
- Vyunov, H. (2001). *Method for preparation of wheel tire to salvaging*. (RU2176952C1).
- WANROOETECH. (2020, septiembre). *20-40pcs/h Tire Wire Drawing Machine, Tire Wire Removal Machine, Tire Bead Extractor, Tire Bead Steel Wire Remover*. <https://www.wanrooe.com/tire-wire-drawing-machine/>
- WEG. (s/f). WEG. Consultado el 12 de julio de 2023, desde <https://www.weg.net/institutional/US/es/>
- White, F. M. (2002). *Mecánica de Fluidos*. McGraw-Hill.
- White, M. (2016). *Lubricant Additives: Chemistry and Applications* (3rd). CRC Press.
- Williams, J. (2017). *What can the world do with 1.5 billion waste tires?* Consultado el 29 de junio de 2017, desde <https://earthbound.report/2017/06/29/what-can-the-world-do-with-1-5-billion-waste-tyres/>
- Xinxiang Xinyutian Rubber & Plastic Machinery Co., Ltd. (s/f). *China Alambres de cuentas Separador proveedores, Fabricantes, Fábrica - Bajo Precio - XINYUTIAN*. Consul-

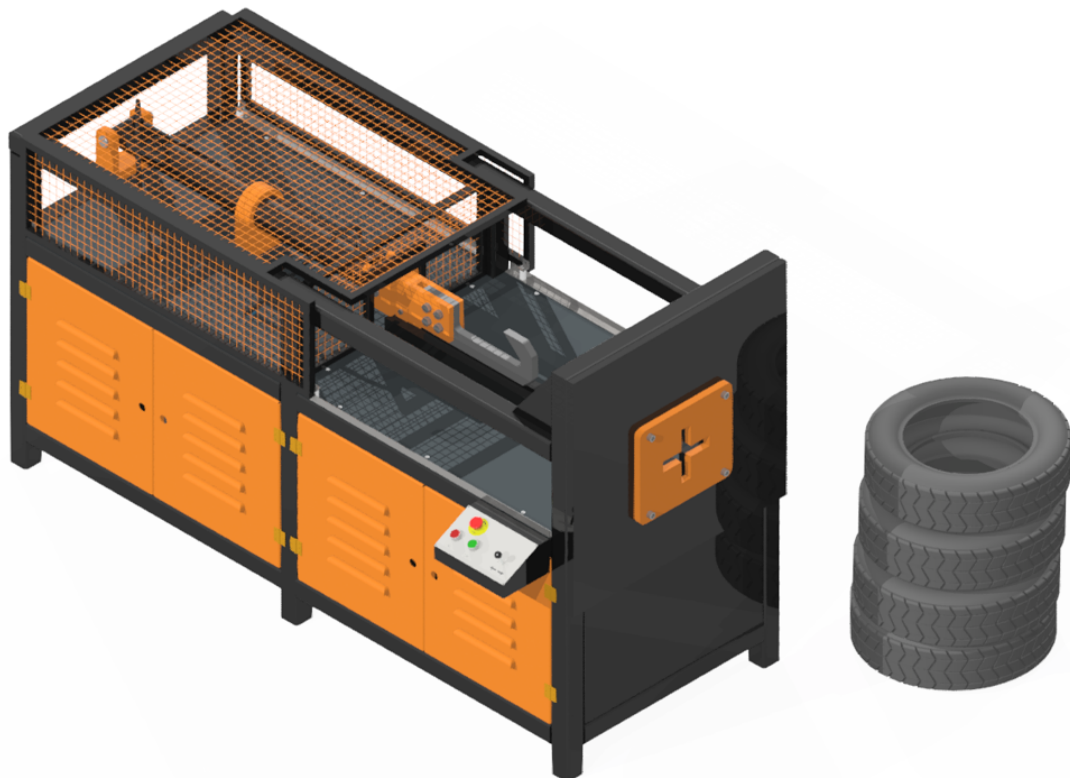
tado el 18 de junio de 2023, desde <https://es.xyt-recycling.com/tire-cutting-system/bead-wires-separator.html>

Yasue, K., & Yamada, Y. (2005). *Method and system for removing metal wires in tire through induction heatin* (US6979384B2).

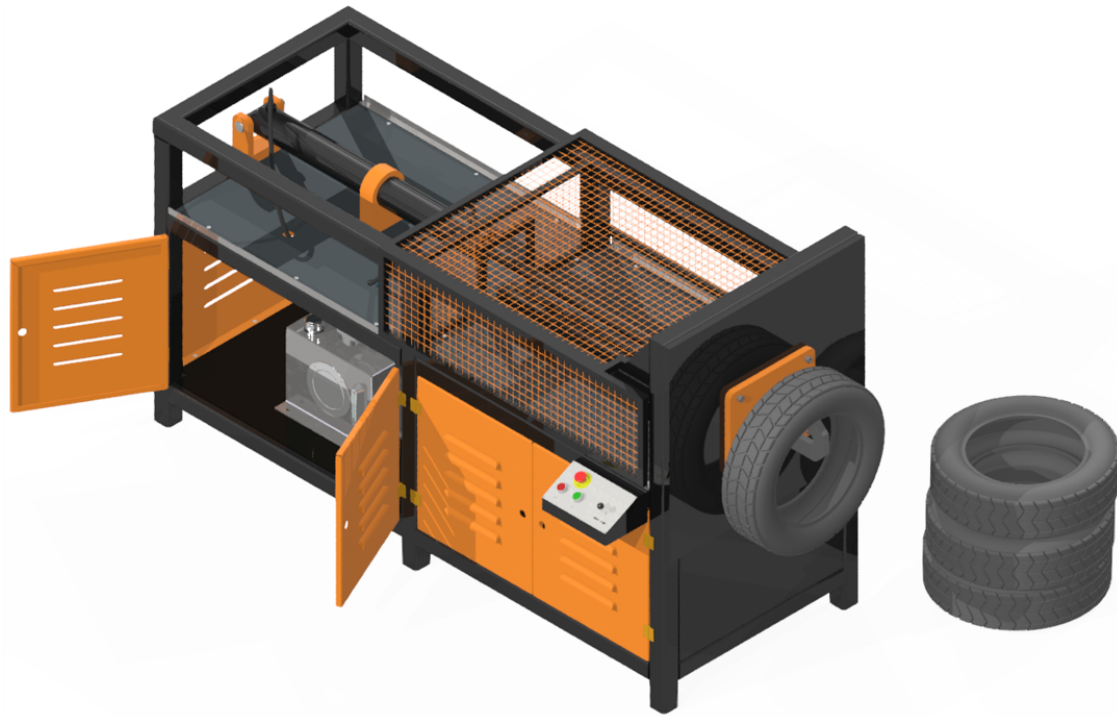
Zhang, P. (2010, enero). Chapter 3 - Sensors and actuators. En P. Zhang (Ed.), *Advanced Industrial Control Technology* (pp. 73-116). William Andrew Publishing. <https://doi.org/10.1016/B978-1-4377-7807-6.10003-8>

11.1. Diseño final de la máquina

Figura 44: Diseño final de la máquina



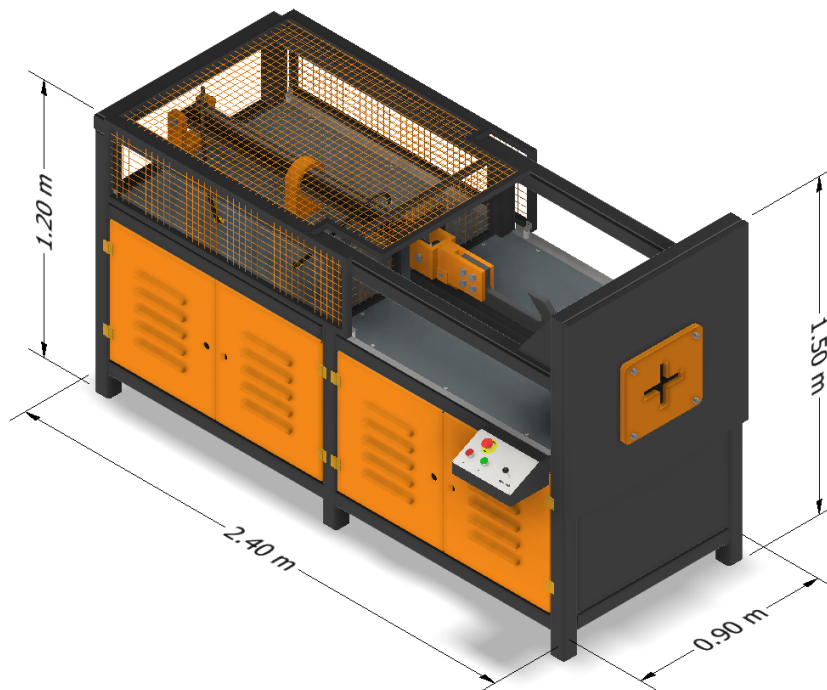
Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.



Captura de pantalla de Autodesk reimprimas por cortesía de Autodesk, Inc.

11.2. Dimensiones generales de la máquina

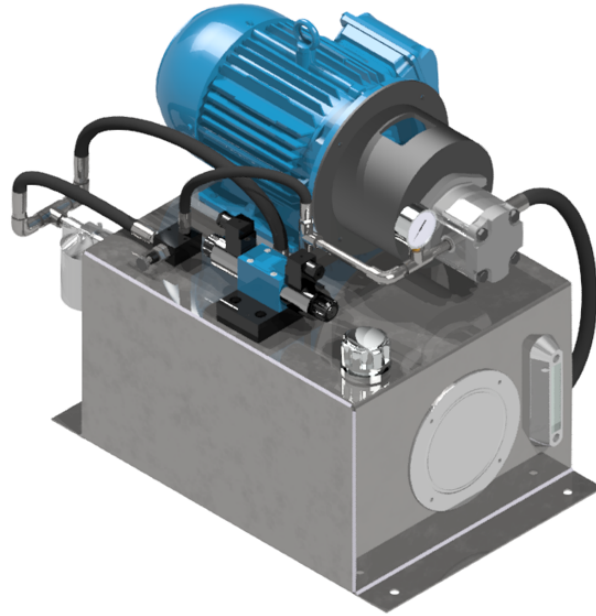
Figura 45: Dimensiones aproximadas de la máquina



Captura de pantalla de Autodesk reimprimas por cortesía de Autodesk, Inc.

11.3. Diseño final del sistema de potencia

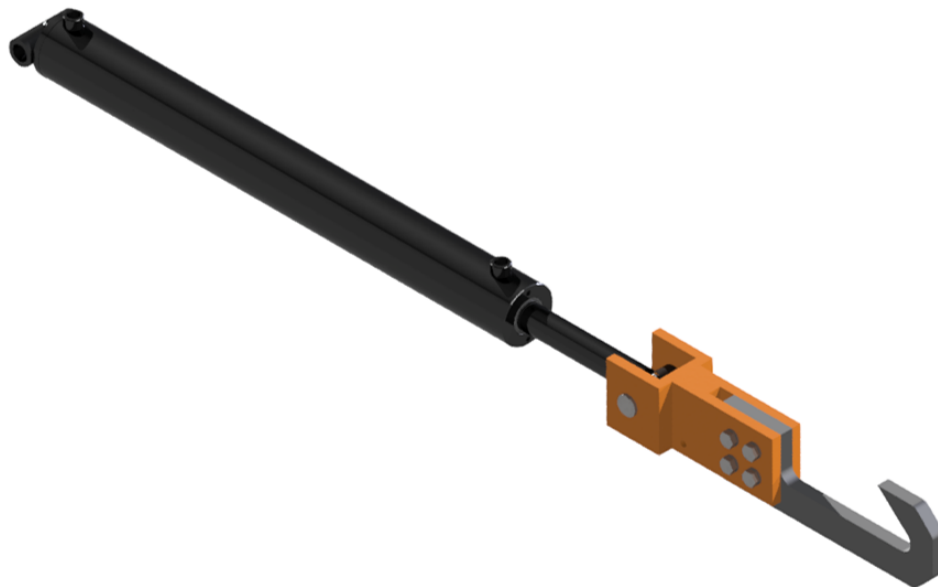
Figura 46: Diseño final de la unidad hidráulica



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

11.4. Diseño final del sistema de extracción

Figura 47: Diseño final del sistema de extracción



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

11.5. Diseño final del sistema de control

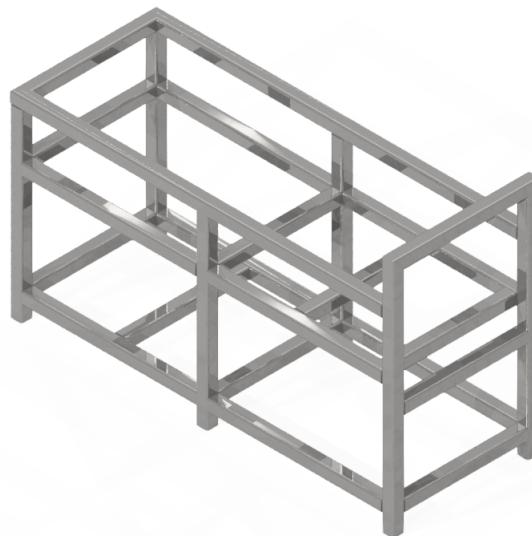
Figura 48: Diseño propuesto del sistema de control



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

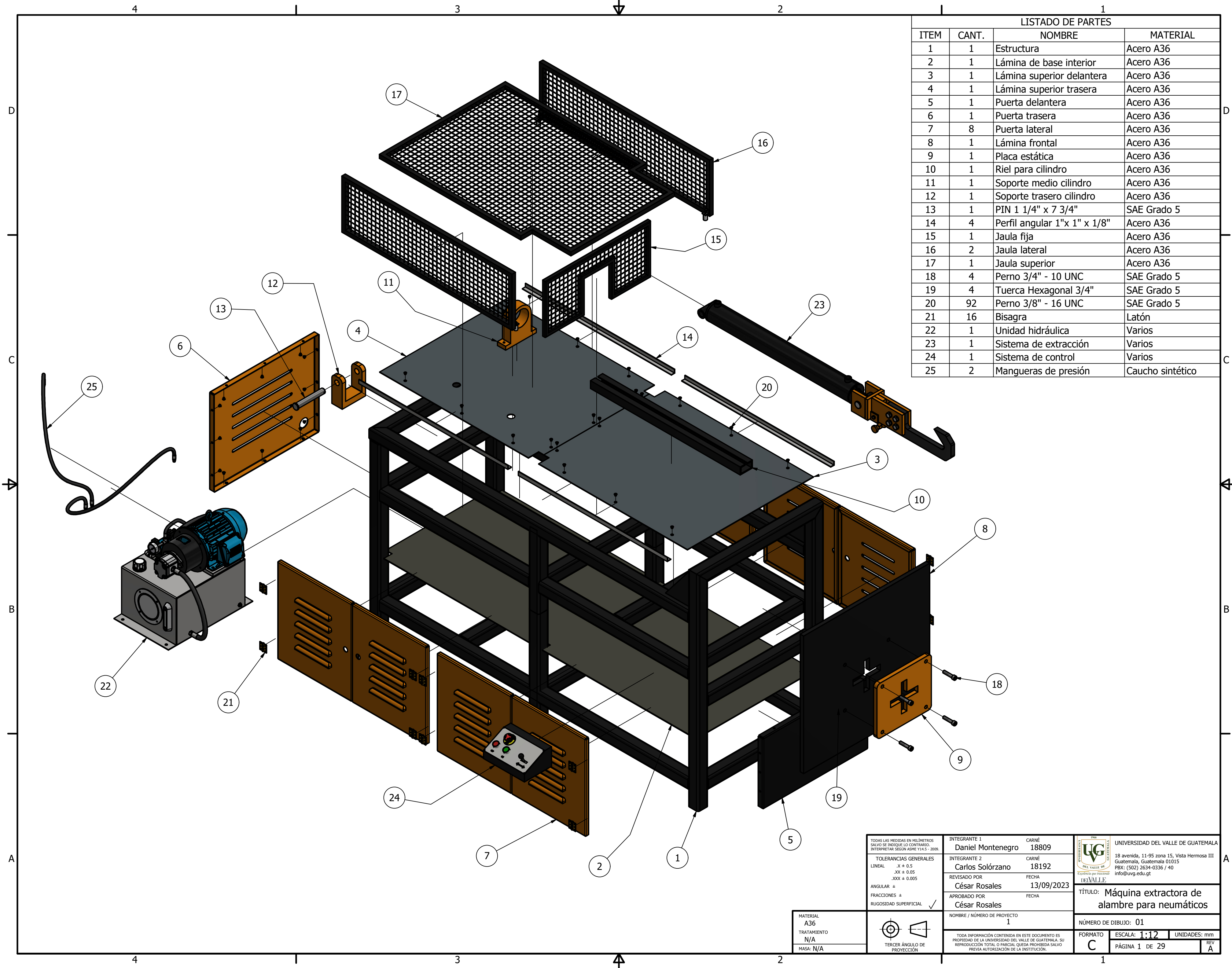
11.6. Diseño final de la estructura

Figura 49: Diseño final de la estructura



Captura de pantalla de Autodesk reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.

11.7. Planos de construcción



LISTADO DE PARTES			
ITEM	CANT.	NOMBRE	MATERIAL
1	1	Estructura	Acero A36
2	1	Lámina de base interior	Acero A36
3	1	Lámina superior delantera	Acero A36
4	1	Lámina superior trasera	Acero A36
5	1	Puerta delantera	Acero A36
6	1	Puerta trasera	Acero A36
7	8	Puerta lateral	Acero A36
8	1	Lámina frontal	Acero A36
9	1	Placa estática	Acero A36
10	1	Riel para cilindro	Acero A36
11	1	Soporte medio cilindro	Acero A36
12	1	Soporte trasero cilindro	Acero A36
13	1	PIN 1 1/4" x 7 3/4"	SAE Grado 5
14	4	Perfil angular 1"x 1" x 1/8"	Acero A36
15	1	Jaula fija	Acero A36
16	2	Jaula lateral	Acero A36
17	1	Jaula superior	Acero A36
18	4	Perno 3/4" - 10 UNC	SAE Grado 5
19	4	Tuerca Hexagonal 3/4"	SAE Grado 5
20	92	Perno 3/8" - 16 UNC	SAE Grado 5
21	16	Bisagra	Latón
22	1	Unidad hidráulica	Varios
23	1	Sistema de extracción	Varios
24	1	Sistema de control	Varios
25	2	Mangueras de presión	Caucho sintético

TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGUN ASME Y14.5 - 2009.

TOLERANCIAS GENERALES	LINIAL	.x ± 0.5 .XX ± 0.05 .XXX ± 0.005
ANGULAR	±	
FRACCIONES	±	
RUGOSIDAD SUPERFICIAL	✓	

INTEGRANTE 1	Daniel Montenegro	CARNÉ	18809
INTEGRANTE 2	Carlos Solórzano	CARNÉ	18192
REVISADO POR	César Rosales	FECHA	13/09/2023
APROBADO POR	César Rosales	FECHA	
NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO	1		

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015
PBX: (502) 2634-0336 / 40
info@uvv.edu.gt

TÍTULO: Máquina extractora de alambre para neumáticos

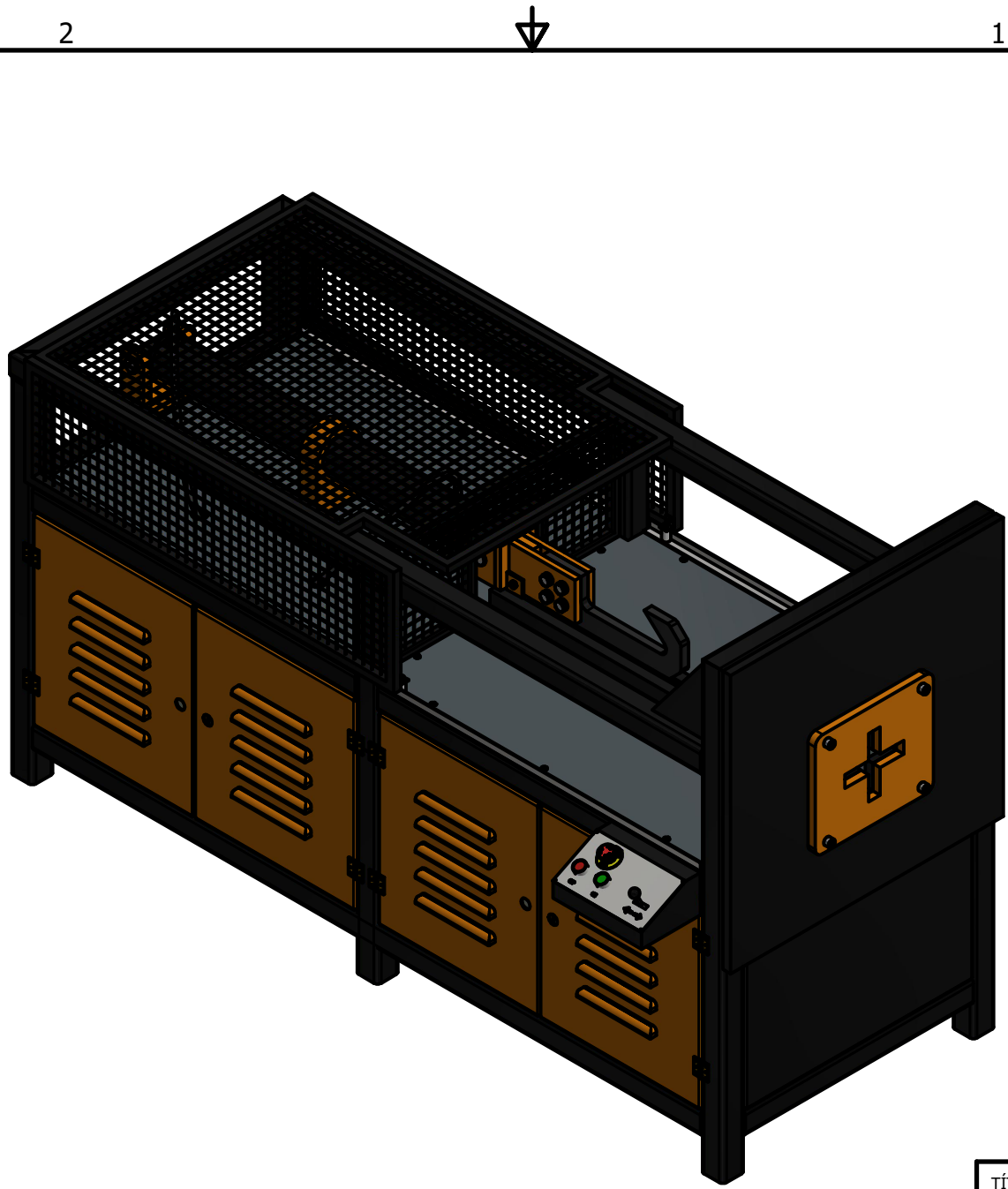
NÚMERO DE DIBUJO: 01

FORMATO: C ESCALA: 1:12 UNIDADES: mm

PÁGINA 1 DE 29 REV A

MATERIAL	A36
TRATAMIENTO	N/A
MASA:	N/A



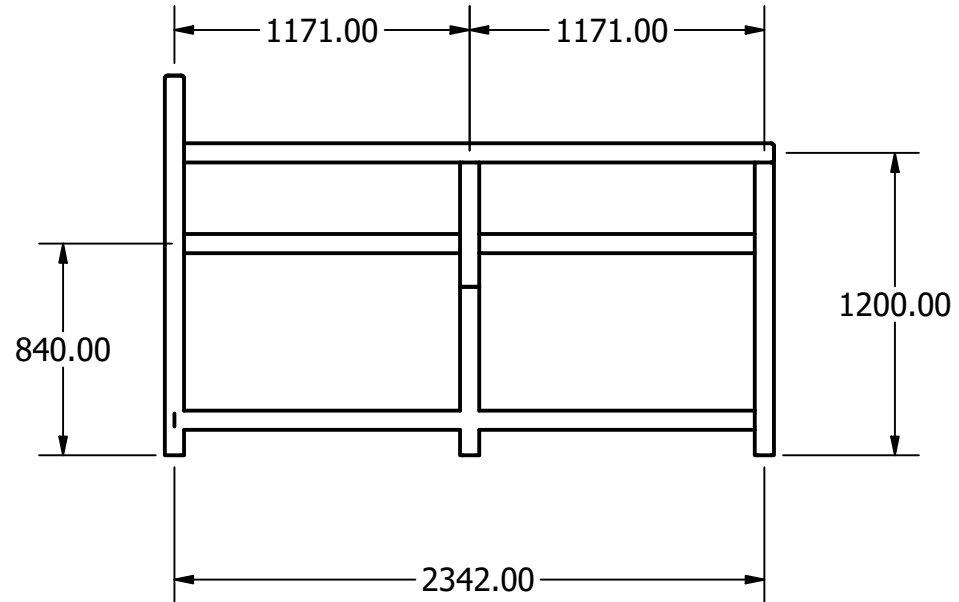
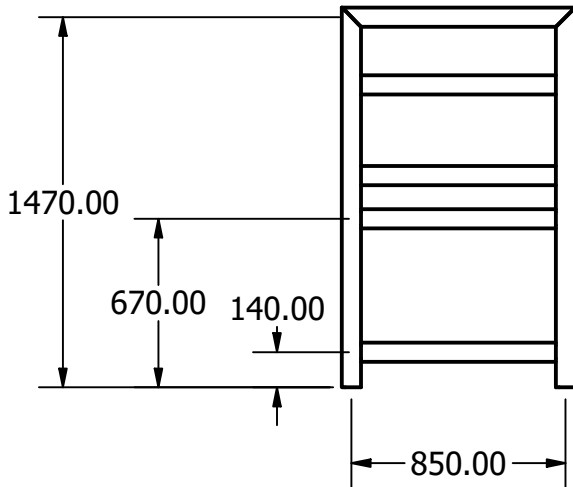
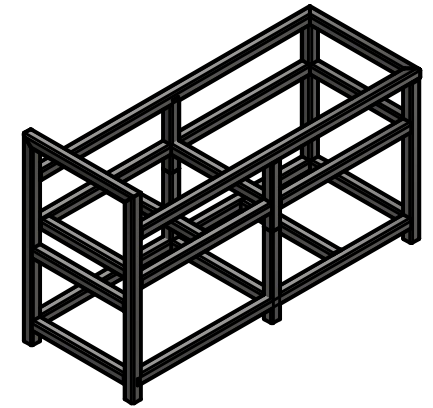


TÍTULO: ENSAMBLE MÁQUINA		
NÚMERO DE DIBUJO: 02		
FORMATO	ESCALA: 1:16	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 2 DE 29	REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON TUBO ESTRUCTURAL DE 3" X 3" X 1/4".

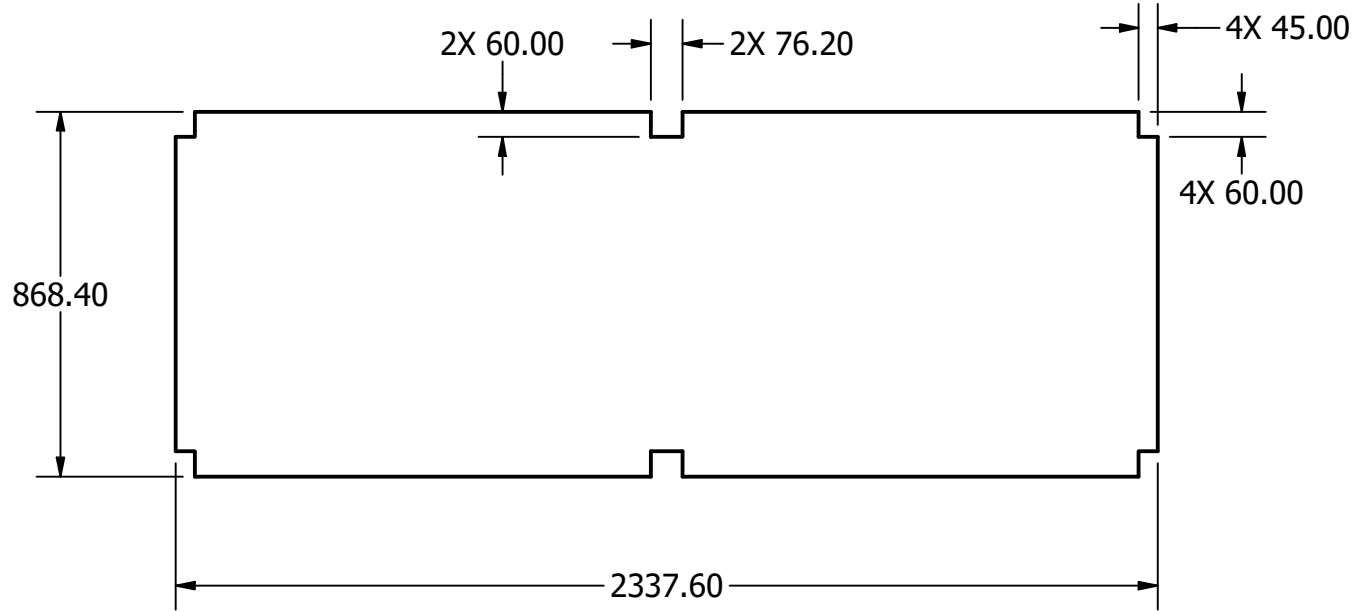
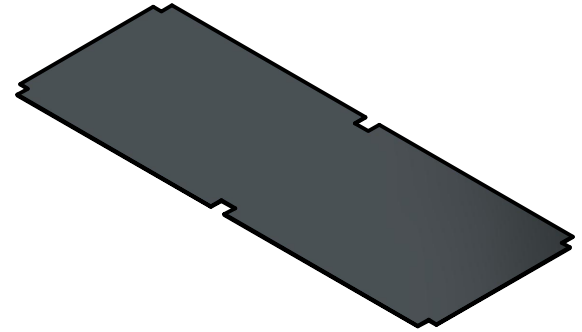
SOLDAR CON ELECTRODO E70XX.



TÍTULO:			
ESTRUCTURA			
NÚMERO DE DIBUJO: 03			
FORMATO	ESCALA: 1 : 30	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 3 DE 29		REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA NORMA A36
DE 1/8" DE ESPESOR.

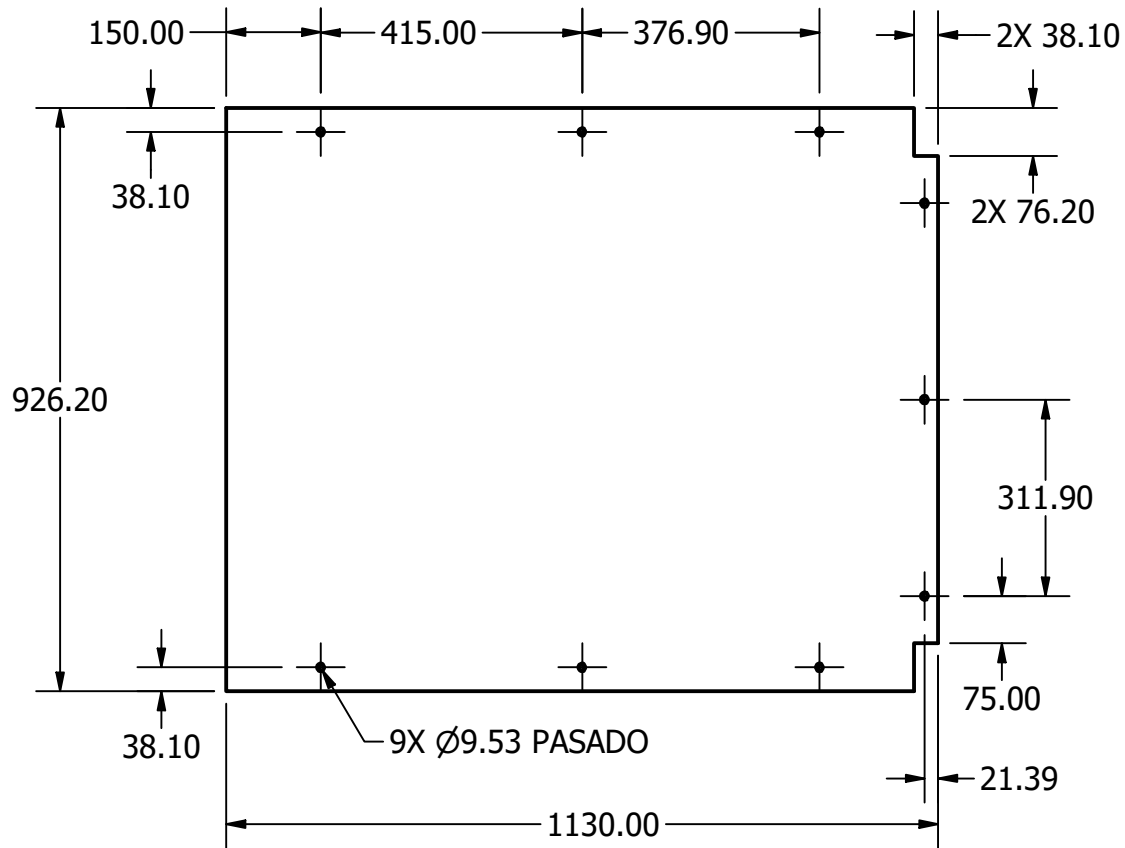
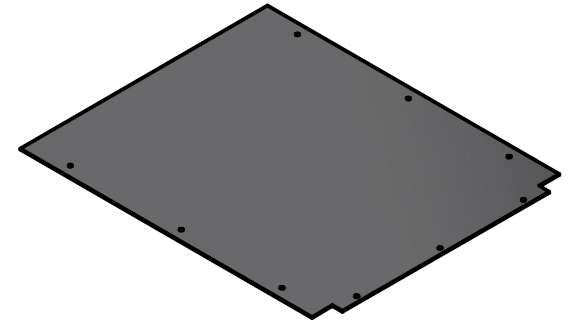


TÍTULO:		LÁMINA DE BASE INTERIOR	
NÚMERO DE DIBUJO: 04			
FORMATO	ESCALA: 1:18	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 4 DE 29		REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA NORMA A36
DE 1/8" DE ESPESOR.

UTILIZAR BROCA 3/8" PARA LOS
AGUJEROS.



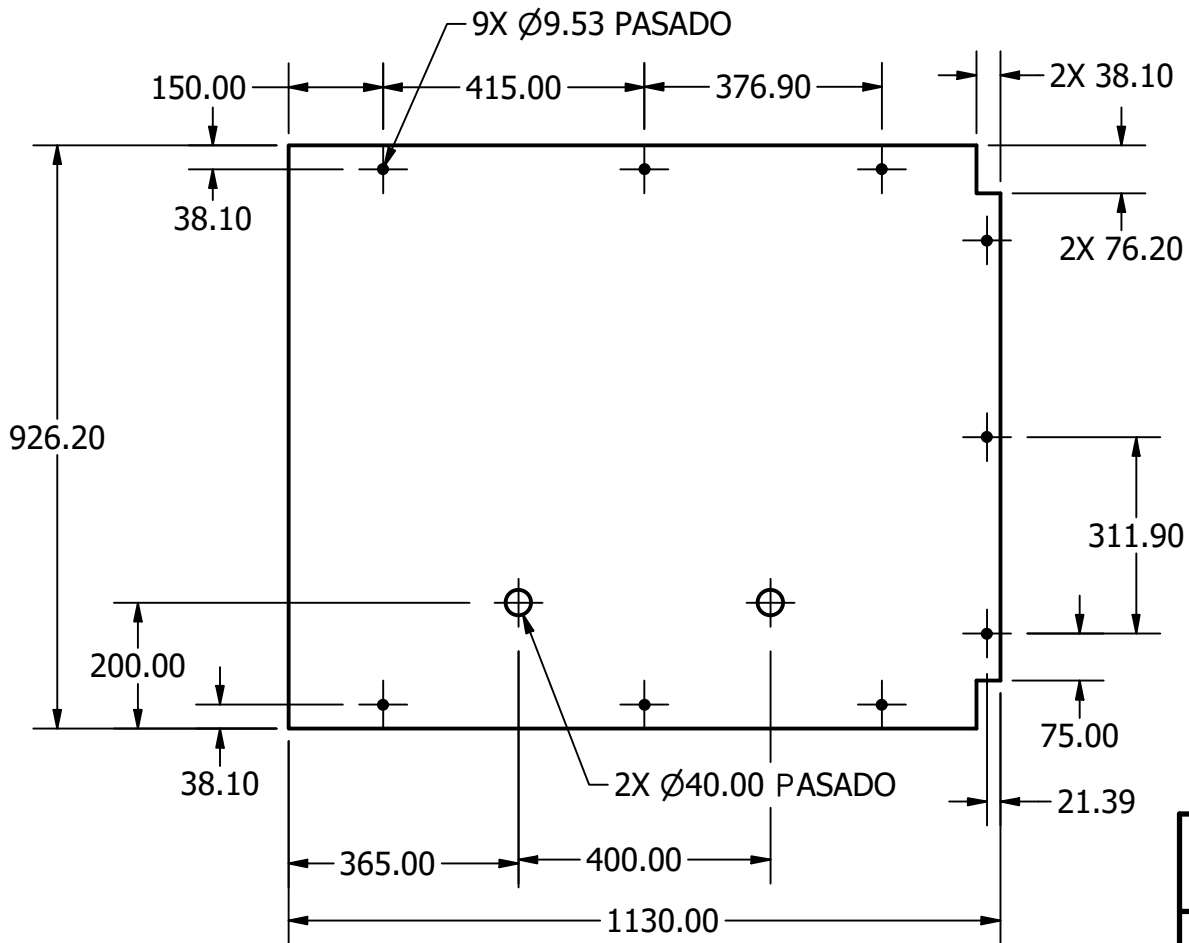
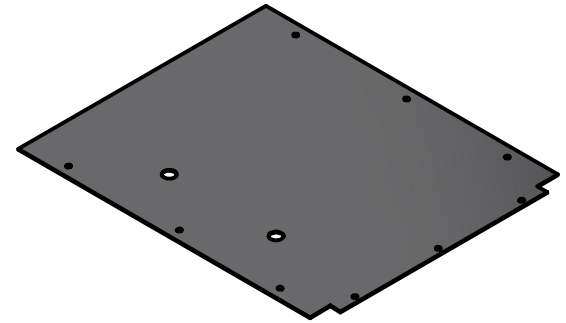
TÍTULO: LÁMINA SUPERIOR DELANTERA		
NÚMERO DE DIBUJO: 05		
FORMATO	ESCALA: 1:12	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 5 DE 29	REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA NORMA A36
DE 1/8" DE ESPESOR.

UTILIZAR BROCA 3/8" PARA LOS
AGUJEROS DE PERNOS.

UTILIZAR BROCA SIERRA DE 1 1/2" PARA
LOS AGUJEROS DE MANGUERAS.



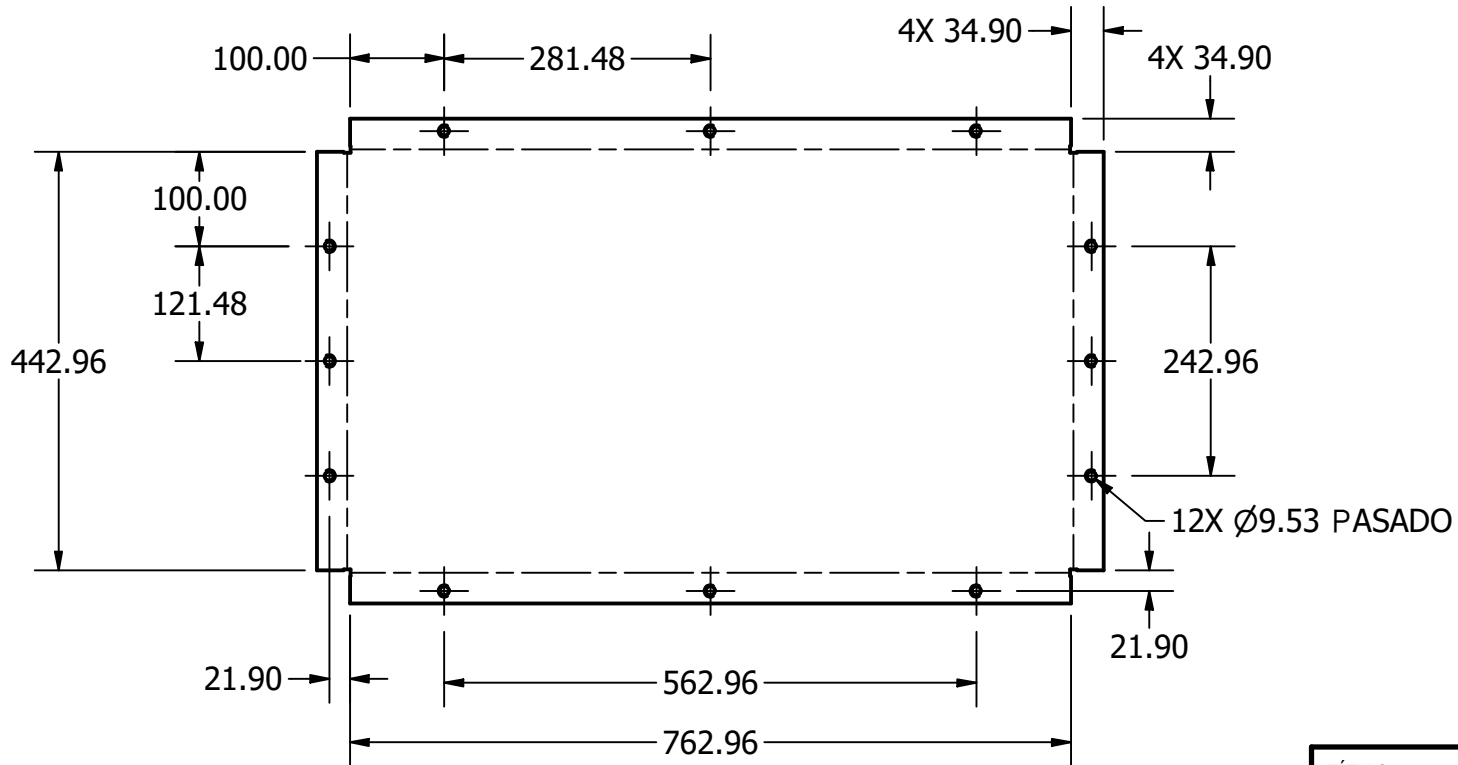
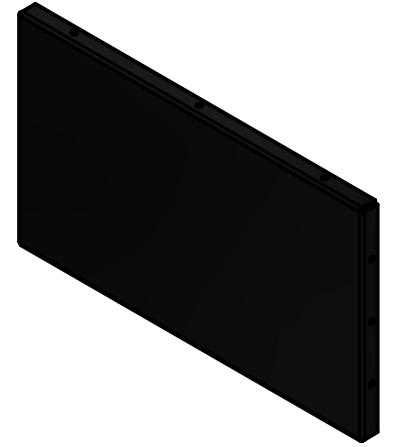
TÍTULO: LÁMINA SUPERIOR TRASERA		
NÚMERO DE DIBUJO: 06		
FORMATO	ESCALA: 1:12	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 6 DE 29	REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA NORMA A36
DE 1/8" DE ESPESOR.

EMPLEAR DOBLADORA DE LÁMINA.

UTILIZAR BROCA 3/8" PARA LOS
AGUJEROS.



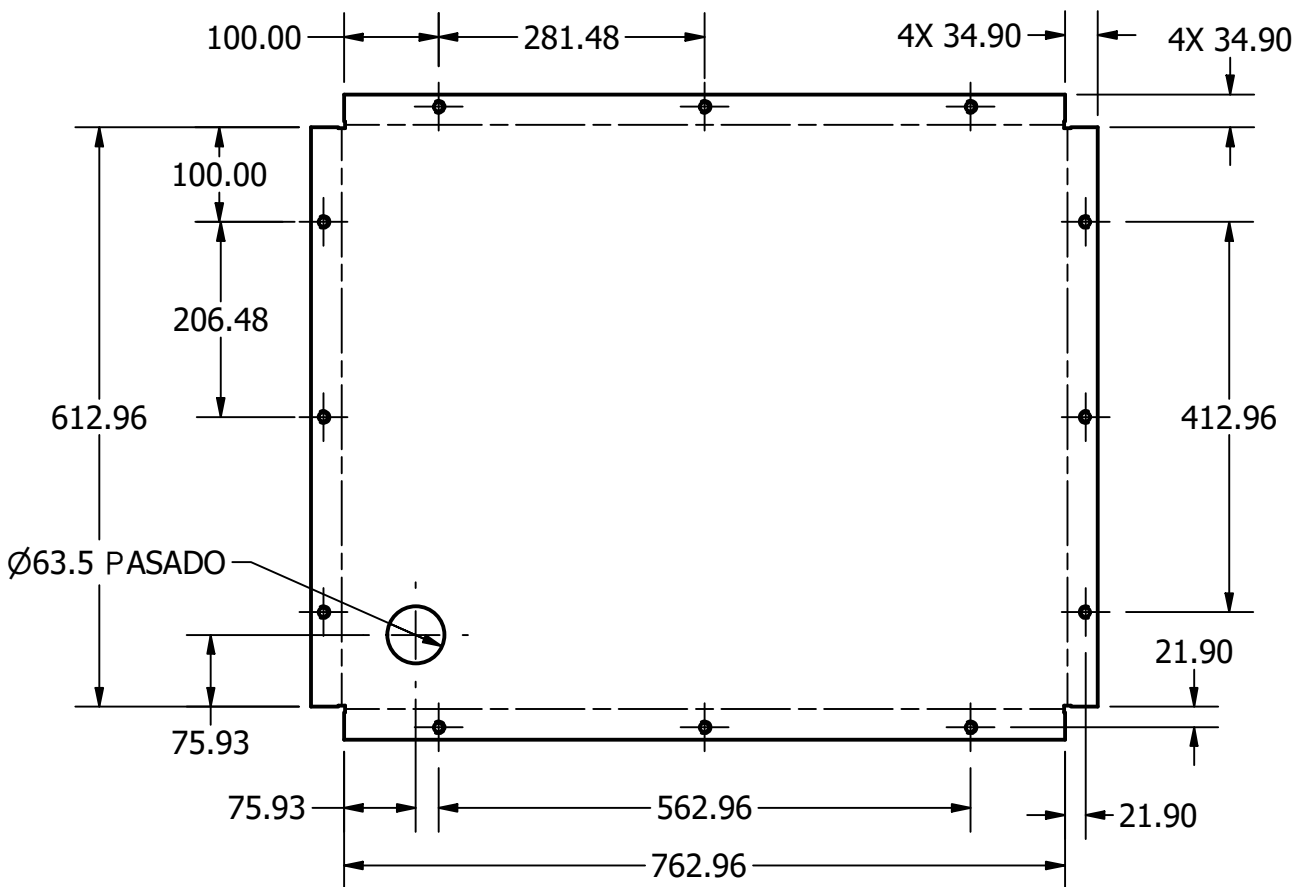
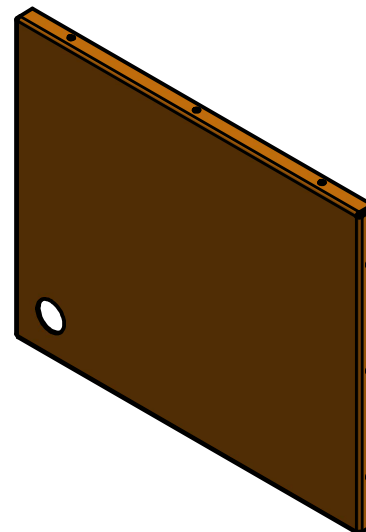
TÍTULO:		PUERTA DELANTERA	
NÚMERO DE DIBUJO: 07			
FORMATO	ESCALA: 1:8	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 7 DE 29		REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA NORMA A36 DE 1/8" DE ESPESOR.

EMPLEAR DOBLADORA DE LÁMINA.

UTILIZAR BROCA 3/8" Y BROCA SIERRA 2 1/2" PARA LOS AGUJEROS.



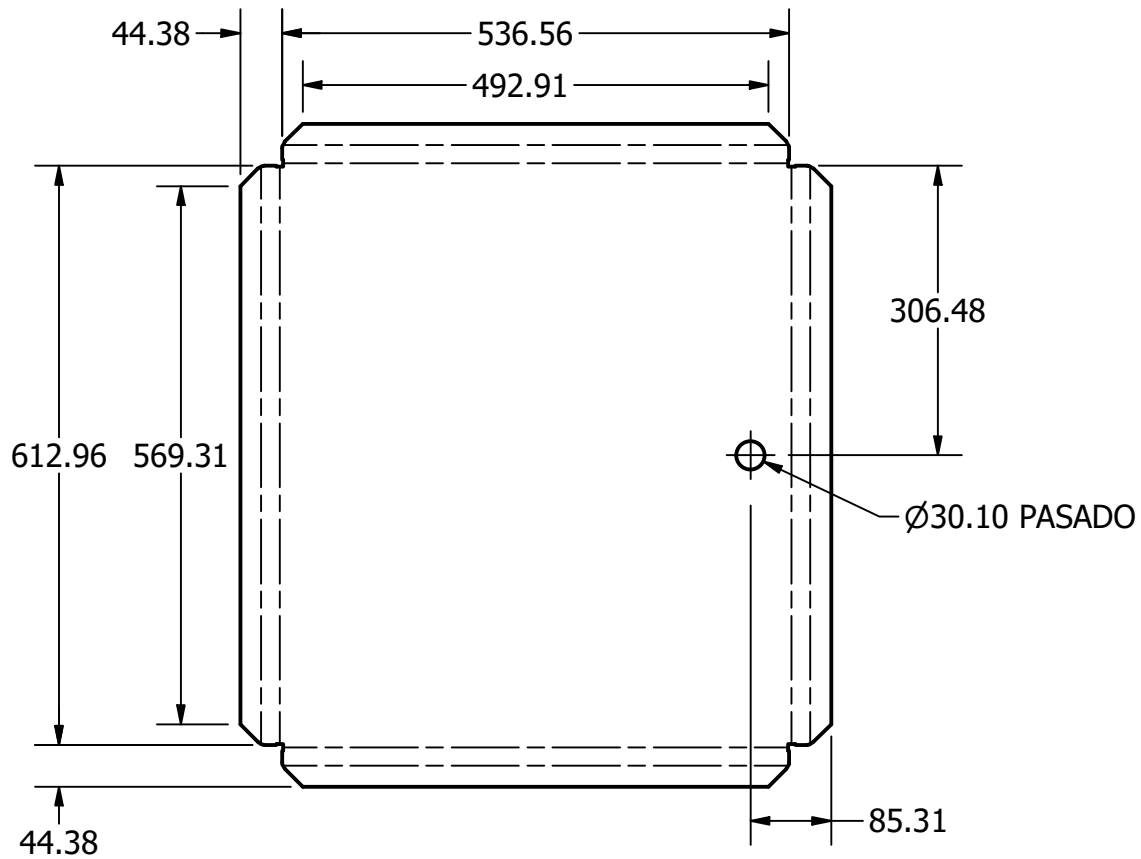
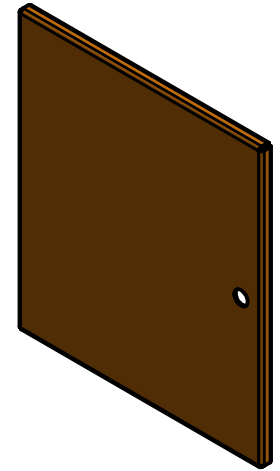
TÍTULO:		PUERTA TRASERA	
NÚMERO DE DIBUJO: 08			
FORMATO	ESCALA: 1:8	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 8 DE 29	REV A	

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA NORMA A36 DE 1/8" DE ESPESOR.

EMPLEAR DOBLADORA DE LÁMINA.

UTILIZAR BROCA SIERRA 1 3/16" PARA EL AGUJERO.

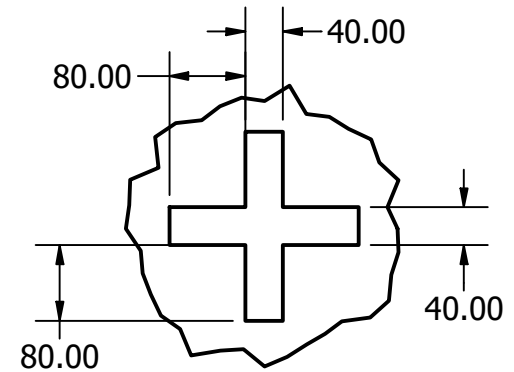
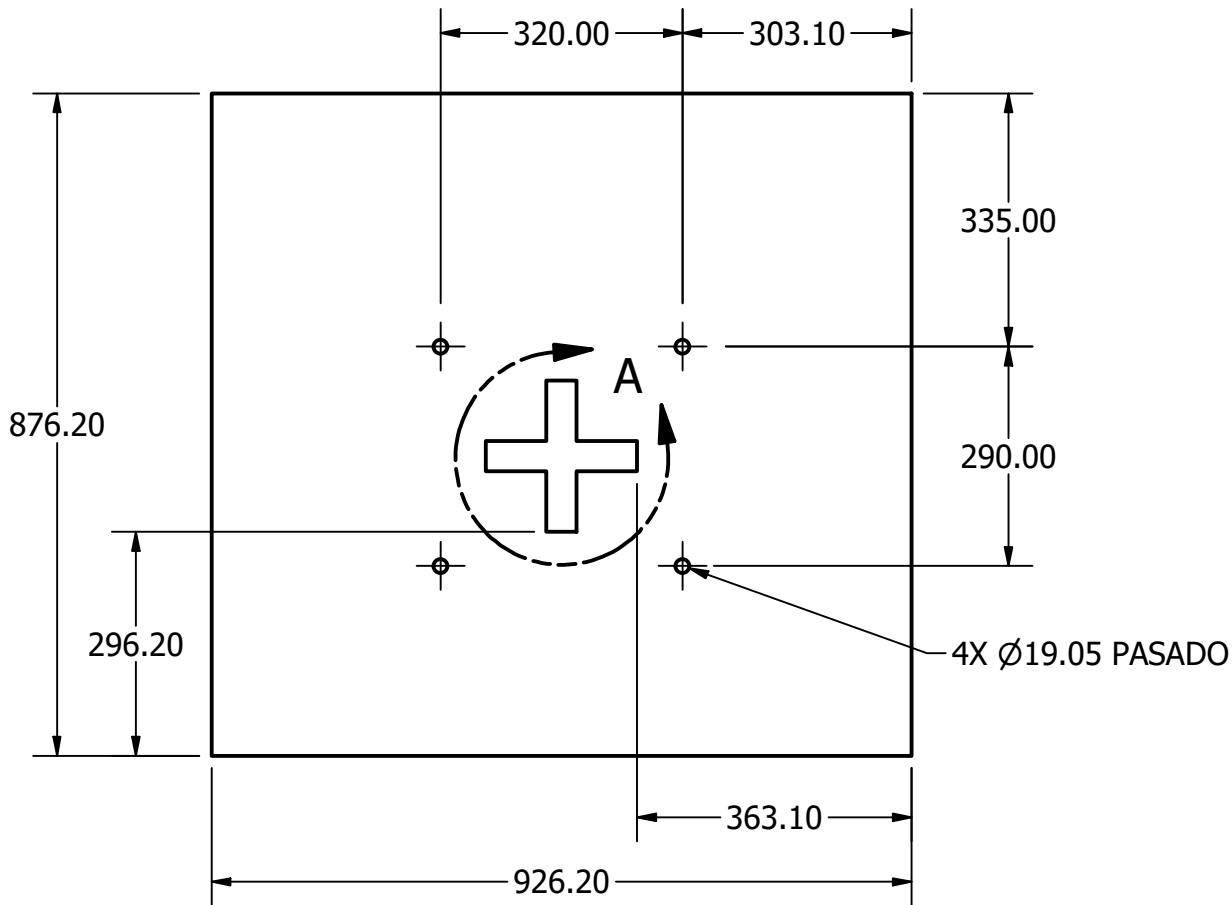
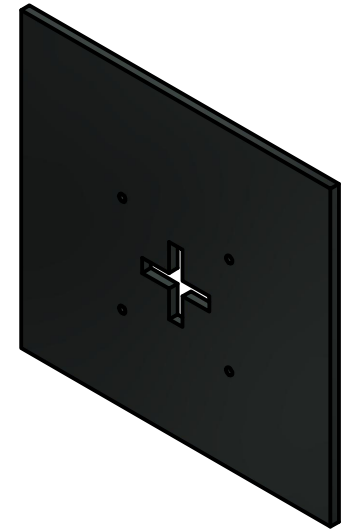


TÍTULO:		PUERTA LATERAL	
NÚMERO DE DIBUJO: 09			
FORMATO	ESCALA: 1:8	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 9 DE 29		REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA NORMA A36 DE 1" DE ESPESOR.

UTILIZAR BROCA 3/4" PARA AGUJEROS.



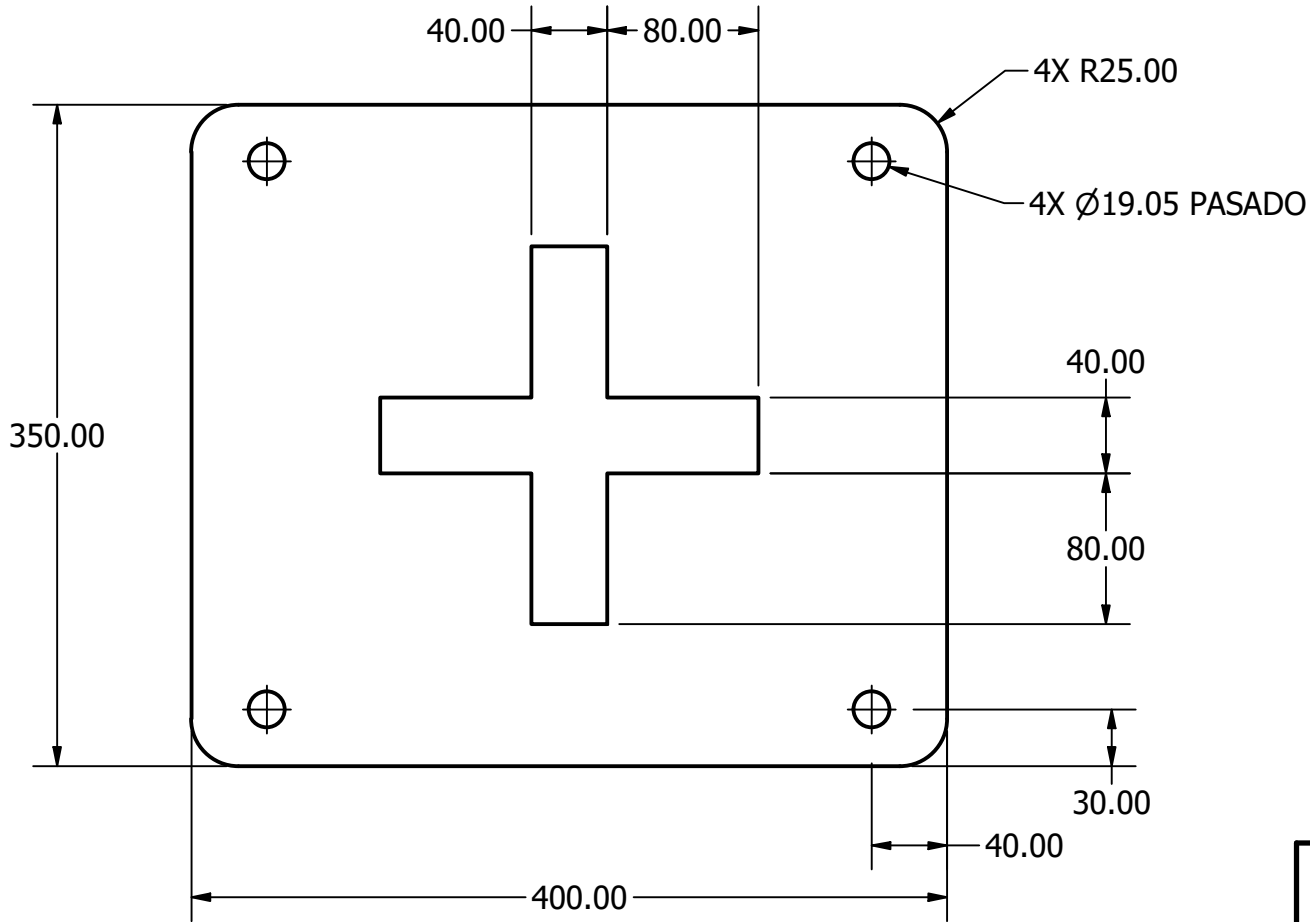
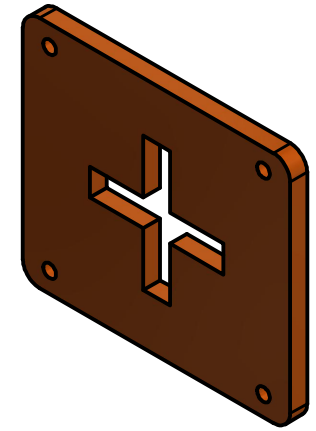
**DETALLE A
ESCALA 1 / 8**

TÍTULO:		LÁMINA FRONTAL	
NÚMERO DE DIBUJO: 10			
FORMATO	ESCALA: 1:10	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 10 DE 29		REV A

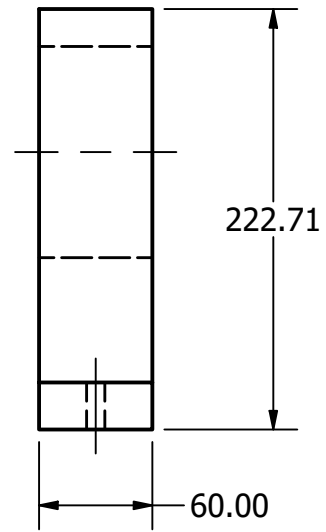
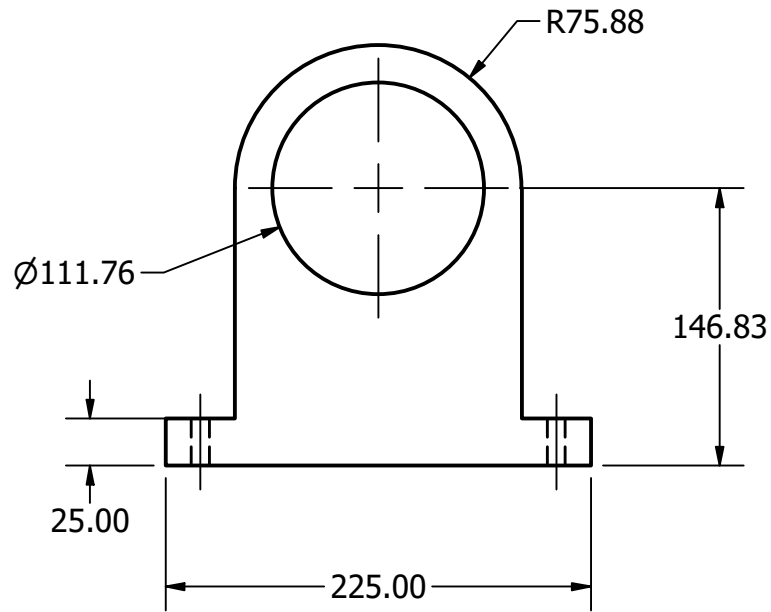
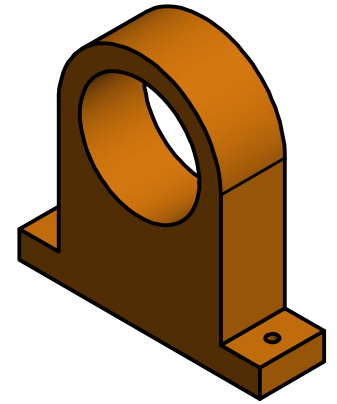
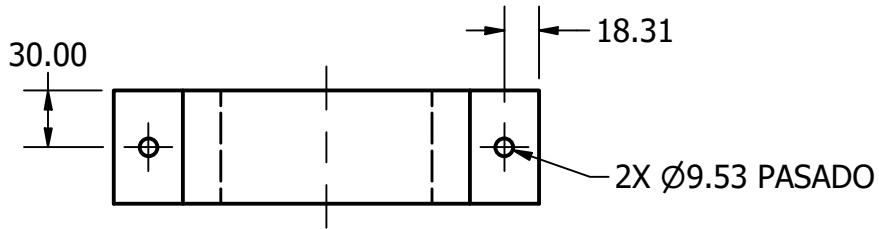
NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA NORMA A36 DE 1" DE ESPESOR.

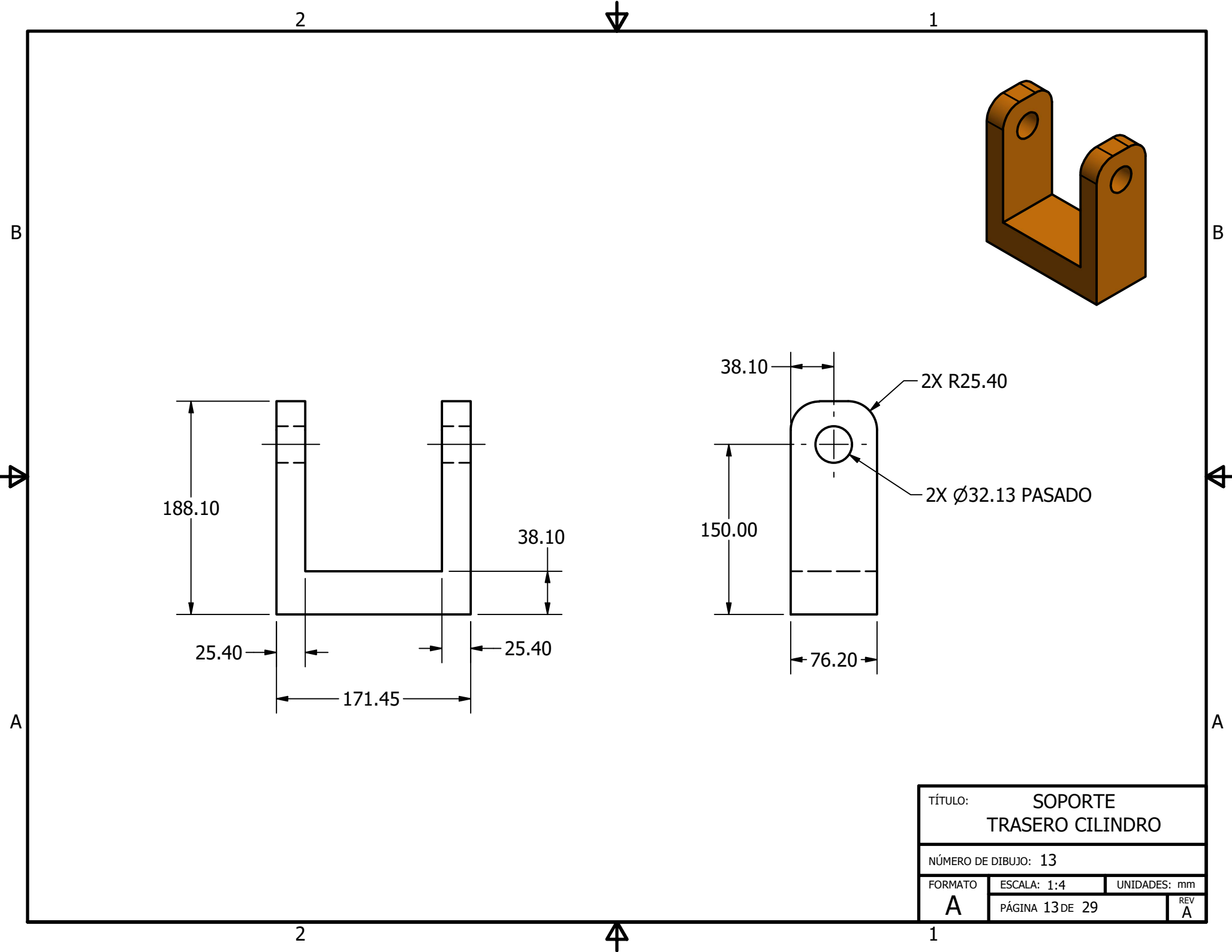
UTILIZAR BROCA 3/4" PARA AGUJEROS.



TÍTULO: PLACA ESTÁTICA		
NÚMERO DE DIBUJO: 11		
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 11 DE 29	REV A



TÍTULO:		SOPORTE MEDIO CILINDRO	
NÚMERO DE DIBUJO: 12			
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm	REV
A	PÁGINA 12 DE 29		A



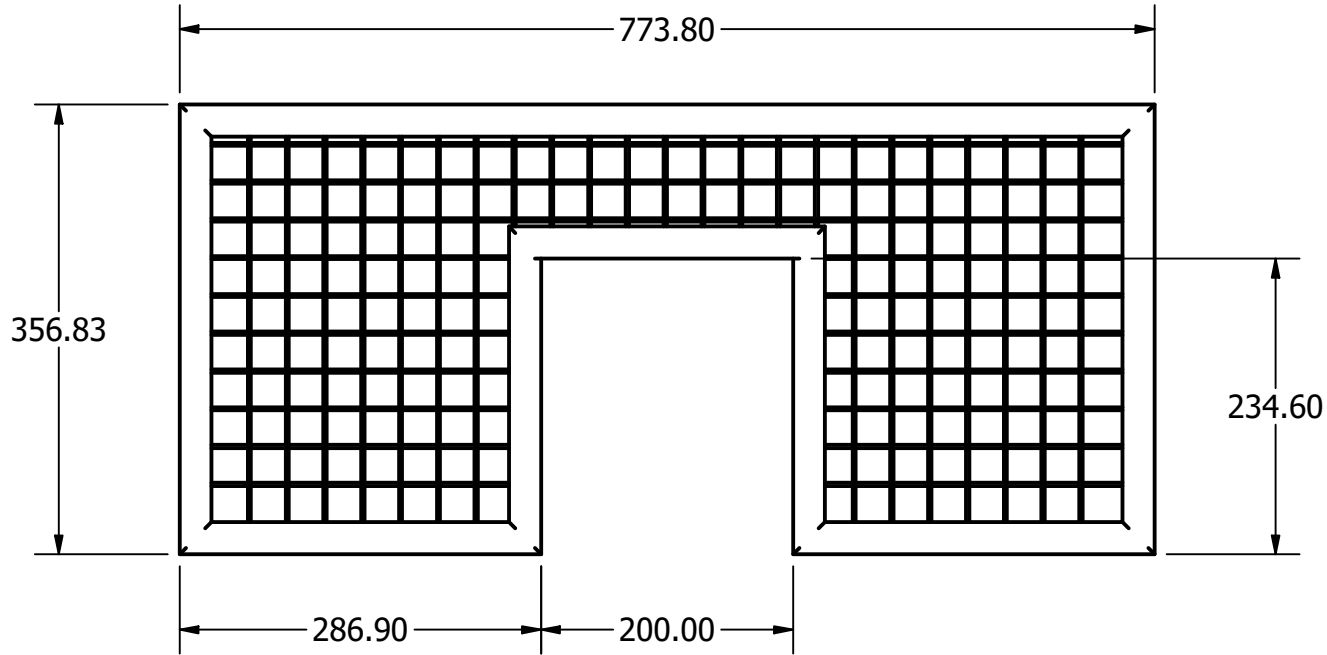
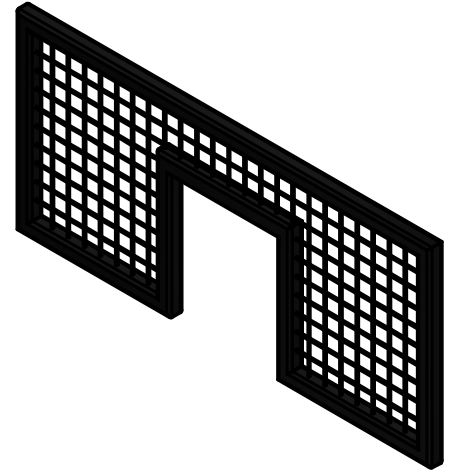
TÍTULO: SOPORTE TRASERO CILINDRO			
NÚMERO DE DIBUJO: 13			
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm	REV
A	PÁGINA 13 DE 29		A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON TUBO ESTRUCTURAL DE 1" X 1" CH14.

SOLDAR CON ELECTRODO E70XX.

UTILIZAR LÁMINA DESPLEGADA DE 1" X 1/2" X 1/16".



TÍTULO:		JAULA FIJA	
NÚMERO DE DIBUJO: 14			
FORMATO	ESCALA: 1:6	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 14 DE 29		REV A

2



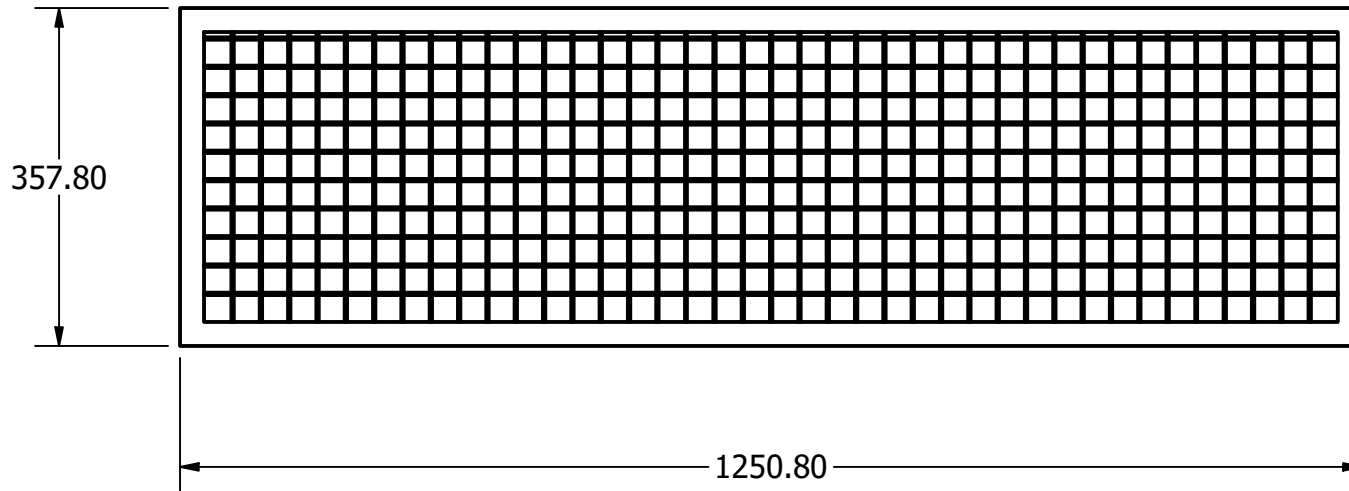
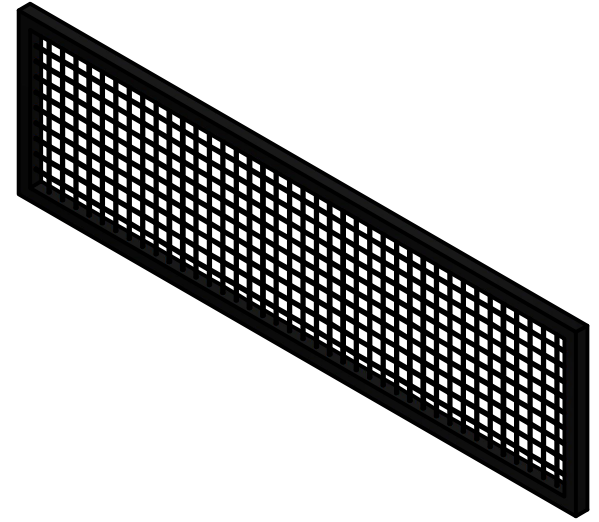
1

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON TUBO ESTRUCTURAL DE 1" X 1" CH14.

SOLDAR CON ELECTRODO E70XX.

UTILIZAR LÁMINA DESPLEGADA DE 1" X 1/2" X 1/16".



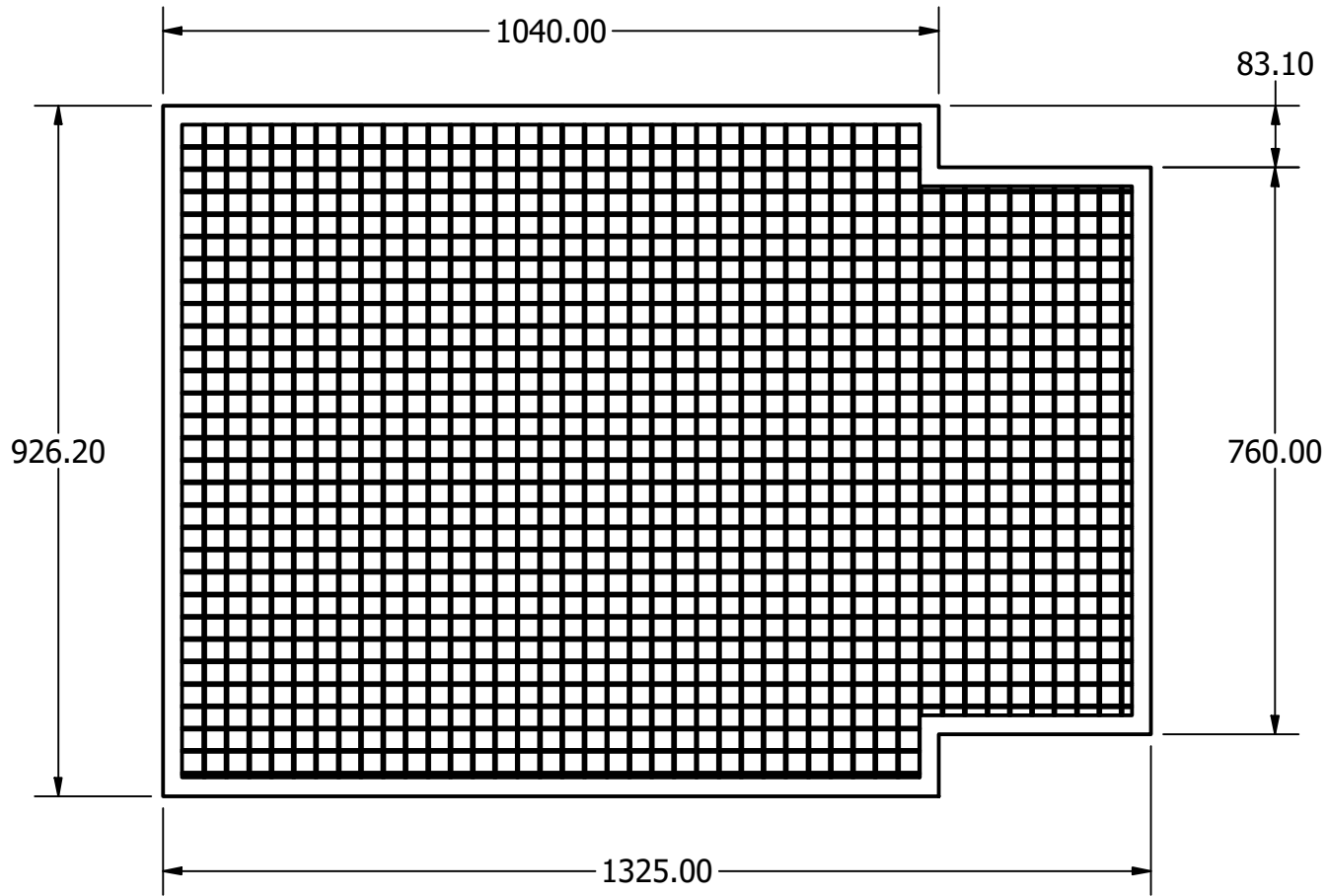
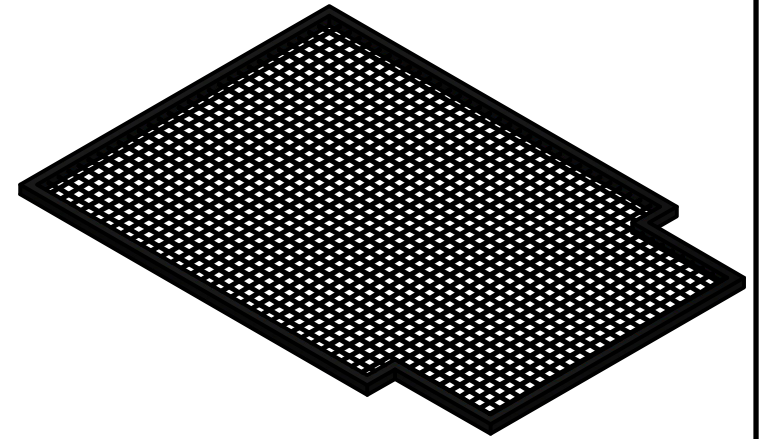
TÍTULO:		JAULA LATERAL	
NÚMERO DE DIBUJO: 15			
FORMATO	ESCALA: 1:8	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 15 DE 29		REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON TUBO ESTRUCTURAL DE 1" X 1" CH14.

SOLDAR CON ELECTRODO E70XX.

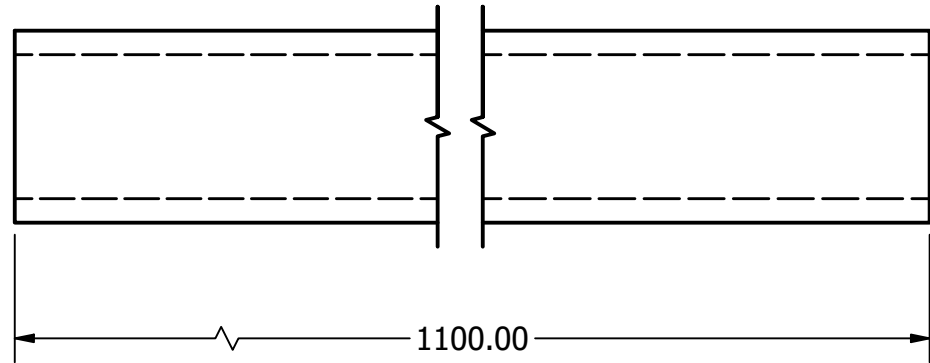
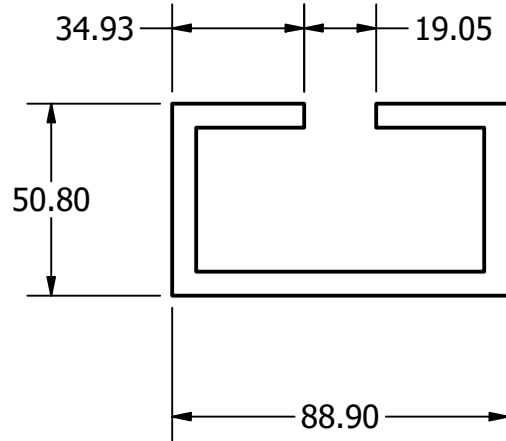
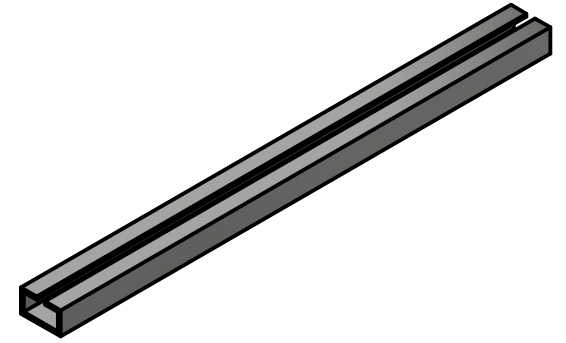
UTILIZAR LÁMINA DESPLEGADA DE 1" X 1/2" X 1/16".



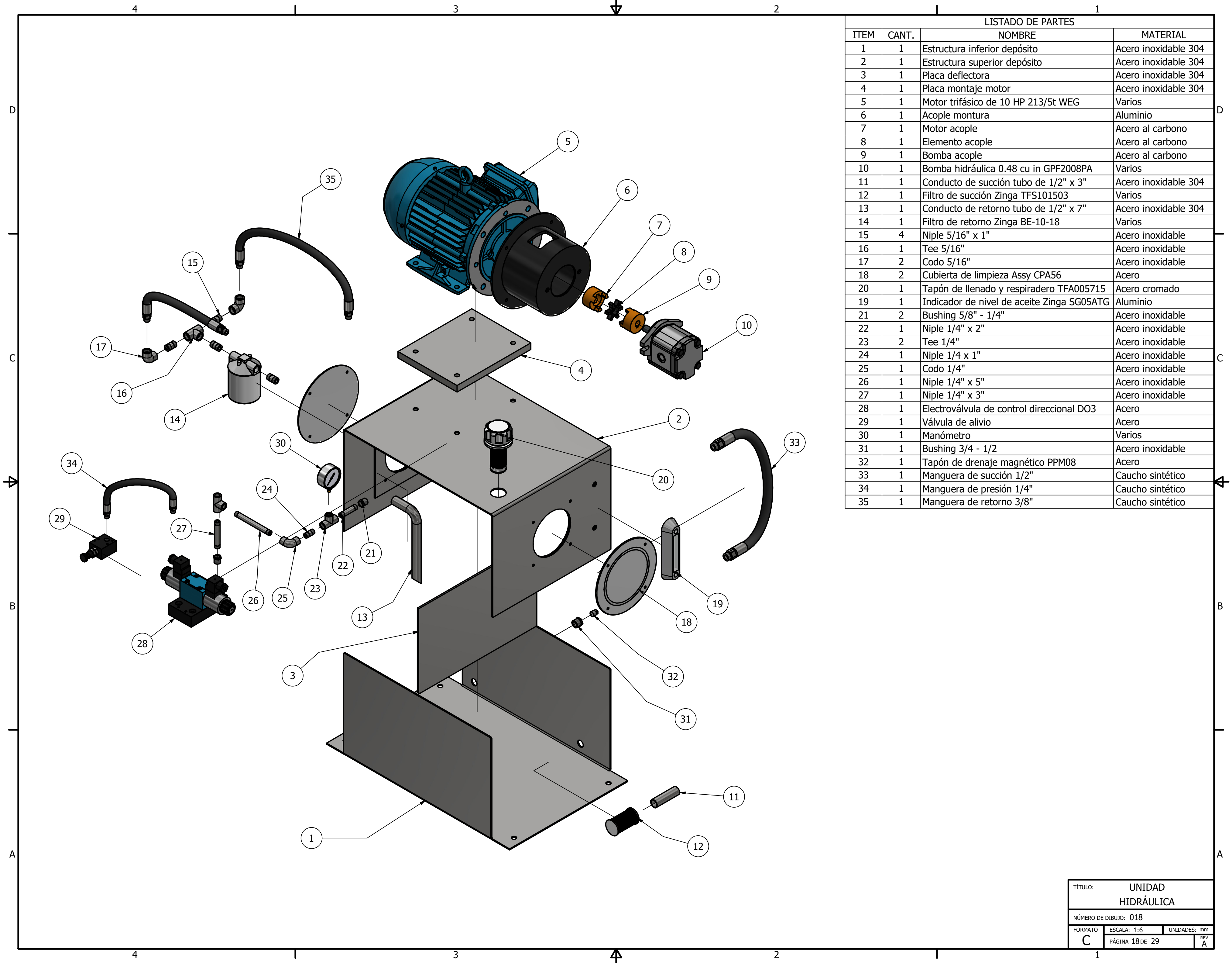
TÍTULO:		JAULA SUPERIOR	
NÚMERO DE DIBUJO: 16			
FORMATO	ESCALA: 1:10	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 16 DE 29		REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON TUBO ESTRUCTURAL
DE 3" X 2" CH14.



TÍTULO:		RIEL CILINDRO	
NÚMERO DE DIBUJO: 17			
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm	REV
A	PÁGINA 17 DE 29		A



LISTADO DE PARTES			
ITEM	CANT.	NOMBRE	MATERIAL
1	1	Estructura inferior depósito	Acero inoxidable 304
2	1	Estructura superior depósito	Acero inoxidable 304
3	1	Placa deflectora	Acero inoxidable 304
4	1	Placa montaje motor	Acero inoxidable 304
5	1	Motor trifásico de 10 HP 213/5t WEG	Varios
6	1	Acople montura	Aluminio
7	1	Motor acople	Acero al carbono
8	1	Elemento acople	Acero al carbono
9	1	Bomba acople	Acero al carbono
10	1	Bomba hidráulica 0.48 cu in GPF2008PA	Varios
11	1	Conducto de succión tubo de 1/2" x 3"	Acero inoxidable 304
12	1	Filtro de succión Zinga TFS101503	Varios
13	1	Conducto de retorno tubo de 1/2" x 7"	Acero inoxidable 304
14	1	Filtro de retorno Zinga BE-10-18	Varios
15	4	Niple 5/16" x 1"	Acero inoxidable
16	1	Tee 5/16"	Acero inoxidable
17	2	Codo 5/16"	Acero inoxidable
18	2	Cubierta de limpieza Assy CPA56	Acero
20	1	Tapón de llenado y respiradero TFA005715	Acero cromado
19	1	Indicador de nivel de aceite Zinga SG05ATG	Aluminio
21	2	Bushing 5/8" - 1/4"	Acero inoxidable
22	1	Niple 1/4" x 2"	Acero inoxidable
23	2	Tee 1/4"	Acero inoxidable
24	1	Niple 1/4" x 1"	Acero inoxidable
25	1	Codo 1/4"	Acero inoxidable
26	1	Niple 1/4" x 5"	Acero inoxidable
27	1	Niple 1/4" x 3"	Acero inoxidable
28	1	Electroválvula de control direccional DO3	Acero
29	1	Válvula de alivio	Acero
30	1	Manómetro	Varios
31	1	Bushing 3/4 - 1/2	Acero inoxidable
32	1	Tapón de drenaje magnético PPM08	Acero
33	1	Manguera de succión 1/2"	Caucho sintético
34	1	Manguera de presión 1/4"	Caucho sintético
35	1	Manguera de retorno 3/8"	Caucho sintético

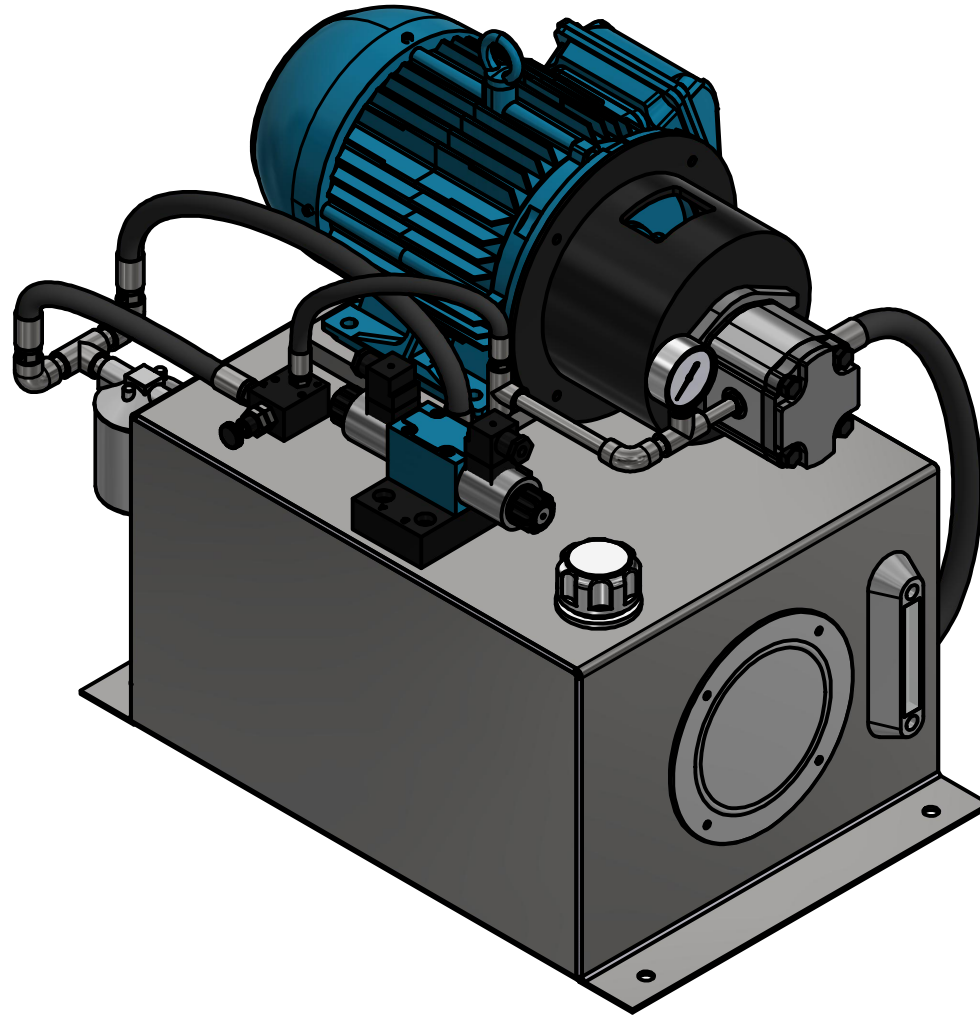
2



1

B

B



A

A

2



1

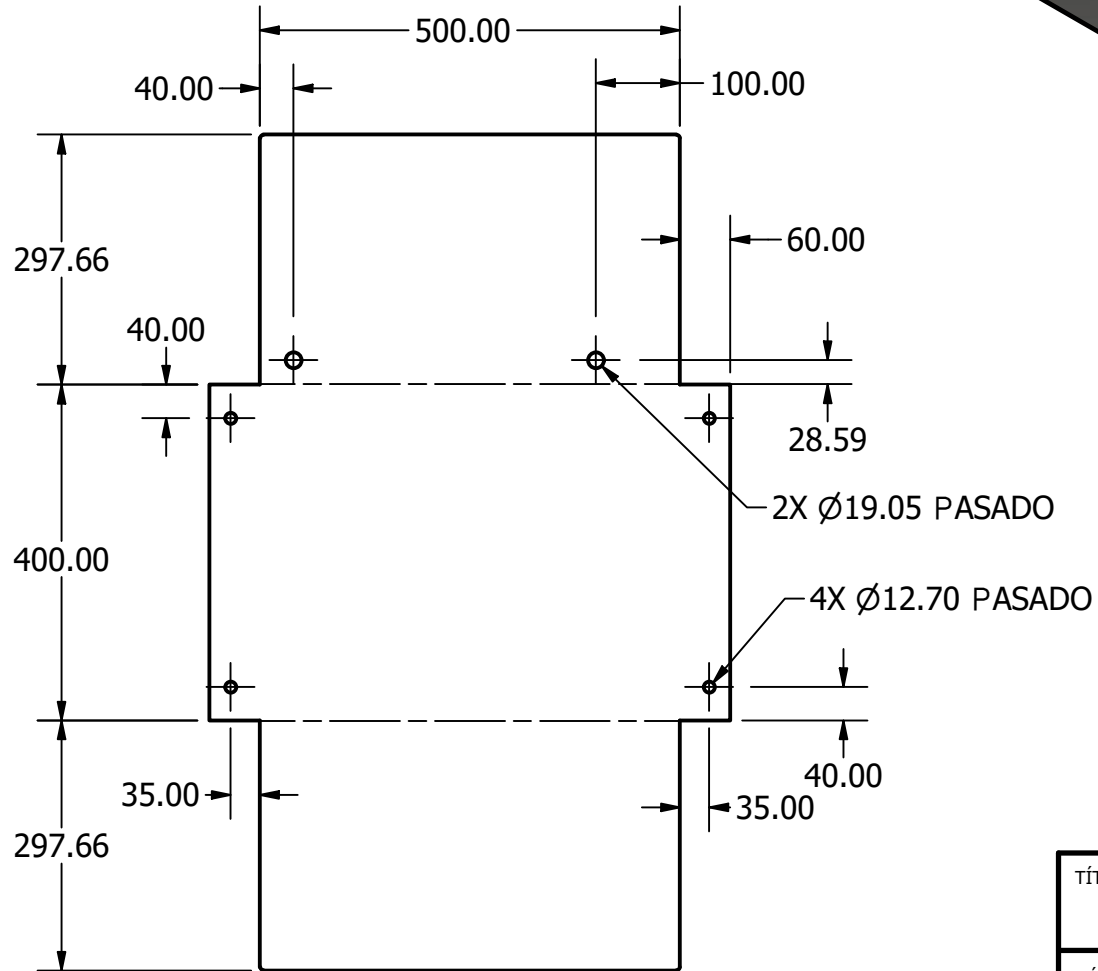
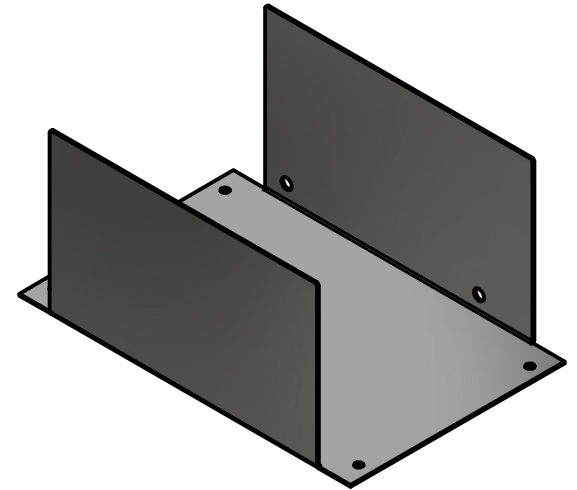
TÍTULO: ENSAMBLE		
UNIDAD HIDRÁULICA		
NÚMERO DE DIBUJO: 19		
FORMATO	ESCALA: 1:6	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 19 DE 29	REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA DE ACERO INOXIDABLE 304 DE 1/8" DE ESPESOR.

SOLDAR CON ELECTRODO E70XX.

UTILIZAR BROCA 1/2" Y 3/4" PARA LOS AGUJEROS.



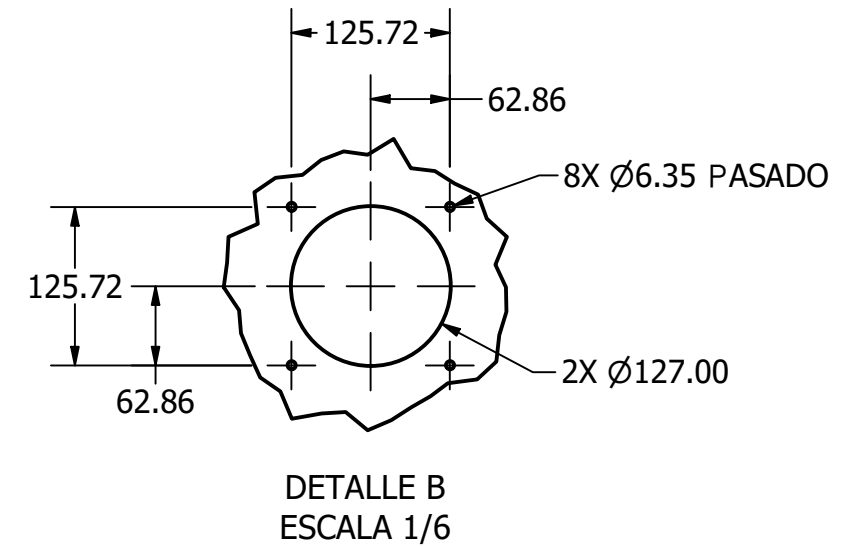
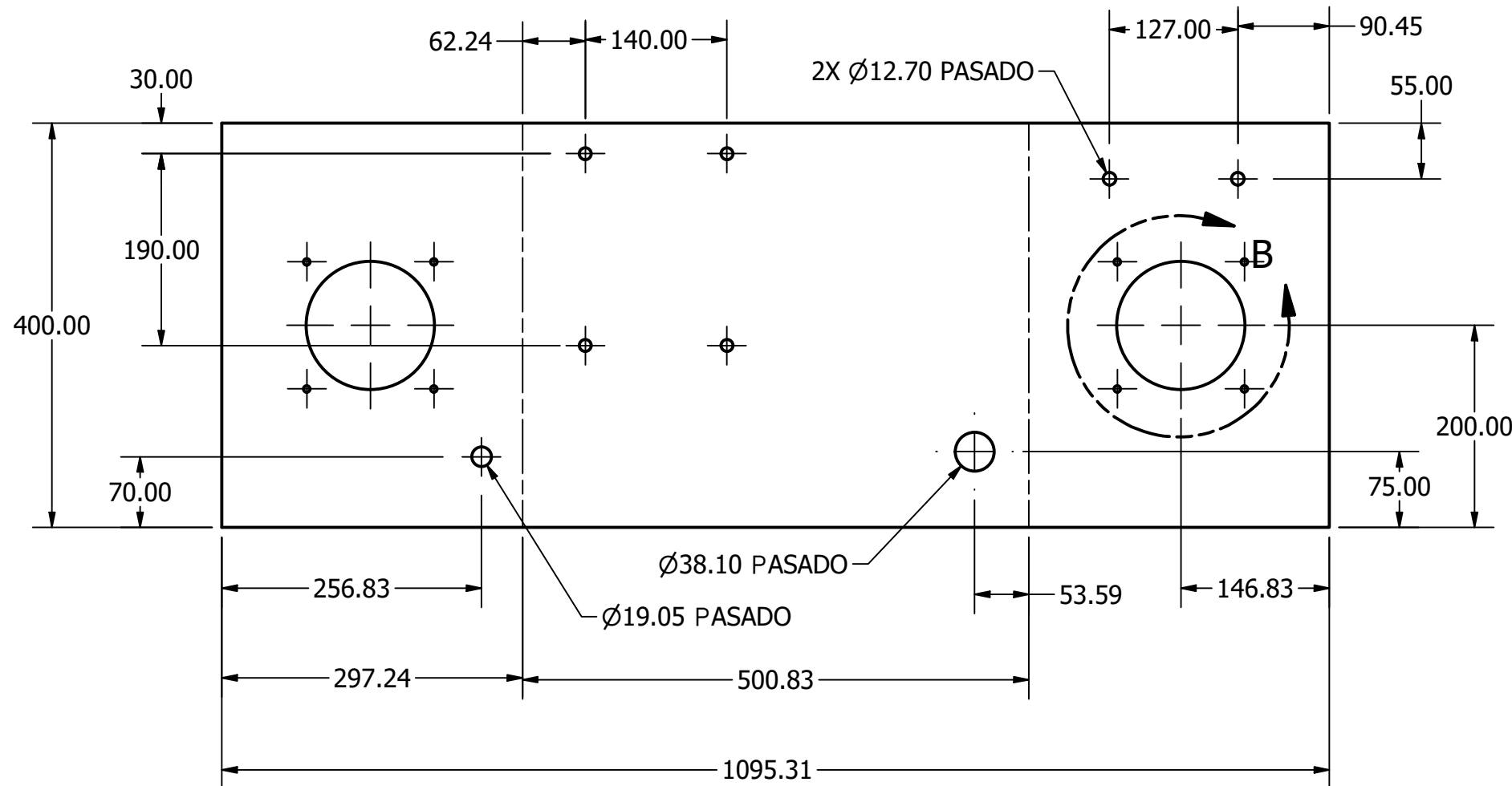
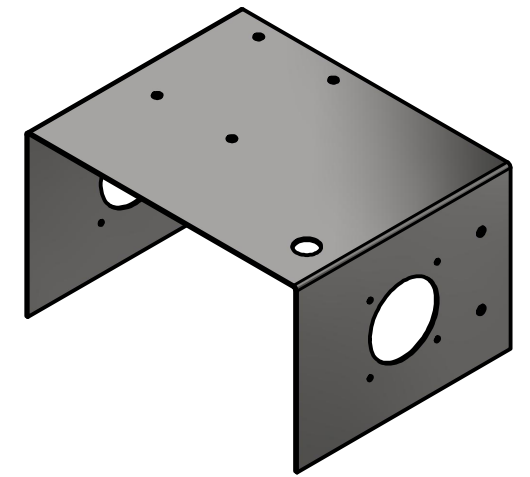
TÍTULO: ESTRUCTURA INFERIOR DEPÓSITO		
NÚMERO DE DIBUJO: 20		
FORMATO	ESCALA: 1:8	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 20 DE 29	REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA DE ACERO INOXIDABLE 304 DE 1/8" DE ESPESOR.

SOLDAR CON ELECTRODO E70XX.

UTILIZAR BROCA 3/8", 1/2", 3/4", 1 1/2" Y 12MM PARA LOS AGUJEROS.

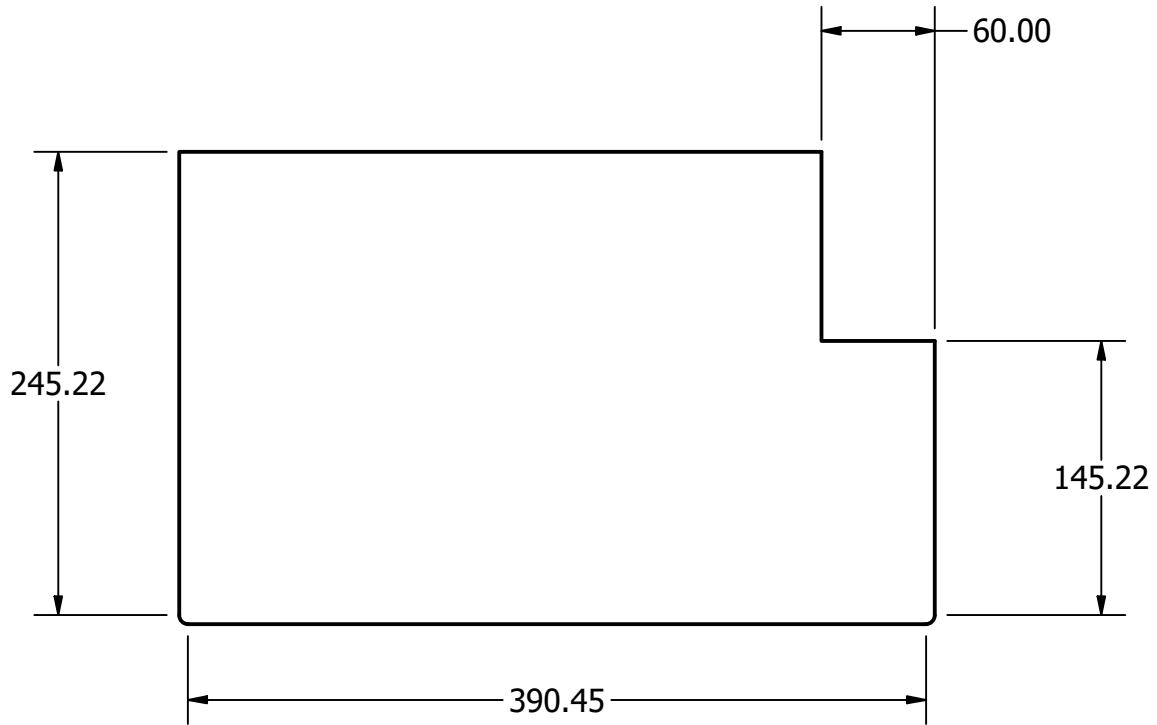
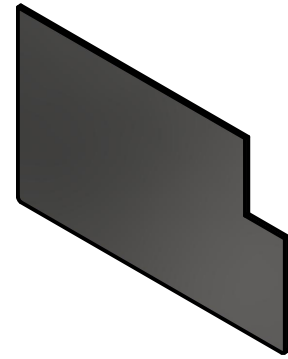


TÍTULO: ESTRUCTURA SUPERIOR DEPÓSITO		
NÚMERO DE DIBUJO: 21		
FORMATO: B	ESCALA: 1:6	UNIDADES: mm
	PÁGINA 21 DE 29	REV A

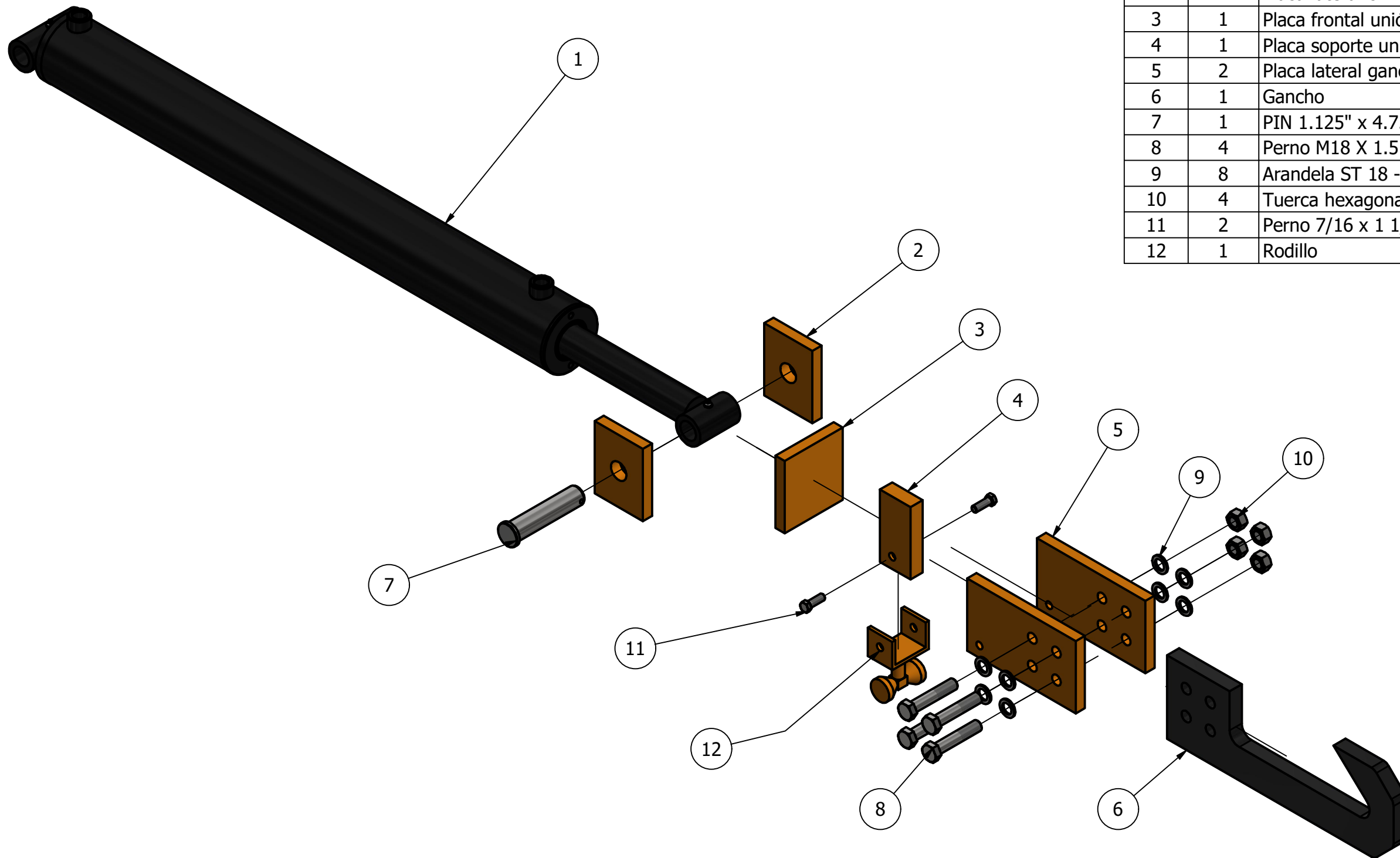
NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA DE ACERO INOXIDABLE
304 DE 1/8" DE ESPESOR.

SOLDAR CON ELECTRODO E70XX.

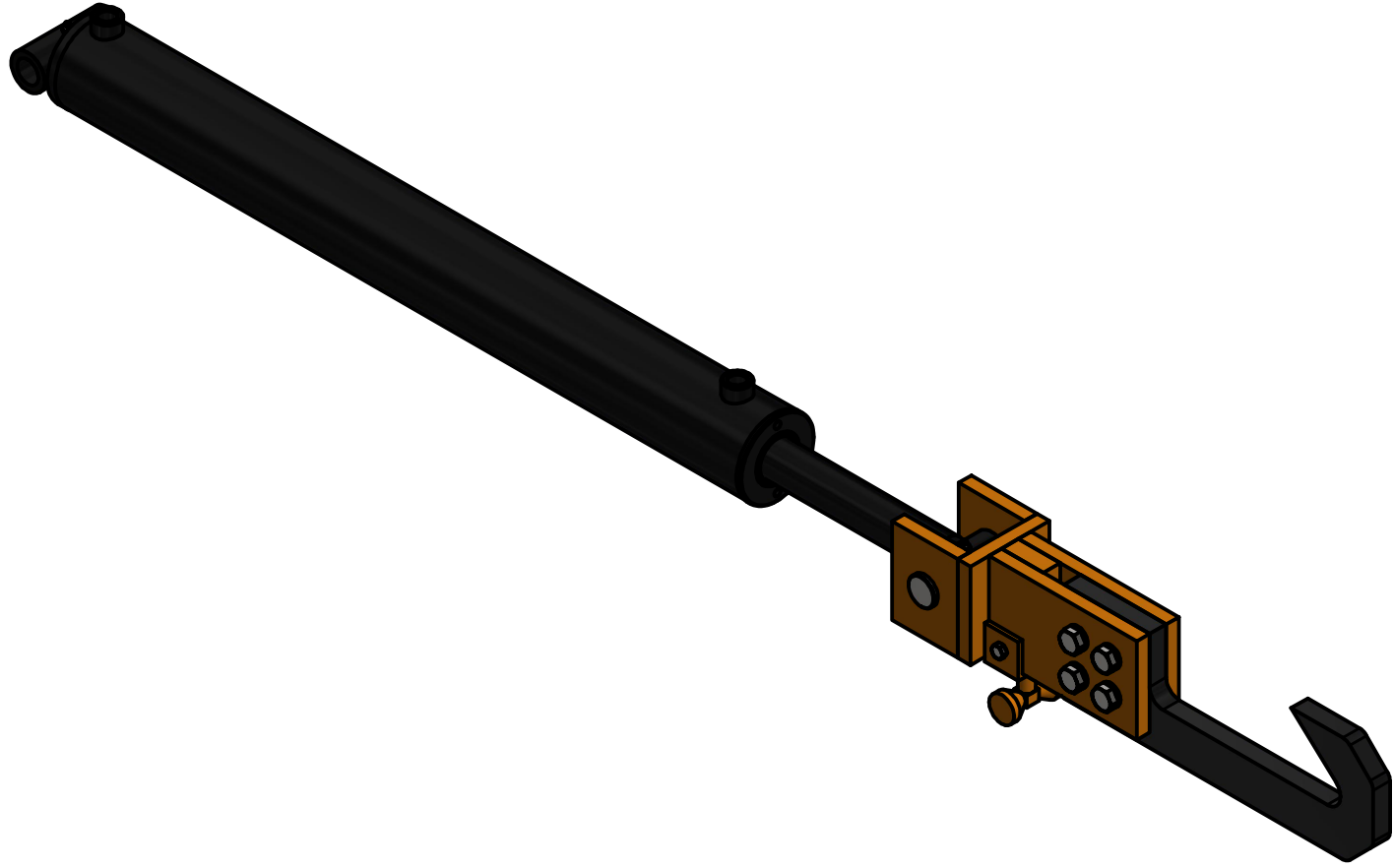


TÍTULO:		PLACA DEFLECTORA	
NÚMERO DE DIBUJO: 22			
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 22 DE 29		REV A



LISTADO DE PARTES			
ITEM	CANT.	NOMBRE	MATERIAL
1	1	Cilindro hidráulico PRINCE Wolverine WWXT4036-S	Varios
2	2	Placa lateral cilindro	Acero AISI 1045
3	1	Placa frontal unión	Acero AISI 1045
4	1	Placa soporte unión	Acero AISI 1045
5	2	Placa lateral gancho	Acero AISI 1045
6	1	Gancho	Acero AISI 4140
7	1	PIN 1.125" x 4.75"	Acero de medio carbono
8	4	Perno M18 X 1.5 X 90	Acero de medio carbono
9	8	Arandela ST 18 - 140 HV	Acero de medio carbono
10	4	Tuerca hexagonal M18 x 1,5	Acero de medio carbono
11	2	Perno 7/16 x 1 1/4 UNC	Acero de bajo carbono
12	1	Rodillo	Acero de bajo carbono

TÍTULO: SISTEMA DE EXTRACCIÓN		
NÚMERO DE DIBUJO: 23		
FORMATO	ESCALA: 1:7	UNIDADES: mm
B	PÁGINA 23 DE 29	REV A

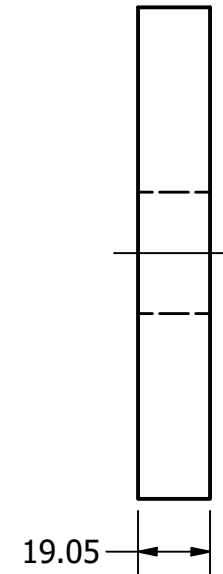
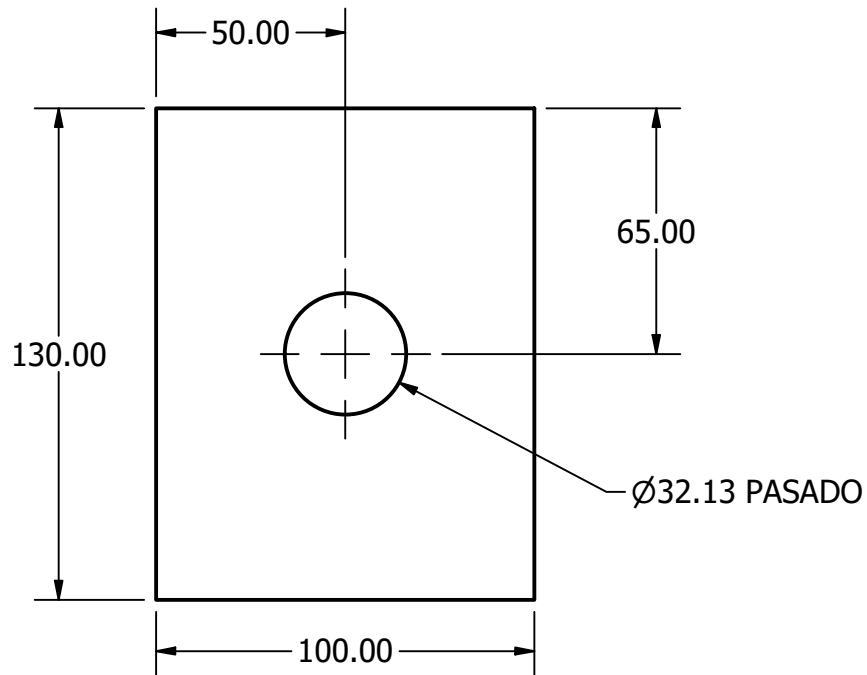
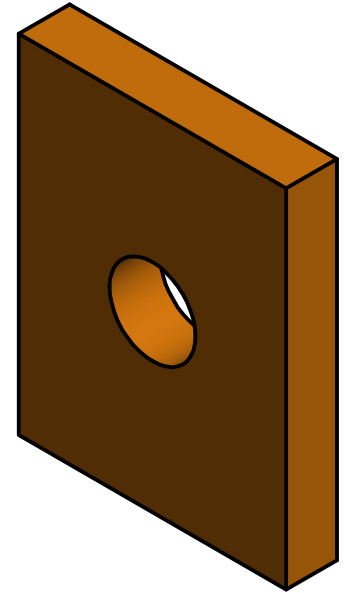


TÍTULO: ENSAMBLE SISTEMA DE EXTRACCIÓN		
NÚMERO DE DIBUJO: 24		
FORMATO	ESCALA: 1:8	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 24 DE 29	REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA DE ACERO
AISI 1045 DE 3/4" DE ESPESOR.

SOLDAR CON ELECTRODO E120-18G.

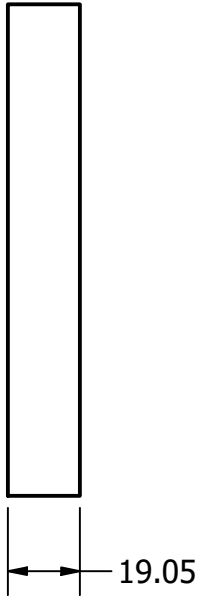
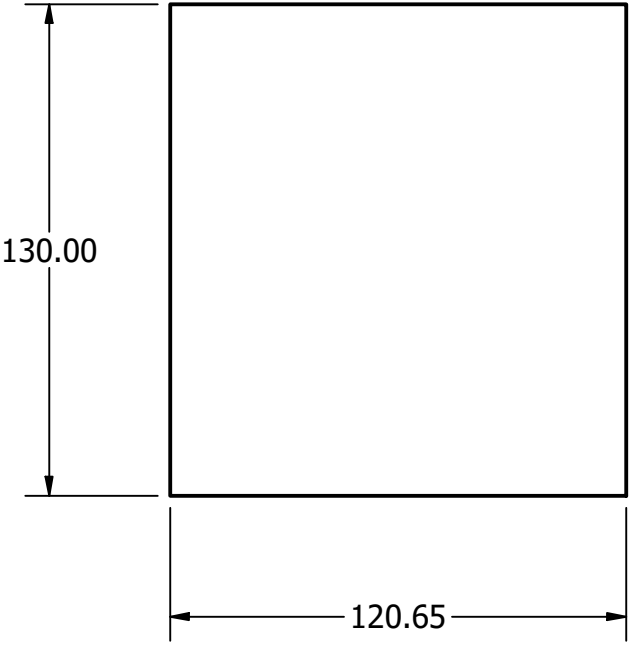
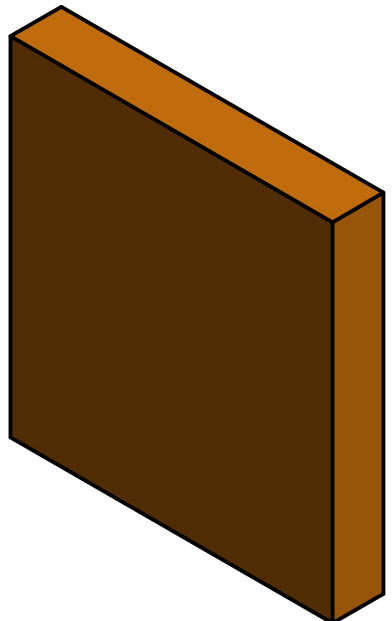


TÍTULO: PLACA LATERAL CILINDRO			
NÚMERO DE DIBUJO: 25			
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 25 DE 29		REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA DE ACERO
AISI 1045 DE 3/4" DE ESPESOR.

SOLDAR CON ELECTRODO E120-18G.

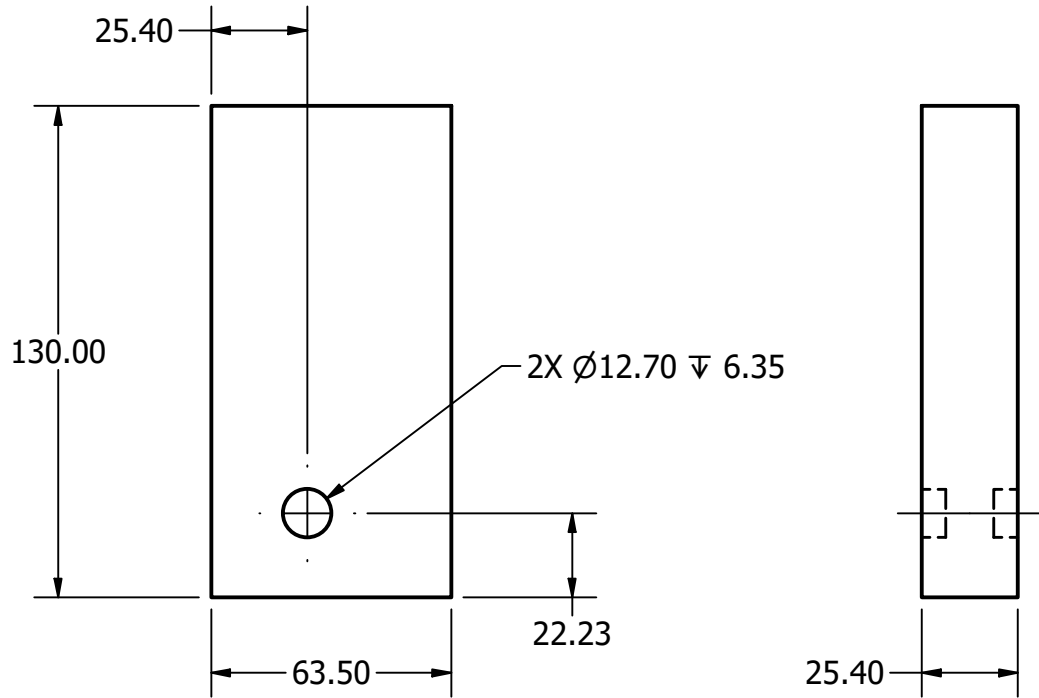
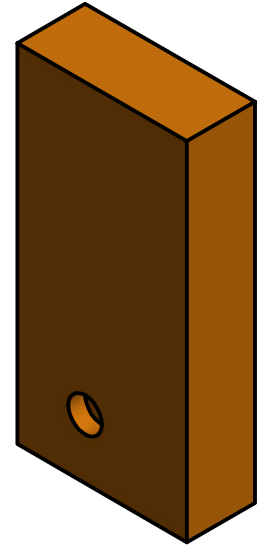


TÍTULO: PLACA FRONTAL UNIÓN		
NÚMERO DE DIBUJO: 26		
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 26 DE 29	REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA DE ACERO
AISI 1045 DE 1" DE ESPESOR.

SOLDAR CON ELECTRODO E120-18G.

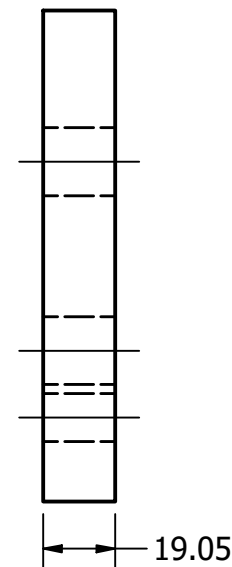
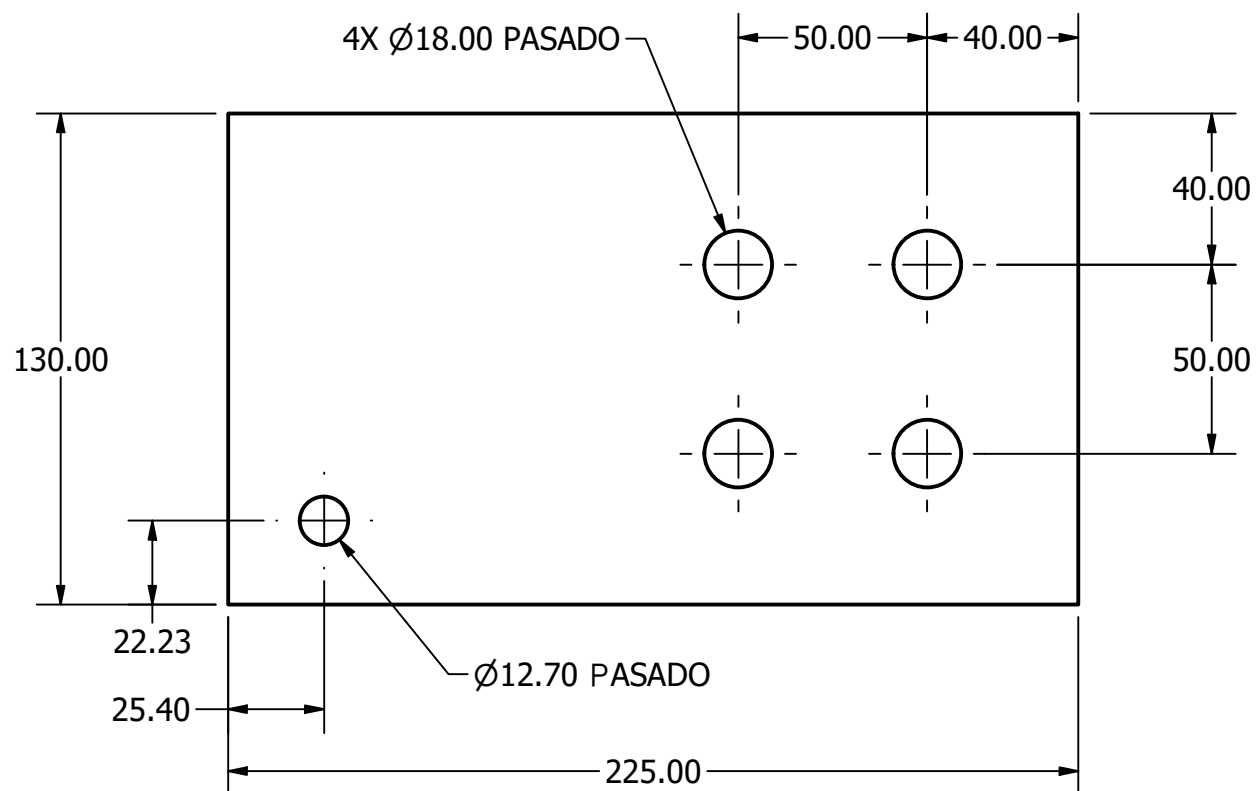
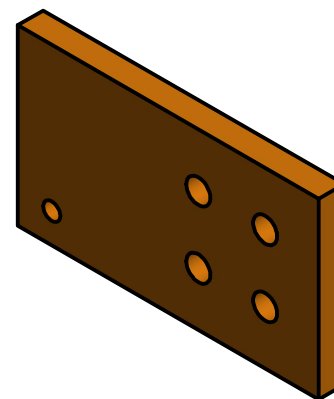


TÍTULO: PLACA SOPORTE UNIÓN		
NÚMERO DE DIBUJO: 27		
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 27 DE 29	REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA DE ACERO
AISI 1045 DE 3/4" DE ESPESOR.

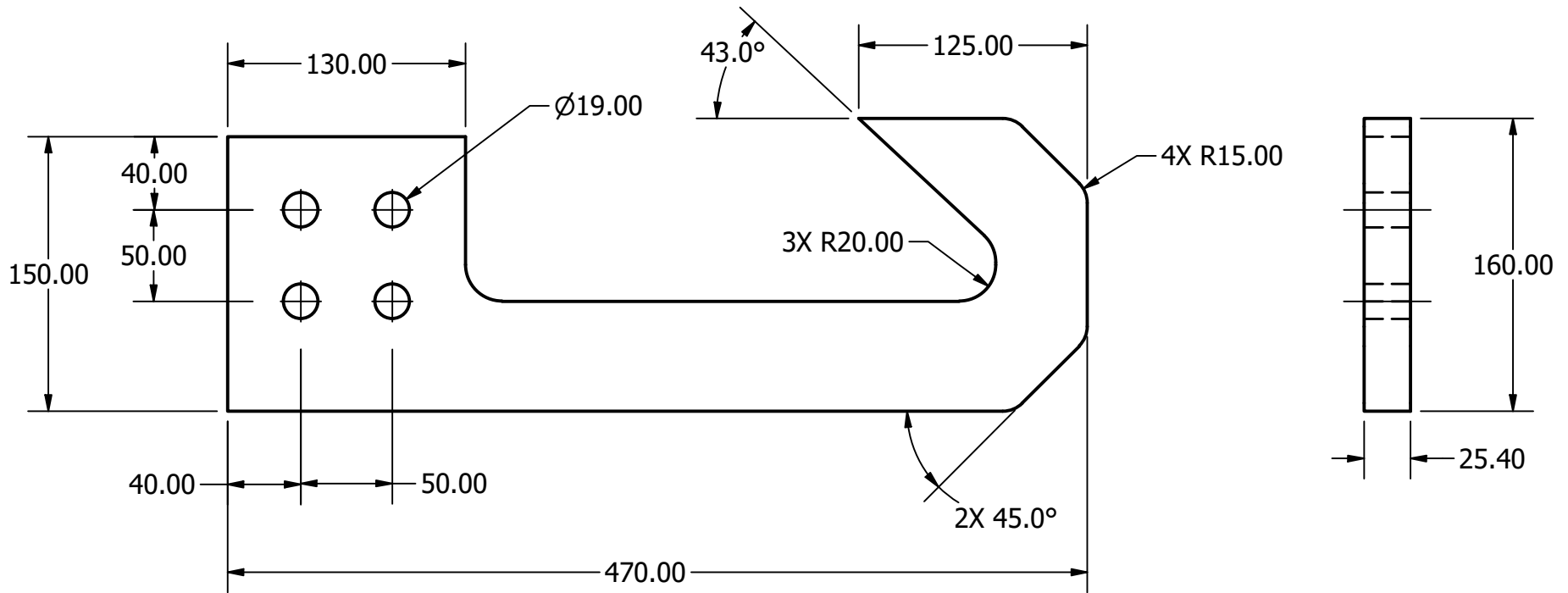
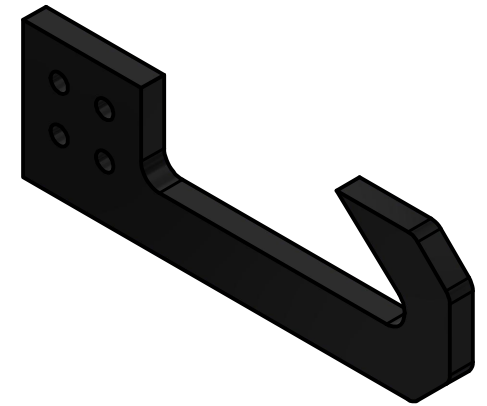
SOLDAR CON ELECTRODO E120-18G.



TÍTULO: PLACA LATERAL GANCHO		
NÚMERO DE DIBUJO: 28		
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 28 DE 29	REV A

NOTAS GENERALES:

FABRICARSE CON LÁMINA DE ACERO
AISI 4041 DE 1" DE ESPESOR.



TÍTULO:			
GANCHO			
NÚMERO DE DIBUJO: 29			
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 29 DE 29		REV A