

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

Facultad Regional Villa María

Ingeniería Mecánica

TESIS FINAL DE GRADO

VEHÍCULO HÍBRIDO ENCHUFABLE

Antonino, Marcos Joaquín

Matías, Gonzalo

AÑO 2018



Villa María 06 de Diciembre de 2018

En la mesa de examen del día de la fecha, los alumnos Antonino Marcos Joaquín y Matías Gonzalo, presentaron el trabajo de grado correspondiente a la carrera de Ingeniería Mecánica.

El Tribunal Examinador estuvo compuesto por el Profesor Titular de la Cátedra, Proyecto Final, Ingeniero Américo Di Cola, el Profesor Jefe de Trabajos Prácticos, Ingeniero Marcelo Costamagna y por el Jefe del Departamento de Ingeniería Mecánica, Ingeniero Huber Fernandez.

El Tribunal Examinador, determinó que los alumnos aprobaron el examen con la siguiente calificación. _____

Ing. Marcelo Costamagna,
Jefe de Trabajos Prácticos.

Ing. Américo Di Cola,
Titular de la Cátedra.

Ing. Huber Fernandez,
Jefe de Departamento.



ÍNDICE

CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN	11
1.1 Propuesta.....	11
1.2 Vehículo híbrido eléctrico.....	11
1.3 Clasificación de los vehículos híbridos eléctricos	11
1.4 Concepto de vehículo híbrido en serie enchufable	12
1.5 Antecedentes y evolución de los vehículos híbridos	12
1.6 Necesidades de los híbridos	14
1.6.1 Costo de operación.....	14
1.6.2 Reducción de la contaminación y emisión de carbono	14
1.6.3 Eliminación del temor de agotar la batería	14
1.7 Normativa legal	14
CAPITULO II: DESCRIPCIÓN TÉCNICA.....	17
2.1 Dimensiones generales.....	17
2.2 Chasis.....	18
2.3 Transmisión.....	18
2.4 Frenos	19
2.5 Motorización.....	20
2.6 Suspensión.....	20
2.7 Dirección	21
2.8 Llantas y neumáticos.....	21
2.9 Carrocería	22
CAPITULO III: DISEÑO DE CHASIS	23



3.1 Visualización de los componentes del chasis.....	23
3.2 Diseño viga cajón	24
3.2.1 <i>Material utilizado en viga cajón.....</i>	24
3.2.2 <i>Cálculo viga cajón.....</i>	24
3.3 Diseño de jaula antivuelco	31
3.3.1 <i>Material de la jaula antivuelco.....</i>	31
3.3.2 <i>Cálculo en Solidworks.....</i>	32
3.3.3 <i>Cálculo bulón jaula antivuelco</i>	35
3.4 Cálculo centro de gravedad del vehículo	36
3.5 Diseño de soporte de suspensión.....	40
3.5.1 <i>Material del soporte de suspensión.....</i>	40
3.5.2 <i>Soporte de suspensión delantero</i>	40
3.5.3 <i>Soporte de suspensión trasero</i>	43
3.6 Cálculo del bulón del soporte de suspensión.....	46
CAPITULO IV: TRANSMISIÓN.....	49
4.1 Visualización de componentes	49
4.2 Juntas homocinéticas	49
4.3 Transmisión por correas dentadas	50
4.3.1 <i>Cálculo de reducción</i>	51
4.3.2 <i>Cálculo y selección de la correa</i>	52
4.3.3 <i>Cálculo tensión de la correa.....</i>	60
4.4 Cálculo semieje.....	61
4.5 Rodamientos.....	64
4.5.1 <i>Cálculo de los rodamientos.....</i>	65



4.6 Poleas.....	69
4.6.1 <i>Polea conductora.....</i>	<i>69</i>
4.6.1.1 Cálculo de la chaveta	70
4.6.2 <i>Polea conducida.....</i>	<i>72</i>
4.6.2.1 Cubo polea.....	72
4.6.2.2 Resistencia de las ranuras.....	73
4.6.2.3 Cálculo bulones de sujeción	74
CAPÍTULO V: EL SISTEMA DE FRENADO	77
5.1 Estructura y configuración del sistema de frenado.....	77
5.2 Componentes del sistema de frenado	78
5.3 Ecuación fundamental del frenado	90
5.4 Dinámica longitudinal de la frenada.....	91
5.5 Elementos del sistema de frenado	101
CAPÍTULO VI: MOTORIZACIÓN	102
6.1 Visualización de componentes	102
6.2 Motorización eléctrica	103
6.2.1 <i>Cálculo de la potencia necesaria.....</i>	<i>104</i>
6.2.2 <i>Soporte motores eléctricos.....</i>	<i>108</i>
6.3 Baterías	109
6.3.1 <i>Cálculo de autonomía</i>	<i>111</i>
6.3.2 <i>Costo operativo.....</i>	<i>112</i>
6.4 Combustión Interna	113
CAPITULO VII: SUSPENSIÓN	116
7.1 Visualización de componentes	116



7.2 Generalidades	117
7.3 Tren delantero	119
7.3.1 <i>Material utilizado</i>	<i>119</i>
7.3.2 <i>Ensamblaje chapón delantero y soporte porta maza</i>	<i>120</i>
7.3.3 <i>Parrilla delantera</i>	<i>122</i>
7.4 Tren trasero	124
7.4.1 <i>Material utilizado</i>	<i>124</i>
7.4.2 <i>Ensamblaje chapón trasero y soporte porta maza.....</i>	<i>125</i>
7.4.3 <i>Parrilla trasera.....</i>	<i>127</i>
7.5 Amortiguador	129
CAPITULO VIII: DIRECCIÓN.....	131
8.1 Generalidades	131
8.2 Dirección utilizada	131
8.2.1 <i>Diseño de la dirección</i>	<i>132</i>
8.2.2 <i>Columna de dirección.....</i>	<i>133</i>
8.2.3 <i>Porta maza, maza y rodamiento</i>	<i>133</i>
CAPITULO IX: NEUMATICOS Y LLANTAS	134
9.1 Llantas.....	134
9.1.1 <i>Tipo de llanta utilizada en el proyecto</i>	<i>135</i>
9.2 Neumáticos	136
9.1.2 <i>Tipo de neumático utilizado en el proyecto</i>	<i>138</i>
CAPITULO X: CARROCERIA.....	140
10.1 Generalidades del Rotomoldeo	140
10.2 Molde	145



10.2.1 <i>Análisis de presiones en flujo de viento</i>	146
10.3 Material utilizado	147
10.3.1 <i>Cantidad aproximada de PEHD utilizado</i>	148
10.4 Iluminación	149
CAPITULO XI: PLANIMETRÍA	151
11.1 <i>Planimetría</i>	151
CAPITULO XII: BIBLIOGRAFIA	158
12.1 <i>Libros</i>	158
12.2 <i>Documentos electrónicos en la red</i>	158
12.3 <i>Proyectos y tesis</i>	158

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Vista frontal.	17
Figura 2 - Vista lateral.....	18
Figura 3 - Sistema de suspensión: paralelogramo deformable.	21
Figura 4 - Componentes del chasis.	23
Figura 5 - Desplazamientos producidos en viga cajón al cargarlo con pesos distribuidos.....	29
Figura 6 - Tensiones producidas en viga cajón al cargarlo con pesos distribuidos.....	29
Figura 7 - Desplazamientos en un ensayo de colisión frontal.....	30
Figura 8 - Tensiones en ensayo de colisión frontal.....	31
Figura 9 - Desplazamientos en ensayo de vuelco.....	33
Figura 10 - Tensiones en ensayo de vuelco.....	33
Figura 11 - Desplazamientos en ensayo de colisión lateral.....	34
Figura 12 - Tensiones en ensayo de colisión lateral.....	35



Figura 13 - Centro de gravedad del vehículo.....	37
Figura 14 - Desplazamientos en el soporte de suspensión delantero.....	42
Figura 15 - Tensiones en el soporte de suspensión delantero.....	42
Figura 16 - Ensayo de fatiga en el soporte de suspensión delantero.....	43
Figura 17 - Desplazamientos en el soporte de suspensión trasero.....	44
Figura 18 - Tensiones en el soporte de suspensión trasero.	45
Figura 19 - Ensayo de fatiga en el soporte de suspensión trasero.....	46
Figura 20 - Componentes del sistema de transmisión.....	49
Figura 21 - Datos correa síncrona.	53
Figura 22 - Fuerza de tensado para correa síncrona.	60
Figura 23 - Soporte rodamiento.....	65
Figura 24 - Seguridad de carga para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento y número de revoluciones.....	66
Figura 25 - Características del rodamiento seleccionado.	68
Figura 26 - Sección de poleas.....	69
Figura 27 - Polea Conductora.	70
Figura 28 - Polea conducida.	72
Figura 29 - Cubo Polea.	73
Figura 30 - Esquema de instalación del sistema ABS en el vehículo.....	80
Figura 31 - Esquema del sistema ABS para una rueda.	80
Figura 32 - Circuito de frenado en "X".	81
Figura 33 - Circuito de frenado en "X" con ABS.	81
Figura 34 - Zonas de deslizamiento estable.	83
Figura 35 - Ciclo de regulación simplificado.....	84



Figura 36 - Sistemas de ABS.....	85
Figura 37. - Esquema general.....	87
Figura 38 - Fase de subida de presión.....	87
Figura 39 - Fase de mantenimiento de presión.	88
Figura 40 - Fase de baja presión.	88
Figura 41 - Diagrama cuerpo libre de un automóvil.....	93
Figura 42 - Conjunto motorización.....	102
Figura 43 - Motor eléctrico brushless.	104
Figura 44 - Soporte motores eléctricos.....	109
Figura 45 - Baterías Li-Ion (Ion-Litio).....	110
Figura 46 - Curvas Descarga-Tiempo.....	112
Figura 47 - Motor generador Honda EG 6500 CXS.....	114
Figura 48 - Componentes del tren delantero.....	116
Figura 49 - Componentes del tren trasero.	117
Figura 50 - Desplazamientos en ensamblaje chapón y soporte porta maza delantero.	120
Figura 51 - Tensiones en ensamblaje chapón y soporte porta maza delantero.	121
Figura 52 - Ensayo fatiga en ensamblaje chapón y soporte porta maza delantero. ...	122
Figura 53 - Desplazamientos en parrilla delantera.....	123
Figura 54 - Tensiones en parrilla delantera.	123
Figura 55 - Ensayo de fatiga en parrilla delantera.	124
Figura 56 - Desplazamientos en ensamblaje chapón y soporte porta maza trasero. .	125
Figura 57 - Tensiones en ensamblaje chapón y soporte porta maza trasero.....	126
Figura 58 - Ensayo de fatiga en ensamblaje chapón y soporte porta maza trasero. ..	127



Figura 59 - Desplazamientos en parrilla trasera.	128
Figura 60 - Tensiones en parrilla trasera.....	128
Figura 61 - Ensayo de fatiga en parrilla trasera.....	129
Figura 62 - Amortiguador Yamaha YBR 250.	130
Figura 63 - Dirección piñón cremallera Fiat Uno.....	132
Figura 64 - Conjunto dirección.....	132
Figura 65 - Perfil llanta.....	134
Figura 66 - Llanta.....	135
Figura 67 - Designación de los neumáticos.	138
Figura 68 - Etapas del rotomoldeo.....	140
Figura 69 - Brazo recto y acodado para la realización del giro en torno a dos ejes. ..	142
Figura 70 - Maquina tipo carrusel de tres brazos fijos.....	143
Figura 71 - Evolución de la temperatura vs tiempo.....	144
Figura 72 - Molde carrocería.	146
Figura 73 - Análisis aerodinámico, líneas de flujo.....	147



CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN

1.1 Propuesta

El proyecto surge a partir de la necesidad de encontrar un medio de transporte que sea económico, de consumo reducido, y ecológico. Como solución a esto, planteamos un Citycar híbrido en serie enchufable, de cuatro ruedas, biplaza con pequeñas dimensiones de un bajo costo de fabricación y materiales de fácil acceso, que requiera un escaso mantenimiento, con una autonomía de 60 km suficiente para cumplir con la necesidad de uso cotidiano de una persona.

1.2 Vehículo híbrido eléctrico

La tecnología híbrida nos permite alcanzar prestaciones conocidas con un consumo de combustible más reducido, con un aprovechamiento de la energía más eficiente y con una considerable reducción en las emisiones de CO₂ y otros gases contaminantes a la atmósfera.

Un híbrido eléctrico es un vehículo de propulsión alternativa combinando un motor eléctrico y uno de combustión.

Según el sistema que utilice, este puede tener una mayor eficiencia energética. Esto puede deberse a la configuración de un motor más pequeño, y la utilización de sistemas de recuperación de energía (tales como frenos regenerativos). Como consecuencia del menor consumo energético, se obtienen beneficios económicos y ambientales.

Muchos de estos sistemas híbridos eléctricos permiten recoger y reutilizar la energía cinética, que se escapa en forma de calor al frenar, gracias al uso de frenos regenerativos. La combinación de un motor de combustión operando siempre a su máxima eficiencia, y la recuperación de energía del frenado (útil especialmente en los tramos cortos), hace que estos vehículos alcancen un mejor rendimiento que algunos convencionales o de determinada época, especialmente en carreteras muy transitadas, donde se concentra la mayor parte del tráfico, de forma que se reducen significativamente tanto el consumo de combustible como las emisiones contaminantes.

Sin embargo, algunas tecnologías híbridas tienen perjuicios ambientales, por ejemplo la producción y reciclado de baterías.

1.3 Clasificación de los vehículos híbridos eléctricos

Existen diversos tipos de sistemas de propulsión híbridos eléctricos, entre los más importantes y que destacan son tres: el sistema paralelo, el sistema combinado y el sistema de secuencia o en serie.

Sistema paralelo: El motor térmico es la principal fuente de energía y el motor eléctrico actúa aportando más potencia al sistema. El motor eléctrico ofrece su potencia en la salida y en la aceleración, cuando el motor térmico consume más. Este sistema destaca por su simplicidad, lo que abre la puerta a la posibilidad de implementarlo en modelos de



vehículos ya existentes, sin necesidad de diseños específicos, y facilita la equiparación de su coste al de un vehículo convencional.

Sistema combinado: el motor eléctrico funciona en solitario a baja velocidad, mientras que a alta velocidad, el motor térmico y el eléctrico trabajan a la vez. El motor térmico combina las funciones de propulsión del vehículo y de alimentación del generador, que provee de energía al motor eléctrico, lo que suele aumentar la eficiencia del sistema, ya que se puede aprovechar la energía generada por el motor térmico, que en ciertas circunstancias puede ser en exceso, y en lugar de desperdiciarla, utilizarla para recargar las baterías del sistema eléctrico.

Sistema en serie: el vehículo se impulsa sólo con el motor eléctrico, que obtiene la energía de un generador alimentado por el motor térmico.

También se los puede subdividir en:

Regulares, que utilizan el motor eléctrico como apoyo, pero que no se pueden recargar conectándolo a la red eléctrica.

Enchufables, (también conocidos por sus siglas en inglés PHEVs), que emplean principalmente el motor eléctrico y que se pueden recargar enchufándolos a la red eléctrica. Un generador de combustión interna alimenta el motor eléctrico y recarga las baterías cuando el ordenador de a bordo detecta que estas se han agotado.

1.4 Concepto de vehículo híbrido en serie enchufable

Un vehículo híbrido eléctrico enchufable, también denominado PHEV por sus siglas en inglés o vehículo eléctrico de autonomía extendida, es un vehículo híbrido eléctrico cuyas baterías pueden ser recargadas enchufando el vehículo a una fuente externa de energía eléctrica. El vehículo híbrido enchufable comparte las características de un vehículo híbrido eléctrico tradicional y de un vehículo eléctrico, ya que está dotado de un motor de combustión interna y de un motor eléctrico acompañado de un paquete de baterías que pueden recargarse enchufando el vehículo en el sistema de suministro eléctrico; además es un vehículo automotor liviano.

1.5 Antecedentes y evolución de los vehículos híbridos

El coche híbrido es una evolución del automóvil para el futuro y la historia de la evolución tecnológica. De hecho, la concepción del híbrido siempre ha estado ligada a mejorar la eficiencia en varios sentidos: menos emisiones y consumo de combustible por un lado, y bajos consumos con gran autonomía por otro.

La primera parte, la de menos emisiones y consumo, se consigue gracias a la parte eléctrica, muy útil en maniobras como el arranque, el estacionamiento, etc. Mientras que la segunda, bajos consumos con gran autonomía, se consigue con un motor de gasolina muy eficiente y capaz de gastar muy poco combustible a velocidad de crucero.



Hubo una época en la que los motores a vapor dominaban la escena. Esa época es tan lejana que debemos hablar de principios del siglo XIX. Estos no eran vehículos híbridos, pero desde luego no eran de combustión interna. Pocos años después, con la electricidad como la fuente de energía más popular, se desarrollaron muchos tipos de motores eléctricos para mover carros, y poco a poco se fue dejando atrás el concepto de carro de tracción animal para dar paso a los motores eléctricos.

El problema fue que, si bien los motores eléctricos eran funcionales y silenciosos, eficientes y suficientemente poderosos, las autonomías eran ridículas. Es decir, hacían falta voluminosas y costosas baterías para almacenar una mísera cantidad de energía en ellas, y la solución se tornó cara y poco práctica. No en vano, recorrer la distancia que fuese cargados hasta los topes con baterías era algo poco lógico. Además el motor de gasolina era barato, y su combustible también, y a pesar de ser tosco, sucio y maloliente se convirtió en una solución perfecta de momento. También habría que empeñar mucho esfuerzo en la miniaturización de las baterías, algo que como sabemos llevó su tiempo.

Pero las mentes más inquietas siguieron preguntándose por la idea de un coche híbrido con motor de gasolina y también con motor eléctrico, y a principios del siglo XX existieron varios modelos diferentes que incluían una solución de este estilo. Pero de nuevo hubo que aplazar la idea por el elevado costo de los mismos frente a los motores de gasolina, que rápidamente se hacían con la supremacía mundial.

Pasaron 90 años, aproximadamente, hasta que Toyota lanzó el primer coche híbrido funcional al mercado en 1997. Pero antes, mucho antes, resurgió el interés por los coches híbridos. Fue en los años 70, cuando la crisis del petróleo puso en alerta a los fabricantes y se desempolvó toda la teoría y práctica de los motores híbridos. La idea que mejores prestaciones podía dar era la de la configuración en paralelo, ya que mientras el motor de gasolina funcionaba, el motor eléctrico se comportaba como un generador de electricidad, que se acumulaba en las baterías. Cuando la potencia del eléctrico era requerida se podrían complementar ambos motores sin problemas.

De todas estas necesidades nació el embrión de lo que fue el primer Toyota Prius, que significa “antes” o “anterior”; se escogió este nombre porque salió al mercado antes de que la preocupación medioambiental fuese algo predominante dentro de la sociedad. El Toyota Prius supuso un salto de gigante hacia la progresiva “hibridación” de la sociedad, puesto que se convirtió en el primer modelo funcional capaz de salir al mercado con un precio realista. Poco a poco, con cada generación, su evolución avanzó hasta llegar a tener lo que hoy llamamos una gama completa de coches híbridos, para todos los públicos y con un nivel del acabado tecnológico fuera de serie.

Ahora nos encontramos en una época de total expansión de la tecnología híbrida, con una gran gama que crece y mejora cada día y con planes futuros muy interesantes. Lejos quedan ya los años en los que los coches híbridos eran una curiosidad, una utopía o algo que no podía competir con los sucios, malolientes pero muy baratos que existían a principios del siglo XX.



1.6 Necesidades de los híbridos

1.6.1 Costo de operación

El costo de la electricidad para operar un híbrido enchufable en modo exclusivamente eléctrico es muy reducido al costo de la gasolina de un vehículo tradicional, esto se detallará más adelante en el Capítulo VI, inciso “6.2.2 costo operativo”.

Por otra parte, se espera que la mayoría de los usuarios recargue sus vehículos durante la noche, con lo cual se aprovecharían las horas de baja demanda del sistema de generación eléctrica, cuya producción tiene un costo menor.

1.6.2 Reducción de la contaminación y emisión de carbono

Comparado con vehículos convencionales, los híbridos enchufables reducen la contaminación atmosférica, la dependencia en el petróleo y los combustibles fósiles y las emisiones de gases de efecto invernadero que contribuyen al calentamiento global. Estos beneficios se originan en el hecho de que los PHEVs no utilizan combustible fósil durante su operación en modo exclusivamente eléctrico, siempre y cuando las baterías hayan sido recargadas utilizando electricidad renovable.

Adicionalmente, la combinación de la tecnología del híbrido eléctrico enchufable con motores de combustible flexible que usen biocombustibles sustentables (tal como el etanol producido a partir de caña de azúcar) puede resultar en reducciones adicionales de emisiones de gases de efecto invernadero.

1.6.3 Eliminación del temor de agotar la batería

Una de las principales barreras para la adopción generalizada de los vehículos 100% eléctricos es el temor de los conductores de que la batería agote su carga antes de alcanzar su destino, denominado en inglés como "range anxiety". Los vehículos híbridos enchufables resuelven este problema debido a que cuentan con un motor que utiliza combustible convencional, el cual entra en funcionamiento en caso que se agote la batería o, como en el caso del Chevrolet Volt, el motor de combustión interna funciona como generador que permite recargar la batería, ampliando así de forma significativa el alcance de los híbridos enchufables en comparación con los vehículos eléctricos.

1.7 Normativa legal

Con respecto a este ítem recientemente se ha presentado un proyecto de ley llevado a cabo por la Asociación Argentina de Vehículos Eléctricos y Alternativos (AAVEA), entidad de bien público legalmente constituida y organización intermedia de participación ciudadana, basado en más de 4 años de análisis y compilación de antecedentes normativos nacionales e internacionales, sumados a las actividades y experiencias locales ya en marcha de los profesionales, trabajadores, estudiantes, científicos y empresarios desde pequeñas hasta grandes empresas y otros entusiastas. Este proyecto se denomina “Régimen de Fomento para el Desarrollo y Utilización de Vehículos Eléctricos y Sistemas de Movilidad Sostenible” A continuación se transcriben las disposiciones generales del mismo.



CAPÍTULO 1. OBJETO, ALCANCE, E INTERÉS

ARTÍCULO 1 - OBJETO. Establecer un marco legal, económico y de difusión pública; que promueva progresivamente la producción, comercialización y utilización masiva de vehículos eléctricos y otras alternativas o sistemas de movilidad; que impliquen un impacto positivo o al menos sostenible incluyendo externalidades, sobre la economía social y calidad de vida a través del tiempo. Esto en particular respecto de los materiales y energías que los vehículos, sus componentes y/o sistemas asociados; consuman como recursos o emitan como residuos desde su fabricación y a lo largo de su ciclo de vida. Cumpliendo así para este sector con los derechos y deberes que emanan del Art. 41 de la Constitución Nacional Argentina, y los principios y presupuestos mínimos de los Art. 4 y 6 de la Ley N° 25.675 del Ambiente y el Desarrollo Sostenible; al tiempo de promover las inversiones, fabricación, compra y exportación de estos vehículos y autopartes nacionales.

ARTÍCULO 2 - ALCANCE. Se consideraran comprendidos dentro del objeto y régimen promocional establecido por la presente:

1) Los vehículos eléctricos y otros alternativos a los que funcionan exclusivamente con motor de combustión interna alimentado mayoritariamente por combustibles fósiles; en particular los que además utilicen energías renovables y economía circular de materiales desde su fabricación. Esto incluye todas las categorías vehiculares, sea que circulen por la vía pública como fuera de ella, como también aquellos pequeños vehículos eléctricos que por su baja velocidad, potencia u otras características; hayan sido exceptuados del tratamiento como vehículo motorizado; así como otros que atendiendo a la evolución tecnológica pueda agregar la autoridad de aplicación.

2) Los componentes, repuestos, kits de conversión o de extensión de autonomía, baterías o dispositivos de acumulación o generación de energía a bordo; y otros sistemas asociados total o parcialmente con los vehículos mencionados en inciso anterior, que determine oportunamente la autoridad de aplicación.

3) La infraestructura de carga de los vehículos mencionados más arriba, así como los equipamientos, accesorios y repuestos necesarios para conformarla, tanto en el orden domiciliario o privado, como en los sistemas de carga públicos o semipúblicos.

4) Los equipos para generación y/o acumulación de electricidad, hidrógeno u otros vectores energéticos, producidos preferentemente desde fuentes renovables, cuando estén dedicados principalmente a abastecer o compensar la fabricación o el consumo de los vehículos e infraestructura mencionados en los incisos anteriores.

5) Los equipamientos, máquinas y herramientas específicamente utilizados para la fabricación, reparación o mantenimiento, así como el reciclado y tratamiento o disposición final; u otros servicios relacionados con los vehículos mencionados en el primer inciso de este artículo.

ARTÍCULO 3 - DECLARACIÓN DE INTERÉS. Se declara de interés Nacional, a los vehículos híbridos, eléctricos, a celdas de combustible u otras motorizaciones alternativas, sus componentes, infraestructura de carga y demás sistemas de movilidad



Universidad Tecnológica Nacional

Facultad Regional Villa María

sostenible, mencionados en el objeto, alcance y artículos correlacionados de la presente norma.



CAPITULO II: DESCRIPCIÓN TÉCNICA

En este capítulo se presentaran de forma resumida las características y componentes principales del vehículo. En los siguientes capítulos se los explicará detalladamente.

2.1 Dimensiones generales

El automóvil cuenta con las siguientes dimensiones generales:

- Largo total del vehículo 2985 mm.
- Distancia entre ejes 2000 mm.
- Ancho del vehículo 1705 mm
- Alto del vehículo 1500 mm.

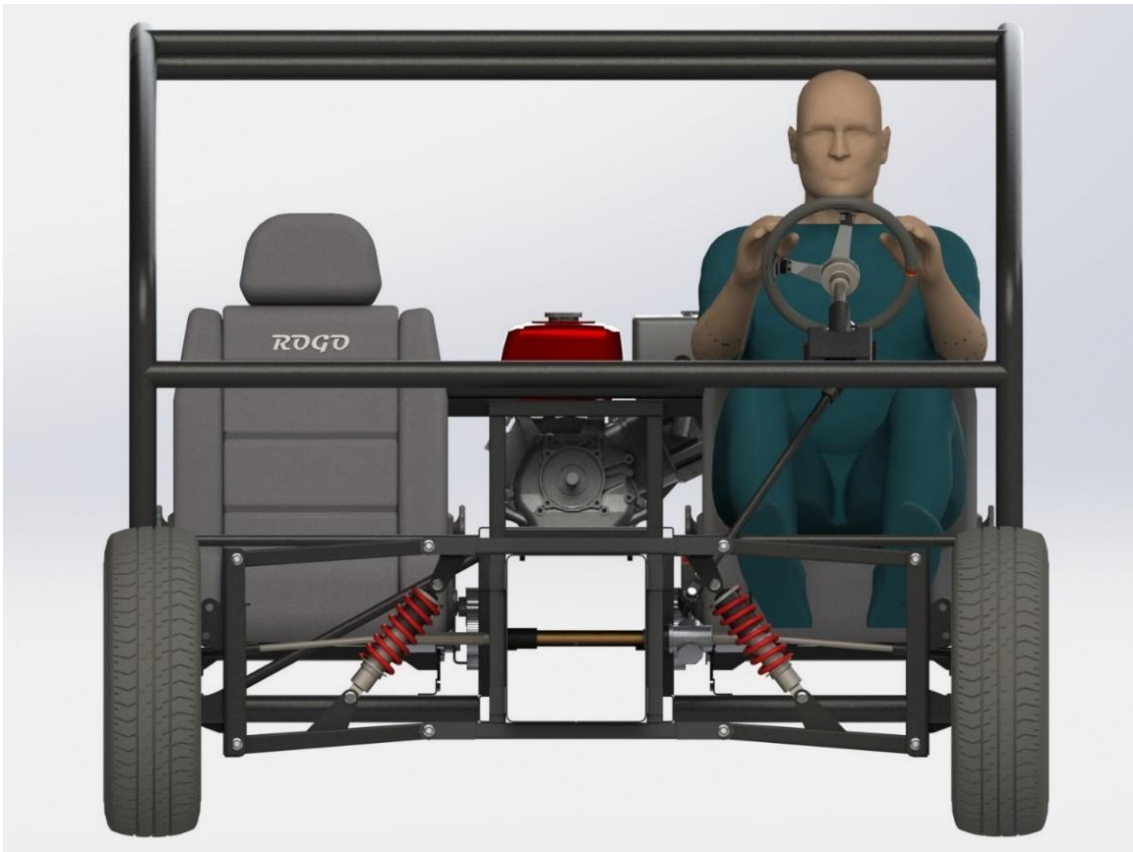


Figura 1 - Vista frontal.



Figura 2 - Vista lateral.

2.2 Chasis

Este tendrá una configuración específica, con una viga principal en forma de cajón, la cual favorecerá el ensamblaje de todos los componentes del vehículo, ya que los mismos van ensamblados sobre éste; el material del cual se va a construir será un acero de alta resistencia, aleado con fósforo, llamado Docol BH. Este es el utilizado en las grandes fábricas de automóviles.

A su vez también estará compuesto por la jaula antivuelco, el soporte de suspensión delantero y trasero; los materiales del cual van a ser construidos éstos componentes serán el acero SAE 4130 y SAE 1010.

2.3 Transmisión

Se utilizarán juntas homocinéticas y para la transmisión de potencia correas dentadas, ya que en relación a otros sistemas presenta las siguientes ventajas:

- Poseen un funcionamiento mucho más silencioso que una por cadenas o engranajes, si se encuentran en buen estado.
- Permiten absorber choques, debido a la elasticidad de la correa.



- Permiten transmitir potencia a distancias relativamente grandes de forma económica.
- Precisa poco mantenimiento, al no ir engrasadas como ocurre en el caso de las cadenas o engranajes.
- Los costos, generalmente, son menores que en el caso de las cadenas y engranajes.
- Son de fácil desacople y acople.
- Pueden alcanzar velocidades bastante elevadas en comparación a las cadenas (50 m/s).
- Permiten una relación de transmisión constante.
- No requieren pretensado elevado para poder transmitir potencia entre ejes. Por tanto, se reducen los problemas de fatiga en los ejes donde van montadas.
- El rendimiento que se consigue es elevado: 0.98.

2.4 Frenos

Su principal función es disminuir o anular progresivamente la velocidad del vehículo, o mantenerlo inmovilizado cuando está detenido. El sistema de freno principal, o freno de servicio, permite controlar el movimiento del vehículo, llegando a detenerlo si fuera preciso de una forma segura, rápida y eficaz, en cualquier condición de velocidad y carga en las que rueda.

Delanteros

En este tren se colocaran frenos de disco hidráulicos, donde todos sus componentes son comerciales y pertenecen a un Renault Clio. Este es un sistema de frenado usado normalmente para ruedas de vehículos, en el cual una parte móvil (el disco) solidario con la rueda que gira es sometido al rozamiento de unas superficies de alto coeficiente de fricción (las pastillas) que ejercen sobre ellos una fuerza suficiente como para transformar toda o parte de la energía cinética del vehículo en movimiento, en calor, hasta detenerlo o reducir su velocidad, según sea el caso. Esta inmensa cantidad de calor ha de ser evacuada de alguna manera, y lo más rápidamente posible.

Traseros

En este tren se utilizaran al igual que en el tren delantero frenos a disco. Se podrían utilizar los motores eléctricos como frenos regenerativos, permitiendo reducir la velocidad del vehículo transformando parte de su energía cinética en energía eléctrica, esta se podría almacenar en capacitores o baterías para un uso futuro. Debido a la baja velocidad y poca masa del vehículo, este tipo de frenado no es efectivo y la energía recuperada es muy poca. Por ese motivo no vale la pena concentrar el estudio en dicho apartado.



2.5 Motorización

Motorización eléctrica

Contará con dos motores brushless de aproximadamente 6 HP montados con el propósito de propulsar de manera independiente, a cada rueda trasera. Este es un motor eléctrico que no emplea escobillas para realizar el cambio de polaridad en el rotor.

Baterías

Las utilizadas serán las de iones de litio, también denominadas batería Li-Ion, son un dispositivo diseñado para almacenamiento de energía eléctrica que emplea como electrolito una sal de litio que procura los iones necesarios para la reacción electroquímica reversible que tiene lugar entre el cátodo y el ánodo.

Combustión interna

Los motores térmicos tienen un estrecho régimen de funcionamiento óptimo y además su par cuando no gira es nulo. Es decir la curva de funcionamiento del motor no se corresponde con la curva de la carga. Cuando se conecta directamente la carga al motor se necesita adaptar la curva del motor a la de la carga. Para subsanar el par cero cuando no gira se instala un embrague que permite arrancar sin carga y después conectarse a la misma. Y para adaptar el régimen del motor a la carga se emplean unos juegos de engranajes. Los motores eléctricos poseen el mayor par cuando están conectados pero no giran y por otro lado su régimen de funcionamiento óptimo es muy amplio, además su control es relativamente sencillo. La idea de la transmisión nafta-eléctrica es hacer funcionar un generador eléctrico mediante un motor a nafta en su régimen óptimo, con el mejor rendimiento posible. La energía eléctrica se transporta a un motor eléctrico acoplado directamente a la carga. Este motor se adapta mejor a la curva de carga.

Por estas razones se utilizará un grupo electrógeno para realizar la carga de las baterías cuando la misma se haya acabado, cumpliendo con la autonomía definida.

2.6 Suspensión

Se utilizará el mismo sistema en las cuatro ruedas, este será el paralelogramo deformable. El diseño tradicionalmente usa dos brazos en forma de "A" uno en la parte alta y otro en la parte baja, anclados al cuerpo del auto por un extremo y a la rueda en el otro, en medio de las horquillas corren el resorte y el amortiguador. La suspensión de doble brazo permite un control mayor sobre el ángulo de la rueda, y es ideal para contener el hundimiento y elevación del auto en frenadas y aceleración.

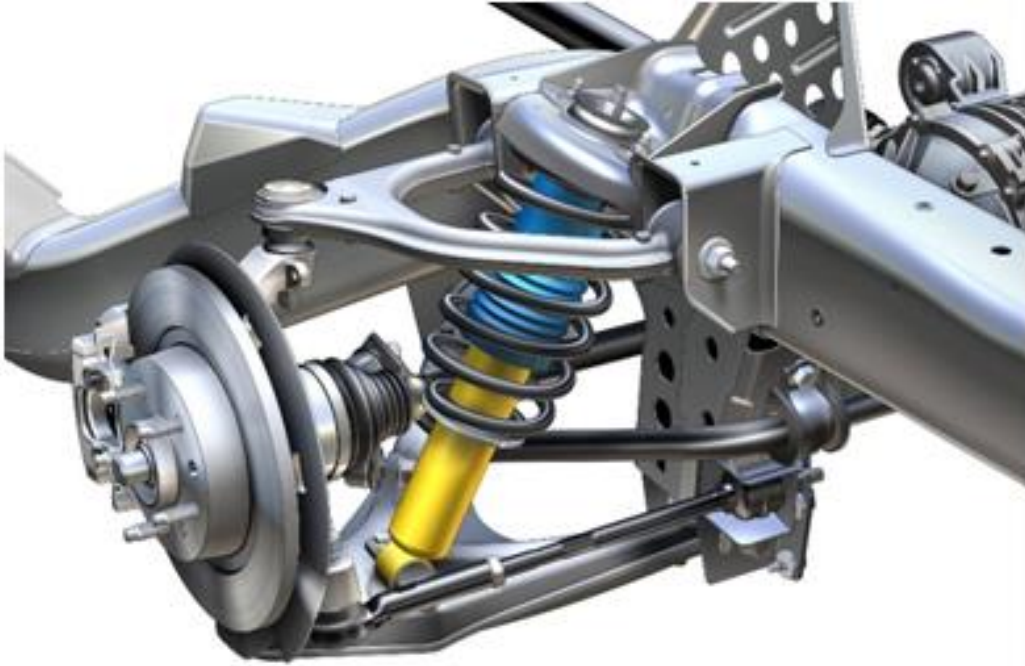


Figura 3 - Sistema de suspensión: paralelogramo deformable.

2.7 Dirección

De tipo piñón cremallera, recomendada para vehículos livianos por sus características de precisión, poco peso y diseño de fácil ubicación en compartimientos del motor con poco espacio. Tiene por finalidad la transformación de un movimiento de rotación o circular (piñón) en un movimiento rectilíneo (cremallera). Este mecanismo como su mismo nombre indica está formado por dos elementos componentes que son el piñón y la cremallera.

El piñón es una rueda dentada normalmente con forma cilíndrica que describe un movimiento de rotación alrededor de su eje.

La cremallera es una pieza dentada que describe un movimiento rectilíneo en uno u otro sentido según la rotación del piñón.

Este mecanismo funciona como un engranaje simple, esto significa que tanto la cremallera como el piñón han de tener el mismo paso circular y, en consecuencia, el mismo módulo.

2.8 Llantas y neumáticos

Se utilizará una maza, porta maza comercial de un Renault Clio. Además el conjunto de llanta y neumático será de 13", este último tendrá las siguientes dimensiones, 165/70/R13.



2.9 Carrocería

La misma se realizará por rotomoldeo, es un método sencillo y económico, además podemos enumerar algunas ventajas:

- Gran flexibilidad en el diseño de piezas.
- Permite formas de contorno complicado con diferentes espesores y acabados superficiales.
- Fabricación del producto en una sola pieza hueca, sin necesidad de soldaduras. El espesor de la pared es uniforme y puede ser aumentado o disminuido, sin necesidad de modificar el molde.
- Se pueden fabricar piezas con insertos metálicos y otros tipos de refuerzos.
- Se adapta tanto a pequeñas como a grandes producciones. Pueden fabricarse piezas de distinto color y tamaño en un mismo ciclo.
- Bajo coste en moldes y utillaje.
- Cambio rápido del color.



CAPITULO III: DISEÑO DE CHASIS

Existen dos tipos de chasis para la fabricación de vehículos: chasis independiente sobre bastidores y chasis autoportante o monocasco. En ambos casos el chasis sostiene la mayor parte del vehículo, la masa suspendida, que incluye el motor, la transmisión, la carrocería, el sistema de escape y la caja de dirección. El chasis es considerado como el componente más significativo de un automóvil. Es el elemento fundamental que da fortaleza y estabilidad al vehículo. Es una parte importante del automóvil que permite el armado de los demás componentes.

El chasis de un vehículo tiene otra función igual o más importante que guarda relación con la seguridad de las personas que viajan dentro de él. Y es que, además de estar pensado para dar sujeción a los componentes mecánicos, también debe cumplir la función de absorber de la mejor manera posible los impactos y evitar la deformación. De este modo, cuando más rígido y resistente resulte, más seguros se sentirán los pasajeros, ya que habrá menos probabilidades de que el habitáculo sufra alguna contingencia en caso de accidente.

En este capítulo se calculará la viga cajón que es el alma central sobre la cual se montarán los demás elementos, también calculados y desarrollados, que conforman la estructura interna del vehículo, estos son la jaula antivuelco y el soporte para la suspensión delantero y trasero.

3.1 Visualización de los componentes del chasis

A continuación se podrán visualizar como quedaría conformado el chasis del vehículo con sus correspondientes posiciones de sus piezas.

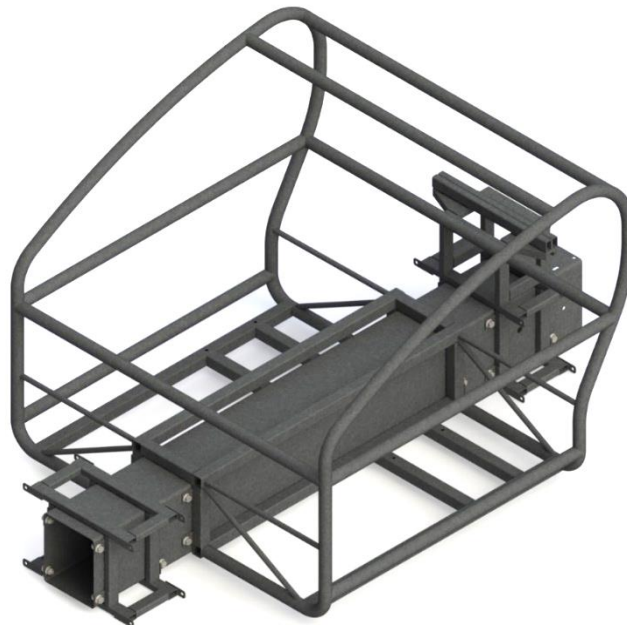


Figura 4 - Componentes del chasis.



3.2 Diseño viga cajón

3.2.1 Material utilizado en viga cajón

Docol BH es un acero de alta resistencia aleado con fosforo, conocido como acero refosforado con excelente capacidad de conformación. También, se lo podrá trabajar, manipular y soldar sin ningún tipo de complicación, con utillaje estándar de taller, el mismo tiene las siguientes propiedades mecánicas:

Grado	Límite de elasticidad (kg/cm ²)	Límite a la tracción(kg/cm ²)
Docol 220 BH	2853	3874

3.2.2 Cálculo viga cajón

Los cálculos se realizaron en base al acero Docol 220 BH.

Límite Elástico: 2243-2853 kg/cm².

Carga de Rotura: 3467-4282 kg/cm².

Determinación de espesor

Para el mismo se supuso al cajón como una viga simplemente apoyada, con una aproximación a la carga máxima soportada, correspondiente al peso total del vehículo con sus dos ocupantes.

Q: carga máxima.

L: distancia entre ejes.

E: módulo de elasticidad.

Y_m: máxima deflexión permitida.

I_x: momento de inercia.

x: espesor.

c: distancia a la fibra más alejada.

M_{fm}: momento flector máximo.

W: módulo resistente.

S: tensión admisible.

Cálculo por desplazamiento



En éste, se va a intentar acercar un valor adecuado para utilizarlo como espesor.

$$Q := 800 \text{ kg}$$

$$800 \text{ kg}$$

$$L := 200 \text{ cm}$$

$$200 \text{ cm}$$

$$E := \frac{2100000 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\frac{2100000 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Ym := 0.2 \text{ cm}$$

$$0.20 \text{ cm}$$

$$Ix := \frac{Q \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot Ym}$$

$$317.46 \text{ cm}^4$$

$$ec1 := \left(\frac{((25 + 2x) \cdot ((30 + 2x)^3))}{12} - \frac{(25 \cdot 30^3)}{12} \right) = Ix$$

$$\frac{1}{12} (25 + 2x) (30 + 2x)^3 - 56250 = 317.46 \text{ cm}^4$$

$$ec2 := \text{fsolve}(ec1, x);$$

$$\boxed{-28.77, 0.02}$$

Como se puede observar, con los datos planteados anteriormente, el cálculo nos arroja un valor de 0.02 cm como espesor de la chapa.

Cálculo por tensión

En este se determinara el valor de la tensión a la que está sometido el cajón con un espesor de 0.02 cm.

$$c := \frac{(30 + (0.02 \cdot 2)) \text{ cm}}{2}$$



$$15.02 \text{ cm}$$

$$M_{fm} := \frac{Q \cdot L}{4}$$

$$40000 \text{ kg cm}$$

$$W := \frac{Ix}{c}$$

$$21.14 \text{ cm}^3$$

$$S := \frac{M_{fm}}{W}$$

$$\frac{1892.53 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

Como podemos ver, el esfuerzo al que está sometido supera la tensión de trabajo (1275 kg/cm^2) dada por el material, por esto recalculamos aumentando el espesor (e).

Corrección cálculo

Dado que se supera la tensión de trabajo, se procede a realizar nuevamente el cálculo.

Cálculo por desplazamiento

Aquí realizamos los mismos pasos que en el apartado anterior, pero trabajando con 0.3 cm como espesor de la chapa; y determinamos la flecha; basándonos en que esta no sea mayor 1 mm por metro.

$$e := 0.3 \text{ cm}$$

$$0.30 \text{ cm}$$

$$Q := 800 \text{ kg}$$

$$800 \text{ kg}$$

$$L := 200 \text{ cm}$$

$$200 \text{ cm}$$

$$E := \frac{2100000 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$



$$\frac{2100000 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$I_x := \left(\frac{((25 \text{ cm} + 2 \cdot e) \cdot ((30 \text{ cm} + 2 \cdot e)^3))}{12} - \frac{(25 \text{ cm} \cdot (30 \text{ cm})^3)}{12} \right)$$
$$4875.58 \text{ cm}^4$$

$$Y_m := \frac{Q \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_x}$$

$$0.01 \text{ cm}$$

Se ve que la flecha máxima obtenida cumple con la condición propuesta; por lo que seguimos adelante con el cálculo.

Cálculo por tensión

Procedemos a encontrar el valor del esfuerzo al que estará sometido, de la misma forma que antes, pero utilizando 0.3 cm como espesor.

$$c := \frac{(30 \text{ cm} + (e \cdot 2))}{2}$$

$$15.30 \text{ cm}$$

$$M_{fm} := \frac{Q \cdot L}{4}$$

$$40000 \text{ kg cm}$$

$$W := \frac{I_x}{c}$$

$$318.67 \text{ cm}^3$$

$$S := \frac{M_{fm}}{W}$$

$$\frac{125.52 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

La tensión obtenida es bastante menor que la tensión de trabajo dada por el material, por lo que estamos en condiciones de seguir adelante.



Cálculo coeficiente de seguridad (N)

Determinaremos un valor de coeficiente de seguridad mediante el cual nos estamos basando en esta sección del proyecto.

$$S_y := \frac{2550 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\frac{2550 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N := \frac{S_y}{S}$$

20.31

Vemos que el valor arrojado de 20.31 es por demás adecuado para lo que se planteó.

Verificación Solidworks

A continuación se darán a conocer los resultados obtenidos al calcular la viga cajón siendo cargada con los distintos pesos en sus posiciones correspondientes. También se demostraran los efectos que ocurren al momento de una colisión frontal.

Ensayo con pesos distribuidos

En el mismo se llevó a cabo la verificación del cálculo realizado a mano, con sus consideraciones expuestas anteriormente.

Análisis de desplazamientos

En la siguiente imagen se logra observar que el valor máximo de desplazamiento (0.68 mm) obtenidos en la verificación con el software de diseño, están muy por debajo de los parámetros especificados, 1 mm por metro lineal como si lo consideráramos como una viga simplemente apoyada. La mayor deformación se debe al poco espesor de la chapa de 3mm de acero DOCOL 220 BH.

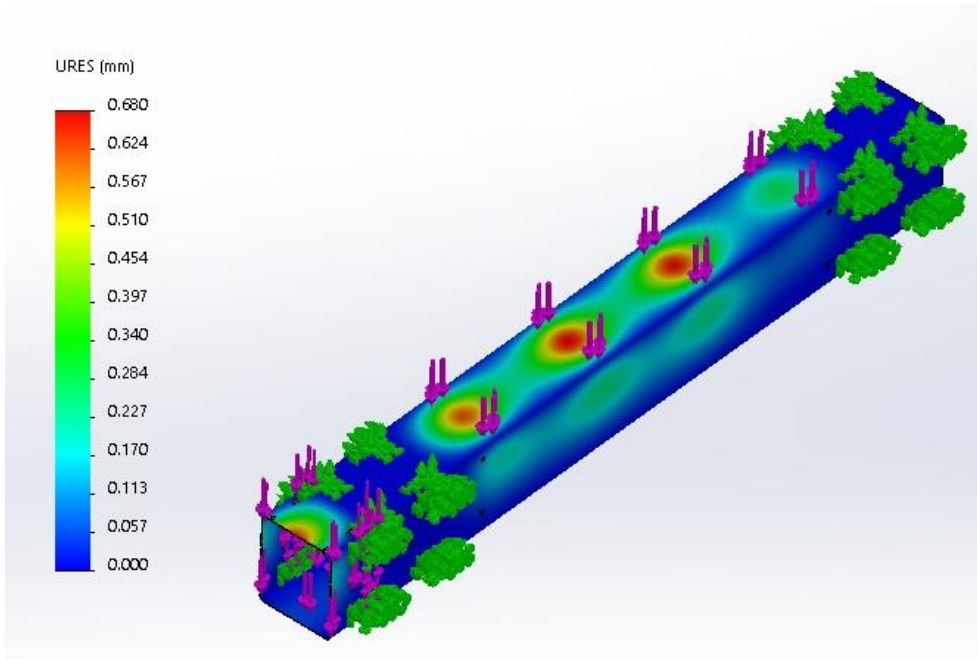


Figura 5 - Desplazamientos producidos en viga cajón al cargarlo con pesos distribuidos.

Análisis de tensiones

En la imagen a continuación se ponen en evidencia, los valores de las tensiones a la que está sometido el cajón (máxima 504 kg/cm²), tomando las consideraciones que se han establecido para efectuar el cálculo. En la misma vemos que no se superan los valores admitidos por el material.

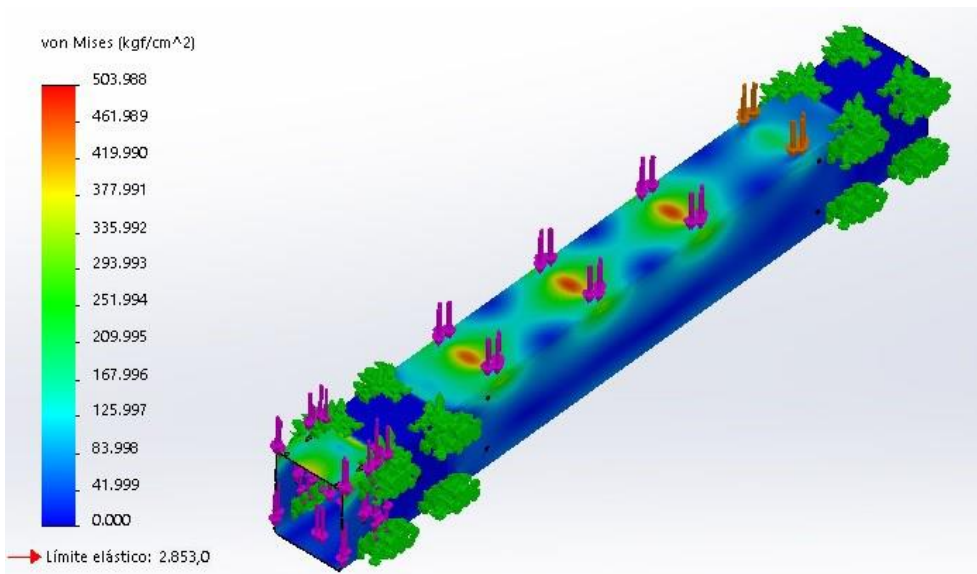


Figura 6 - Tensiones producidas en viga cajón al cargarlo con pesos distribuidos.



Ensayo de colisión frontal

Para este ensayo se tomó la consideración de solamente afectar el cajón a los esfuerzos generados, ya que será el que absorba la mayor cantidad de energía de deformación y por ser la viga principal.

En este apartado se mostraran los resultados obtenidos al solicitar al cajón a un esfuerzo de 10000 kg, que sería el generado en una colisión frontal. Esta fuerza se obtuvo de las ecuaciones de cantidad de movimiento e impulso, partiendo de una velocidad de 50 km/h, con los 800 kg de masa y al dividirla por un tiempo supuesto de detención total de 0.1 s.

Análisis de desplazamientos

A continuación podemos observar los desplazamientos que surgen al cargar a la viga principal (cajón) como se lo explico anteriormente, el valor máximo obtenido (0.36 mm) es despreciable en comparación con la longitud de la viga (2500 mm).

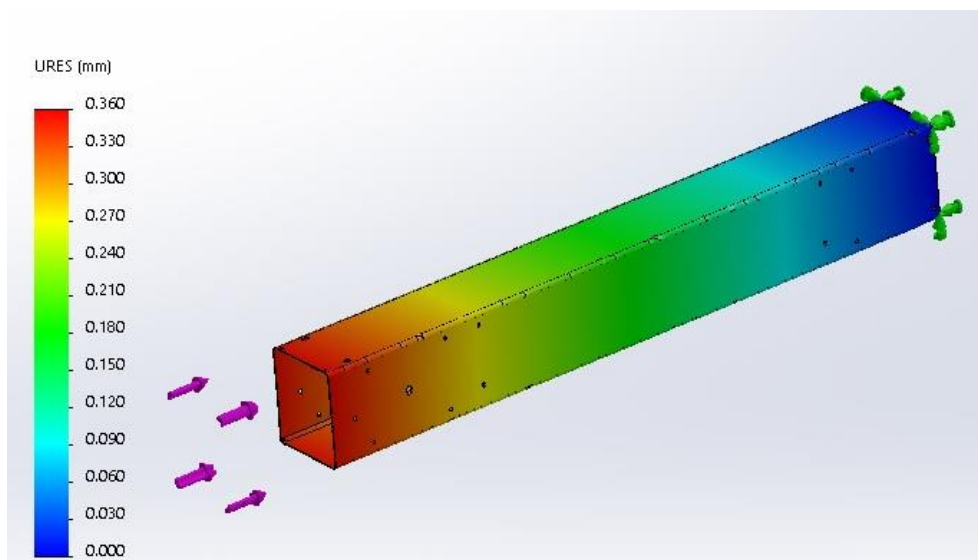


Figura 7 - Desplazamientos en un ensayo de colisión frontal.

Análisis de tensiones

Debajo, en la imagen, podemos ver las tensiones (máxima 855 kg/cm²) que surgen al someter al cajón a una colisión frontal. Las mismas están muy por debajo de la resistencia del material.

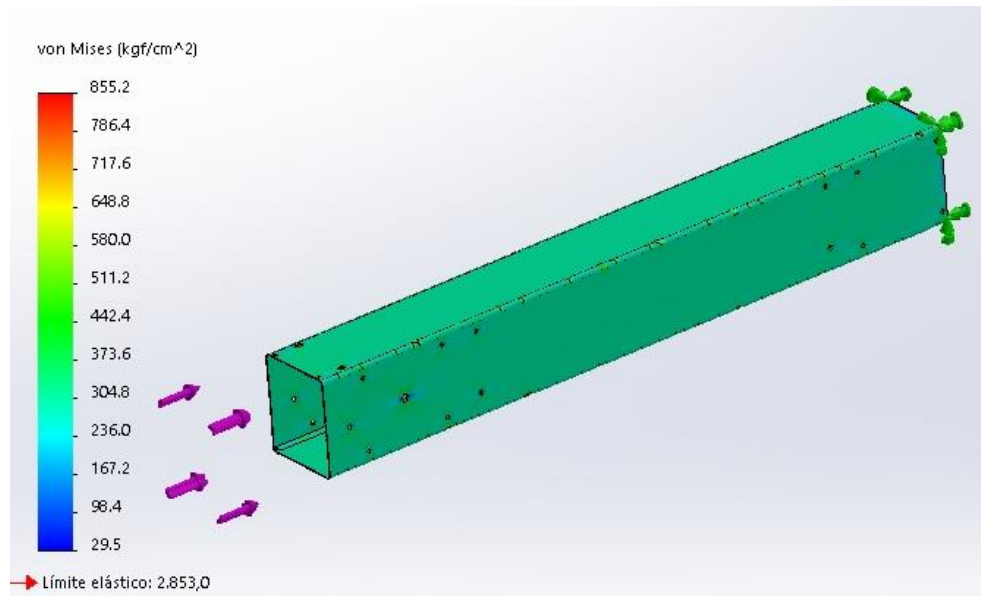


Figura 8 - Tensiones en ensayo de colisión frontal.

3.3 Diseño de jaula antivuelco

Esta será una estructura metálica situada en el interior del vehículo, formada por tubos huecos de acero soldados entre sí. La estructura ira fijada a la viga principal (cajón) mediante uniones roscadas, las mismas se determinaran en el inciso “3.2.3 Cálculo bulón jaula antivuelco” del presente capítulo. Esta estructura tiene dos funciones principales, la primera y más importante es garantizar la seguridad de las personas que se encuentren dentro del vehículo, en caso de cualquier accidente, es decir, la función principal de esta estructura será formar un esqueleto interno en el vehículo, el cual, en caso de sufrir algún accidente, este esqueleto sufrirá unas deformaciones plásticas muy pequeñas, manteniendo prácticamente la forma del habitáculo que ocupan los dos tripulantes y consiguiendo que estos salgan del vehículo accidentado, sin sufrir grandes lesiones.

Además de la primera función también, esta estructura, aportará una rigidez a torsión extra al chasis del vehículo, ya que las fuerzas de torsión a las que se ve sometido el chasis son de valor considerable en un vehículo de calle. Entonces aumentando la rigidez a torsión del vehículo, lograremos que éste tenga un mejor comportamiento en su conducción.

3.3.1 Material de la jaula antivuelco

El Acero SAE 4130 es una aleación de cromo-molibdeno, de alta resistencia a la tracción y tenacidad. Su popularidad se debe principalmente a su soldabilidad, templeabilidad y mecanizabilidad. Con las siguientes propiedades mecánicas.

Grado	Límite a la tracción(kg/cm ²)	Límite de elasticidad (kg/cm ²)
SAE 4130	5710,3	4690,6



3.3.2 Cálculo en Solidworks

La jaula se diseñó para soportar los esfuerzos generados en un vuelco y en un impacto lateral, y no en una colisión frontal, ya que en estas el esfuerzo generado es absorbido por el cajón.

La construcción de ésta se realizó como se establece en el reglamento de la categoría de automovilismo de velocidad, Turismo Competencia 2000 (TC 2000). En donde los perfiles redondos de dicha jaula son de un diámetro exterior de 50 mm y un espesor de 2 mm, los perfiles rectangulares son de 50x30x3.2 mm y un perfil ángulo 50x50x4 mm.

Se la supuso empotrada en las caras que están en contacto con el cajón central y en las superficies para el agarre con bulones.

Ensayo de vuelco

Se la sometió a una carga de impacto distribuida de 3200 kg, esta se determinó dejando caer el vehículo con una masa de 800 kg, desde una altura de 50 cm y suponiendo una deformación conjunta del medio y la estructura de 10 cm, basándose en el cálculo arrojado en “hyperphysics¹” en el apartado “Fuerza de Impacto en la Caída de Objetos”. Se cargaron 1200 kg a cada uno de los arcos laterales y 400 kg al larguero inferior y superior.

Análisis de desplazamientos

En la siguiente imagen se ponen en evidencia a las deformaciones a la que se somete la jaula al estar sujeta a las condiciones anteriormente propuestas, resultando una máxima deformación de 20.6 mm.

¹ <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/hframe.html>

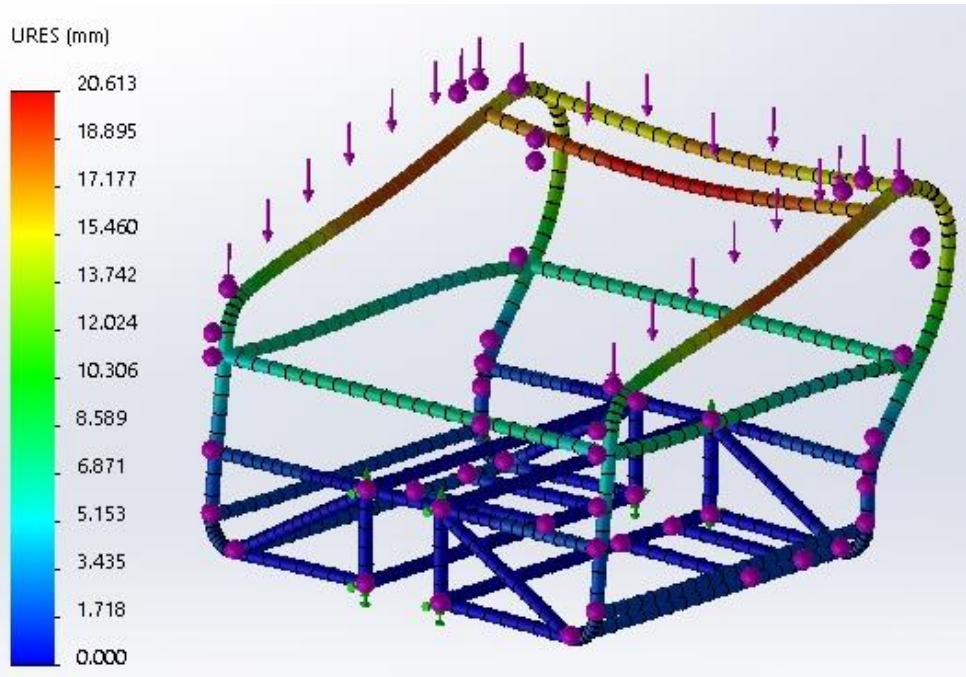


Figura 9 - Desplazamientos en ensayo de vuelco.

Análisis de tensiones

A continuación se muestran los valores de los máximos esfuerzos a los que está sometida la estructura al momento de la carga de los 3200 kg. Se ve que las tensiones son muy próximas al límite elástico del material (4742 kg/cm^2), lejos de la rotura del mismo.

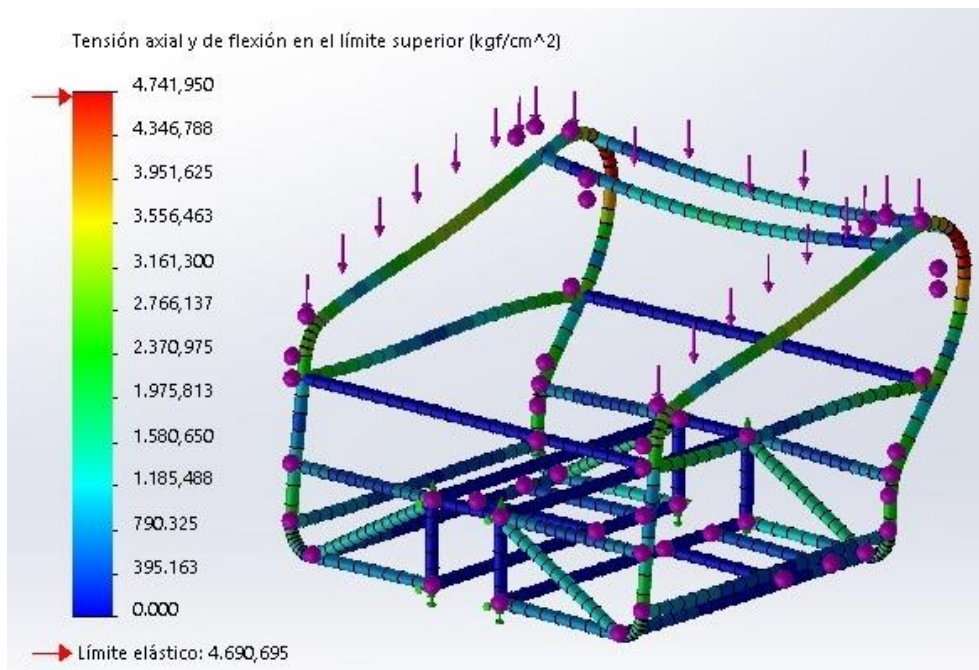


Figura 10 - Tensiones en ensayo de vuelco.



Ensayo colisión lateral

En comparación con los impactos frontales, existe muy poco espacio en el interior del vehículo para absorber la energía y, en consecuencia, las lesiones generadas suelen ser más graves.

En este ensayo el antivuelco fue expuesto a una carga de 3200 kg distribuidos en 1000kg por cada elemento que componen la superficie lateral del vehículo. Este esfuerzo se determinó de la misma manera que en el ensayo de vuelco. Esto resulta porque al implementar el mismo análisis que realiza el Programa de Evaluación de Vehículos Nuevos para América Latina y el Caribe (Latin NCAP) sobre vehículos comerciales, resultaría en elevados esfuerzos que conllevan la destrucción del habitáculo con graves lesiones de los ocupantes. Esto mismo se ve en la mayoría de vehículos del segmento B argentino, que se someten al mismo ensayo, no garantizando la seguridad de sus ocupantes en caso de una colisión lateral.

Análisis de desplazamientos

En la imagen que a continuación se presenta, se pueden observar los desplazamientos obtenidos sobre la estructura (máximo 11.47 mm). En la misma se puede observar que la máxima deformación ocurre en la posición de la puerta.

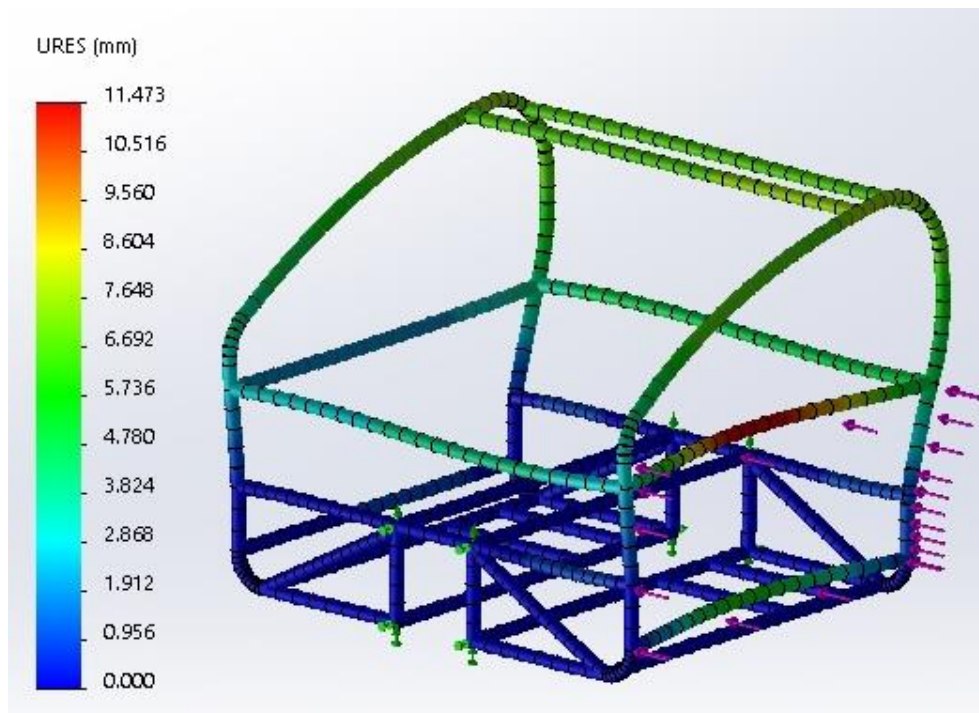


Figura 11 - Desplazamientos en ensayo de colisión lateral.

Análisis de tensiones

En la imagen de abajo podemos observar los valores de las tensiones (máxima 4726 kg/cm²) que se ponen en evidencia al momento de someterla al esfuerzo de los 3200kg, lejos de la rotura del mismo.

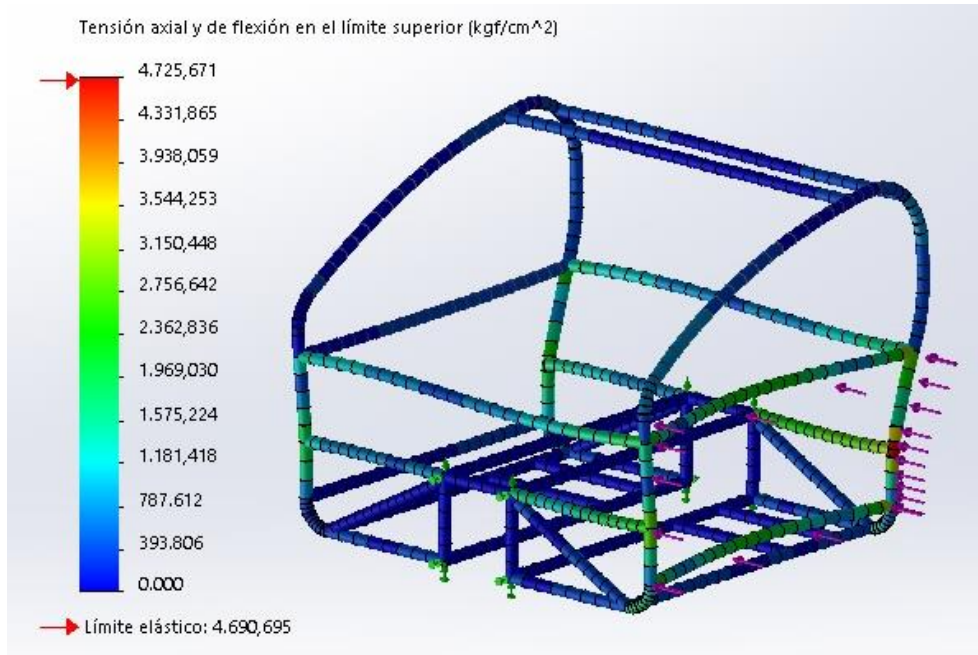


Figura 12 - Tensiones en ensayo de colisión lateral.

3.3.3 Cálculo bulón jaula antivuelco

Para realizar este cálculo se utilizó el valor de 3200 kg obtenido del ensayo de vuelco del vehículo, en el inciso “3.2.2 Cálculo en Solidworks” del presente capítulo. Se estableció un coeficiente de seguridad de 2 y una tensión de prueba de un bulón métrico grado 5.8. Consideramos que el esfuerzo al que están sometidos los bulones es de corte puro.

N: Coeficiente de seguridad.

Nb: Numero de bulones.

Sp: Esfuerzo prueba bulón.

Ft: Fuerza total sobre bulones.

Fb: Fuerza por bulón.

Db: Diámetro bulón.



$$N := 2$$

$$2$$

$$Nb := 8$$

$$8$$

$$Sp := \frac{3874.92 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\frac{3874.92 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Ft := 3200 \text{ kg}$$

$$3200 \text{ kg}$$

$$Fb := \frac{Ft}{Nb}$$

$$400 \text{ kg}$$

$$Db := \sqrt{\frac{Fb \cdot N \cdot 4}{Sp \cdot 3.14}}$$

$$0.51 \text{ cm}$$

En base a lo expuesto anteriormente, que arrojo un diámetro de 0.51 cm equivalentes a 5.1 mm, se utilizaran ocho bulones normalizados M10x1.5x20 grado 5.8, por cuestiones de diseño.

3.4 Cálculo centro de gravedad del vehículo

Aquí se determinará el centro de gravedad, partiendo de los pesos y ubicaciones de los componentes más significativos del vehículo.

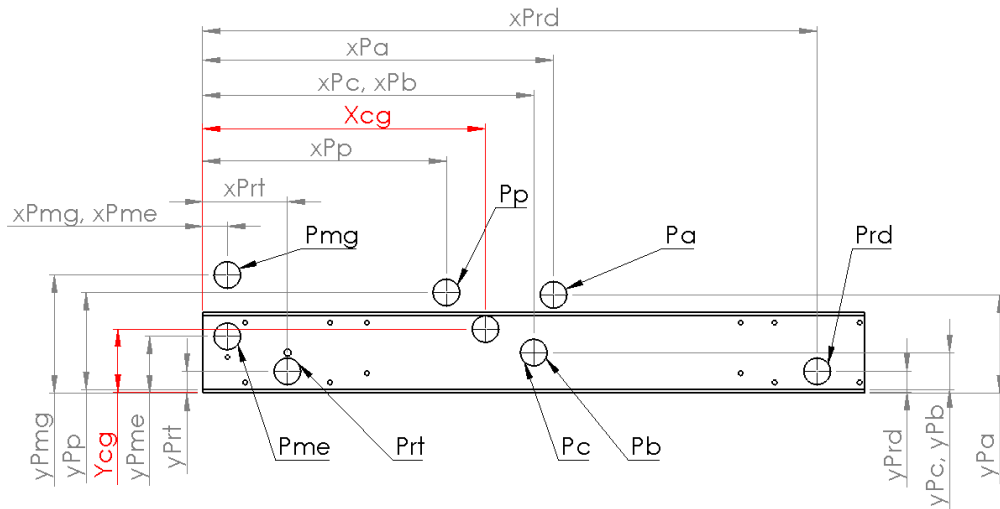


Figura 13 - Centro de gravedad del vehículo.

Pb: peso batería.

Pme: peso motor eléctrico.

Pa: peso antivuelco.

Pc: peso cajón.

Prd: peso rueda delantera.

Prt: peso rueda

Pmg: peso motor generador.

Pp: peso persona.

yPme - xPme: distancia del origen al centro de gravedad del motor eléctrico.

yPrt - xPrt: distancia del origen al centro de gravedad de las ruedas traseras.

yPc - xPc: distancia del origen al centro de gravedad del cajón.

yPb - xPb: distancia del origen al centro de gravedad del conjunto de baterías.

yPrd - xPrd: distancia del origen al centro de gravedad de las ruedas delanteras.

yPmg - xPmg: distancia del origen al centro de gravedad del motor generador.

yPa - xPa: distancia del origen al centro de gravedad de la jaula antivuelco.



$P_p := 75 \text{ kg}$

75 kg

$P_b := 120 \text{ kg}$

120 kg

$P_a := 125 \text{ kg}$

125 kg

$P_{me} := 20 \text{ kg}$

20 kg

$P_c := 250 \text{ kg}$

250 kg

$P_r := 20 \text{ kg}$

20 kg

$P_{mg} := 80 \text{ kg}$

80 kg

$x_{Pp} := 92 \text{ cm}$

92 cm

$x_{Pb} := 125 \text{ cm}$

125 cm

$x_{Pa} := 132.5 \text{ cm}$

132.50 cm

$x_{Pme} := 9.3 \text{ cm}$

9.30 cm



$$xPc := 125 \text{ cm}$$

$$125 \text{ cm}$$

$$xPrt := 32 \text{ cm}$$

$$32 \text{ cm}$$

$$xPrd := 232 \text{ cm}$$

$$232 \text{ cm}$$

$$xPmg := 9.3 \text{ cm}$$

$$9.30 \text{ cm}$$

$$Xcg := (Pme \cdot xPme + 2 \cdot Pr \cdot xPrt + Pc \cdot xPc + Pb \cdot xPb + 2 \cdot Pr \cdot xPrd + Pmg \cdot xPmg + Pa \cdot xPa + Pp \cdot xPp \cdot 2) / (Pme + 4 \cdot Pr + Pc + Pb + Pmg + Pa + 2Pp)$$

$$106.79 \text{ cm}$$

$$yPp := 36.7 \text{ cm}$$

$$36.70 \text{ cm}$$

$$yPb := 14 \text{ cm}$$

$$14 \text{ cm}$$

$$yPa := 37.1 \text{ cm}$$

$$37.10 \text{ cm}$$

$$yPme := 21.4 \text{ cm}$$

$$21.40 \text{ cm}$$

$$yPc := 14 \text{ cm}$$

$$14 \text{ cm}$$



$$y_{Prt} := 8.2 \text{ cm}$$

$$8.20 \text{ cm}$$

$$y_{Prd} := 8.2 \text{ cm}$$

$$8.20 \text{ cm}$$

$$y_{Pmg} := 44.6 \text{ cm}$$

$$44.60 \text{ cm}$$

$$Y_{cg} := (P_{me} \cdot y_{Pme} + 2 \cdot P_r \cdot y_{Prt} + P_c \cdot y_{Pc} + P_b \cdot y_{Pb} + 2 \cdot P_r \cdot y_{Prd} + P_{mg} \cdot y_{Pmg} + P_a \cdot y_{Pa} + P_p \cdot y_{Pp} \cdot 2) / (P_{me} + 4 \cdot P_r + P_c + P_b + P_{mg} + P_a + 2 P_p)$$

$$24.21 \text{ cm}$$

Podemos observar que como era de esperar el centro de gravedad del vehículo se mantiene cerca del centro y a una corta distancia de la calzada (106.79 cm; 24.21 cm); lo que proporciona un buen comportamiento dinámico del vehículo.

3.5 Diseño de soporte de suspensión

Son de un diseño bastante sencillo, lo que nos permite un fácil montaje del sistema de suspensión, tanto de los amortiguadores como de las parrillas. Los mismos están realizados con caño estructural, planchuela y ángulos de acero SAE 1010; se los sujetará a la viga principal mediante uniones roscadas, las mismas, se calcularán en el inciso “3.5 Cálculo bulón soporte de suspensión”, del presente capítulo.

3.5.1 Material del soporte de suspensión

El material del cual estarán constituidos los soportes de suspensión delantero y trasero será el acero SAE 1010 lo que lo hace económico y de sencilla construcción; que tiene las siguientes propiedades mecánicas:

Grado	Límite de elasticidad (kg/cm ²)	Límite a la tracción (kg/cm ²)
SAE 1010	1835	3314

3.5.2 Soporte de suspensión delantero

Tiene la forma de un cubo, que permite el desplazamiento sobre la viga cajón, resultando un fácil ensamblaje, el mismo se encuentra sujetado por bulones.



Se construye a partir de una chapa con un espesor de 4.8 mm y perfiles estructurales, los mismos son: caño rectangular 50x30x3.2 mm, planchuela 1 1/4x1/8, ángulo 50x30x4 mm, ángulo 30x30x3 mm, ángulo 50x50x4 mm.

Cálculo en Solidworks

Para el análisis se consideró empotrada la superficie del ángulo que se encuentra en contacto con el cajón. Se lo cargo con dos fuerzas de 300kg sobre cada soporte del amortiguador con un ángulo de 53° debido a la posición del mismo. Dicha fuerza se obtuvo por un aumento del 50 % por efectos dinámicos considerando que los 160 kg que corresponden a la mitad de la masa del eje delantero caen de una altura de 15 cm y el conjunto de suspensión se comprime 10 cm, cálculo arrojado en “hyperphysics²” en el apartado “Fuerza de Impacto en la Caída de Objetos” y un coeficiente de seguridad de 1,25.

Estableciendo una deformación máxima de 1 mm, debido a consideraciones de diseño y funcionalidad del subconjunto.

Análisis de desplazamientos

En la imagen a continuación se ponen en evidencia a las deformaciones a la que se somete el soporte al estar sujeto a las condiciones anteriormente propuestas. Se puede observar que el valor máximo obtenido (0.071 mm) se encuentra muy por debajo del máximo admisible.

² <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/hframe.html>

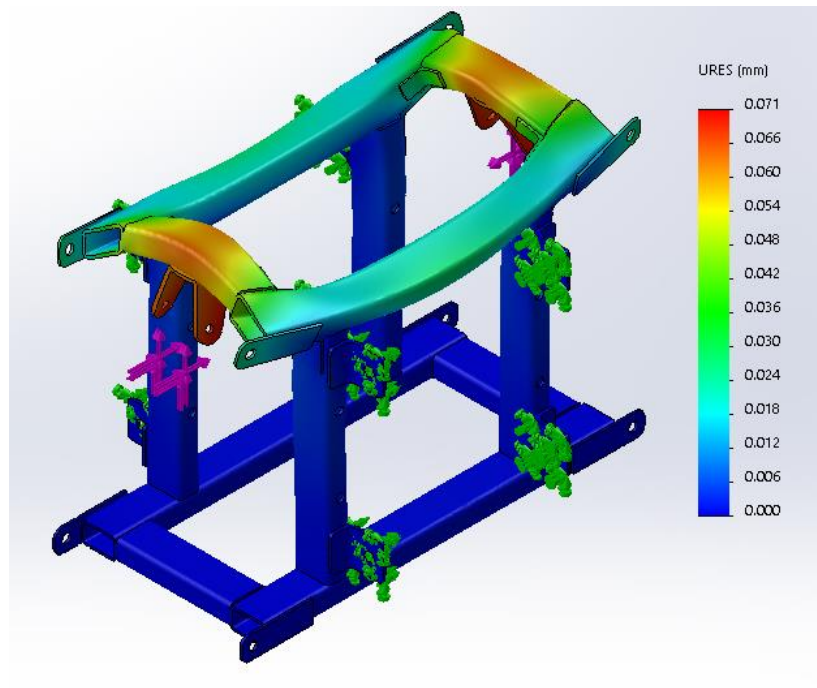


Figura 14 - Desplazamientos en el soporte de suspensión delantero.

Análisis de tensiones

En la siguiente imagen podemos observar la máxima tensión obtenida ($838,3 \text{ kg/cm}^2$); la misma se encuentra por debajo del límite de elasticidad del material, por lo que no existiría ningún tipo de complicación.

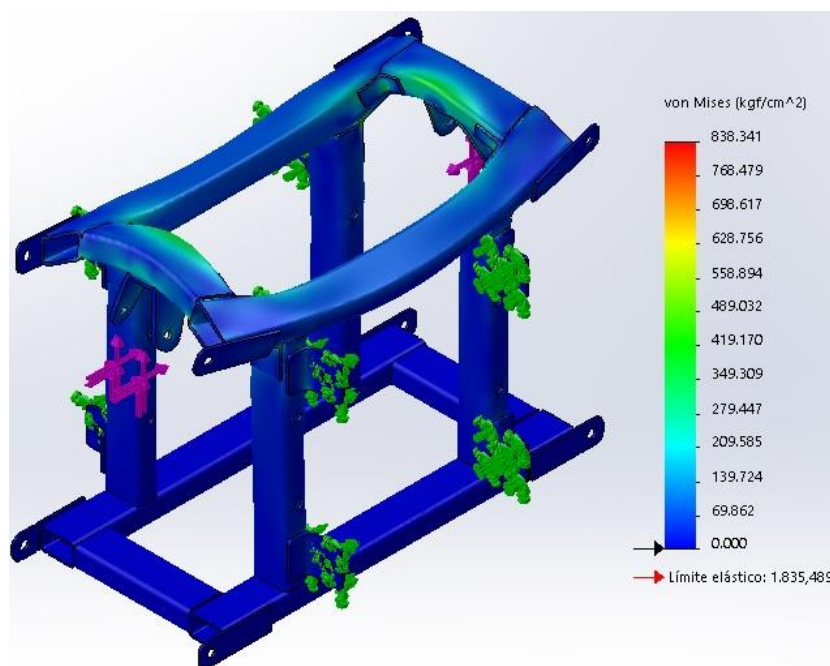


Figura 15 - Tensiones en el soporte de suspensión delantero.



Análisis de fatiga

En la Figura 15 observamos que la estructura tiene una vida infinita, lo que significa que no va a fallar debido a cargas variables. Dicho ensayo se realizó considerando que la carga fluctúa desde 0 kg a la carga máxima estática.

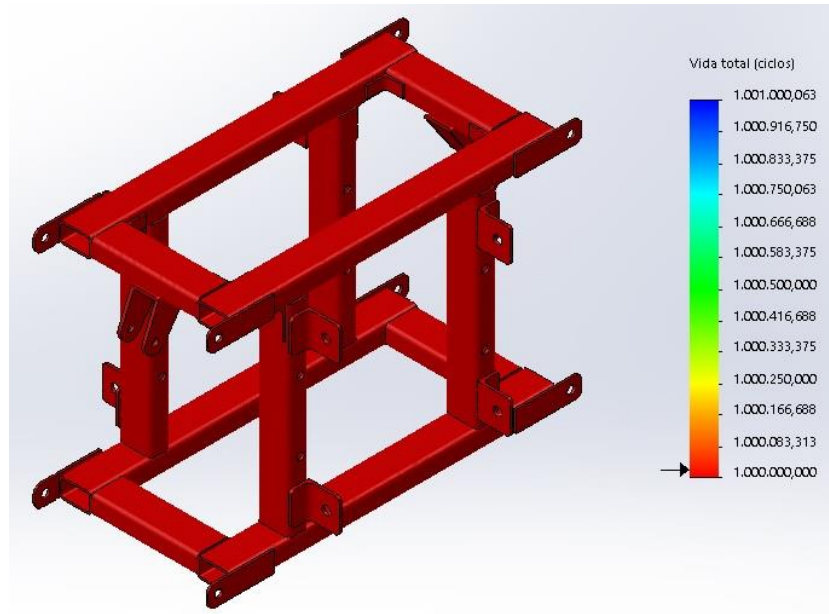


Figura 16 - Ensayo de fatiga en el soporte de suspensión delantero.

3.5.3 Soporte de suspensión trasero

Es muy similar al soporte de suspensión delantero, al cual se le suma una pequeña estructura colocada en la parte superior sobre la que se agarra el amortiguador, esta surge de la imposibilidad de colocar el amortiguador como se lo hace en el tren delantero, debido a la existencia del semieje.

Al soporte se lo construye a partir de chapas con un espesor de 4.8 mm y 3 mm, y perfiles estructurales, caño rectangular 50x30x3.2 mm y 50x30x4 mm.

Cálculo en Solidworks

Para el análisis se consideró empotrada la superficie del ángulo que se encuentra en contacto con el cajón. Se lo cargo con dos fuerzas de 450 kg sobre cada soporte del amortiguador con un ángulo de 53° debido a la posición del mismo. Dicha fuerza se obtuvo por un aumento del 50 % por efectos dinámicos considerando que los 240 kg que corresponden a la mitad de la masa del eje trasero caen de una altura de 15 cm y el conjunto de suspensión se comprime 10 cm, cálculo arrojado en “hyperphysics³” en el

³ <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/hframe.html>



apartado “Fuerza de Impacto en la Caída de Objetos” y un coeficiente de seguridad de 1,25.

Estableciendo una deformación máxima de 1 mm, debido a consideraciones de diseño y funcionalidad del subconjunto, al igual que en el soporte de suspensión delantero.

Análisis de desplazamientos

Como se puede observar en la siguiente imagen, el mayor desplazamiento se origina en los extremos donde se posicionan los amortiguadores (0.116 mm), sin sobrepasarse el valor máximo de deformación preestablecido.

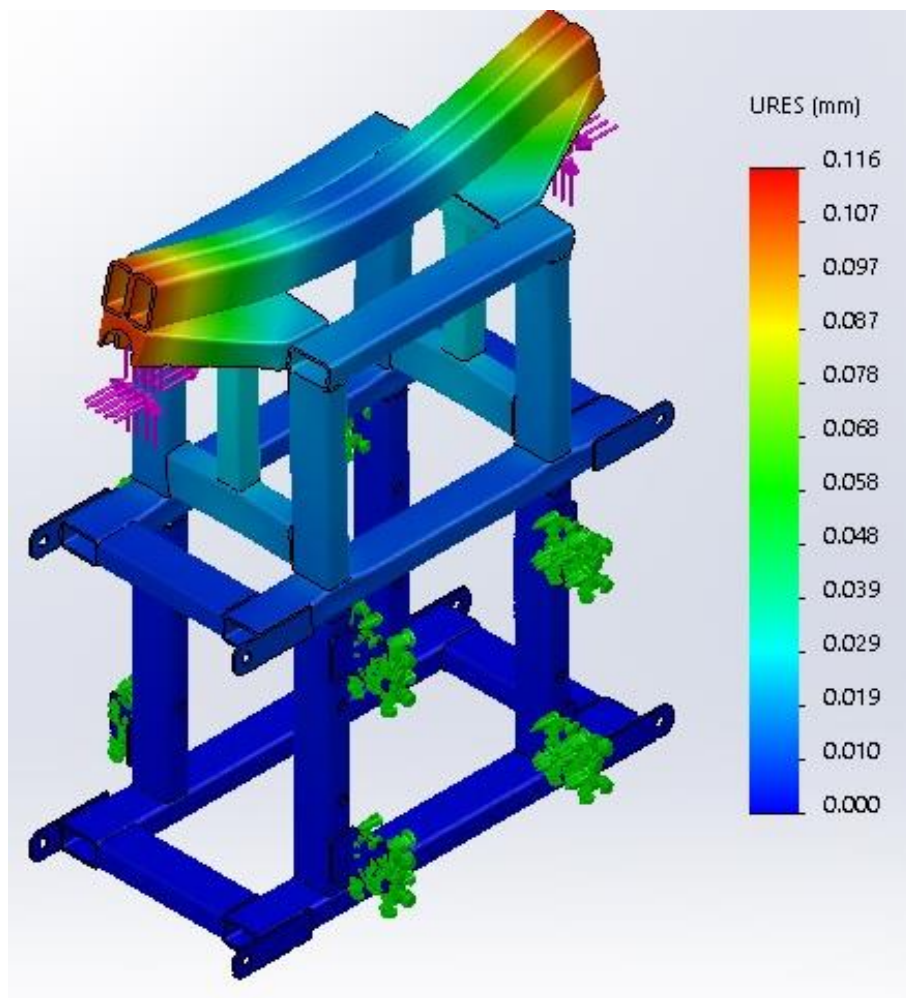


Figura 17 - Desplazamientos en el soporte de suspensión trasero.

Análisis de tensiones

Sobre los caños estructurales se puede observar que no se generan tensiones próximas al límite elástico del acero SAE 1010, en cambio, tanto en la chapa plegada como en el soporte del amortiguador, se supera dicho límite, por lo que se decidió, construirlo de



acero SAE 4130, donde sus propiedades mecánicas se mencionan en el inciso 3.2.1 “Material de la jaula antivuelco”, Capítulo III.

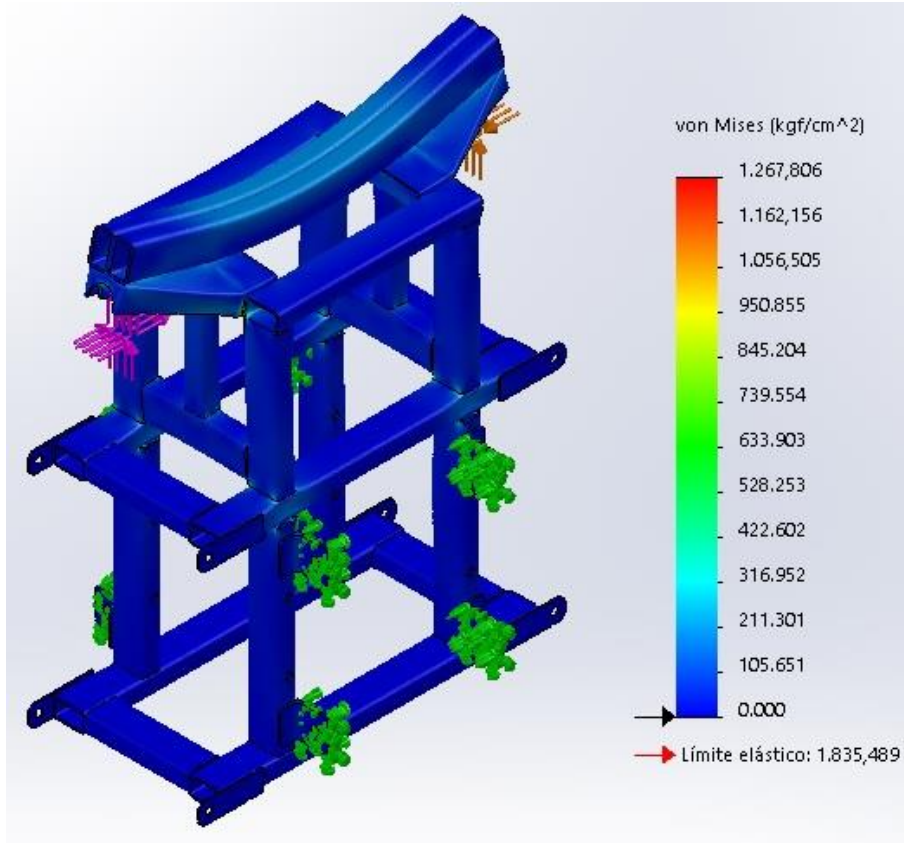


Figura 18 - Tensiones en el soporte de suspensión trasero.

Análisis de fatiga

A continuación vemos lo que ocurre en un análisis de fatiga, donde se consideró que la carga fluctúa desde 0 kg a la carga máxima estática obteniéndose como resultado una vida infinita.

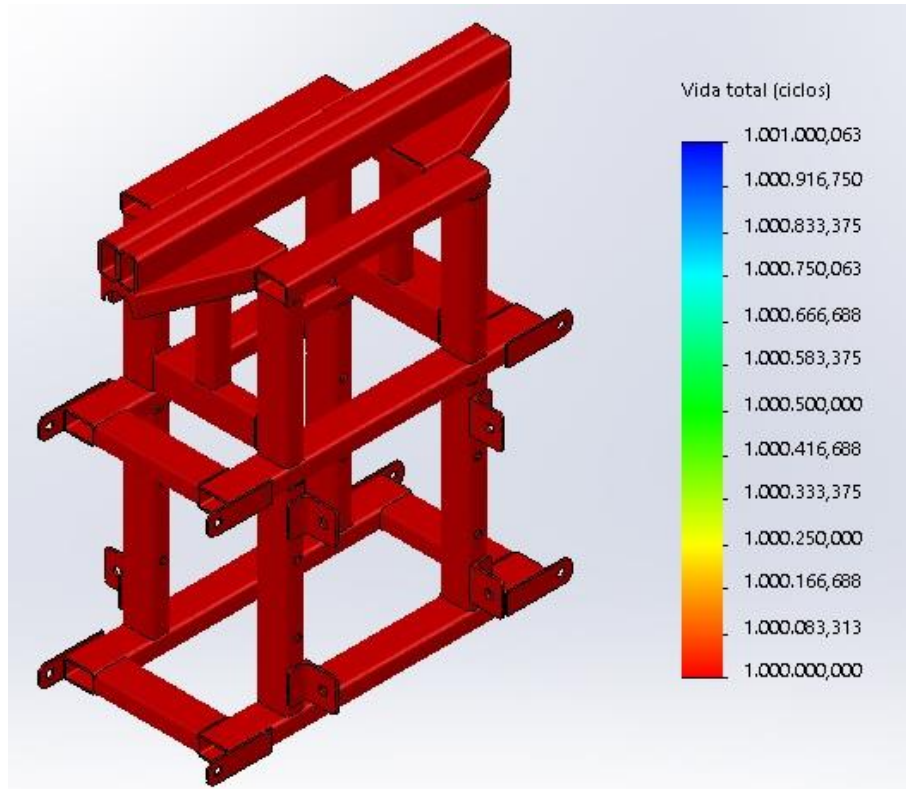


Figura 19 - Ensayo de fatiga en el soporte de suspensión trasero.

3.6 Cálculo del bulón del soporte de suspensión

En este apartado los datos que se utilizaron fueron, la carga del vehículo (peso propio más el de los pasajeros) sobre el tren trasero, con un incremento dinámico de un 50%, un coeficiente de seguridad de 2 y utilizando la tensión de prueba de un bulón métrico grado 5.8. Consideramos que el esfuerzo al que están sometidos los bulones es de corte puro.

N: Coeficiente de seguridad.

Nb: Número de bulones.

Pv: Peso del vehículo.

Pp: Peso pasajeros.

Id: Incremento dinámico.

Dct: Distribución carga trasera.

Sp: Esfuerzo prueba bulón.

Pt: Peso total.



Ptt: Peso tren trasero.

Ft: Fuerza total sobre bulones.

Fb: Fuerza por bulón.

Db: Diámetro bulón.

$$N := 2$$

2

$$Nb := 8$$

8

$$Pv := 800 \text{ kg}$$

800 kg

$$Id := 1.5$$

1.50

$$Dct := 0.6$$

0.60

$$Sp := \frac{3874.92 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$\frac{3874.92 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$

$$Ptt := Pv \cdot Dct$$

480.00 kg

$$Ft := Ptt \cdot Id$$

720.00 kg



$$F_b := \frac{F_t}{N_b}$$

90.00 kg

$$D_b := \sqrt{\frac{F_b \cdot N \cdot 4}{S_p \cdot 3.14}}$$

0.24 cm

En base a lo expuesto anteriormente, que arrojo un diámetro de 0.24 cm, se utilizaran ocho bulones normalizados M10x1.5x20 grado 5.8, al igual que en el inciso “3.2.3 Cálculo bulón jaula antivuelco” de este capítulo por razones de unificación de tamaños de pernos.



CAPITULO IV: TRANSMISIÓN

El sistema de transmisión es el conjunto de elementos que tiene la misión de hacer llegar el giro del motor hasta las ruedas motrices.

En este capítulo se detallarán o calcularán los distintos elementos que componen el sistema de transmisión, dependiendo si son comerciales o diseñados por nosotros. Estos son juntas homocinéticas, correas y poleas, rodamientos, semiejes y soportes.

4.1 Visualización de componentes

A continuación podemos ver los componentes que entran en juego en el sistema de transmisión, que son: poleas, correa, cubo diseñado, juntas homocinéticas y semieje.

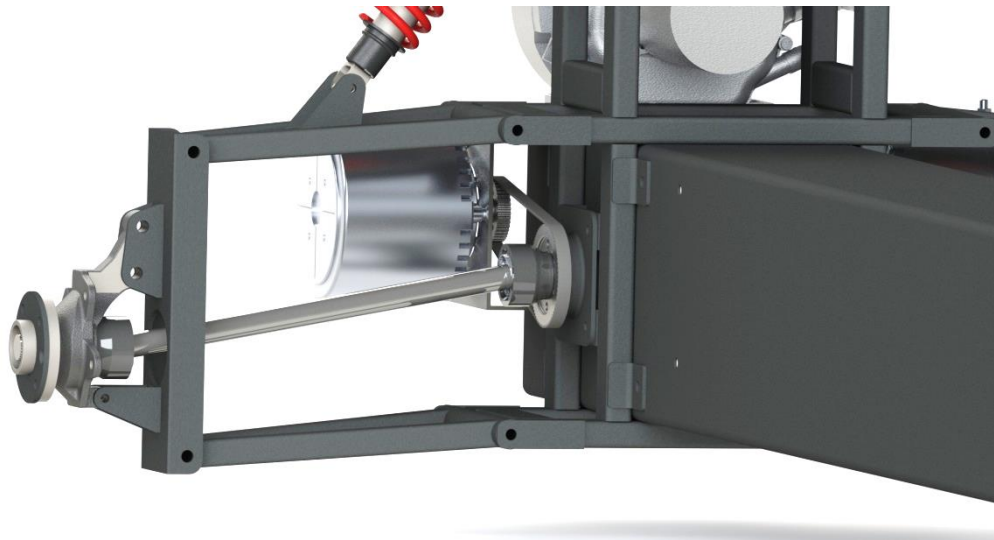


Figura 20 - Componentes del sistema de transmisión.

4.2 Juntas homocinéticas

El movimiento del motor se transmite a las ruedas por medio de los semiejes. Las transmisiones no pueden ser rígidas, ya que la rueda está en constante movimiento por culpa de las imperfecciones de la carretera y por el sistema de suspensión.

Para que las transmisiones no resulten dañadas y se pueda transmitir perfectamente el movimiento a las ruedas, nos encontramos con la junta homocinética. Esta tiene como finalidad unir dos ejes de la transmisión y permitir cierto movimiento. Por un lado, la transmisión está unida a la salida del diferencial o caja de velocidades de vehículos convencionales y, por el otro lado con el propio buje de la rueda.

Debido a todos los movimientos de los que hemos hablado, la transmisión se articula por medio de la junta homocinética. De esta forma, las ruedas del coche no pierden tracción y las transmisiones no sufren ningún tipo de daño.



Existen distintos tipos de juntas homocinéticas, aunque la finalidad de cada uno de los tipos es bastante similar. En su interior hay una especie de rótula que permite realizar perfectamente el movimiento. Esta debe permanecer engrasada para su correcto funcionamiento. Para mantener la grasa en la junta homocinética, esta está protegida por medio de un fuelle, que nos es más que recubrimiento de goma en cuyo interior se encuentra la junta homocinética y la grasa.

En caso de rotura del fuelle de la transmisión, se perderá toda la grasa de la junta homocinética. Si esto sucede, es necesario sustituir el fuelle y poner uno nuevo, con su correspondiente grasa. Es importante mantener el fuelle en buen estado ya que, de lo contrario, dañaremos la junta homocinética y la tendremos que sustituir por una nueva.

En vehículos convencionales se utilizan kits de semiejes, compuesto de dos juntas homocinéticas y el eje. En nuestro caso utilizaremos dos juntas iguales y un eje fabricado a medida debido a la longitud que encontramos entre la junta de la rueda y la que tiene montada la polea.

4.3 Transmisión por correas dentadas

Las correas son elementos de transmisión de potencia, de constitución flexible, que se acoplan sobre poleas que son solidarias a ejes con el objeto de transmitir pares de giro. Su naturaleza flexible va a permitir que su fabricación se realice con una cierta incertidumbre mecánica que puede ser asumida, posteriormente, en su montaje.

La correa de transmisión trabaja por rozamiento con la polea sobre la que va montada. Este hecho, junto a su naturaleza flexible, confiere a las correas una función de "fusibles" dentro de las transmisiones, dado que se comportan como amortiguador, reduciendo el efecto de las vibraciones que puedan transmitirse entre los ejes de la transmisión.

Clasificación

Las correas de transmisión se clasifican en:

- **Correas planas:** actualmente ya en desuso y sustituidas gradualmente por las trapezoidales, se utilizaban sobre todo en aquellas transmisiones donde no se requerían grandes prestaciones, esto es, que no se transmiten grandes pares ni la velocidad lineal que alcanza la correa es elevada (< 5 m/s). También pueden emplearse cuando la distancia entre ejes de poleas es elevada. Las correas planas se dividen a su vez en correas "sin fin", también llamadas correas continuas, y correas abiertas, que se denominan así porque se suministran abiertas para su montaje y posteriormente son cerradas mediante grapas o pegamento industrial.
- **Correas trapezoidales o de sección en "V":** las correas en "V" permiten transmitir pares de fuerzas más elevados, y una velocidad lineal de la correa más alta, que puede alcanzar sin problemas hasta los 30 m/s.
- **Correas dentadas o sincronas:** tienen aplicación sobre todo en aquellas transmisiones compactas y que se requieren transmitir alta potencia. En este



caso se deben emplear poleas de pequeño diámetro, y las correas dentadas ofrecen mayor flexibilidad y mejor adaptabilidad al dentado de la polea. Por otro lado, también permiten ofrecer una relación de transmisión constante entre los ejes que se acoplan.

Correas dentadas o síncronas

Cuando se requiere transmitir elevados régimen de potencia, en transmisiones que son compactas, lo cual va a suponer el empleo de poleas de reducido diámetro y elevadas velocidades de giro, lo normal es utilizar poleas dentadas o síncronas.

Las poleas dentadas garantizan una relación de transmisión constante al disminuir el riesgo de deslizamiento sobre la polea. Por otro lado, la incorporación del dentado a la correa le confiere de una mayor flexibilidad longitudinal lo que le permite poder adaptarse a poleas de diámetros más pequeños.

En definitiva, para aplicaciones donde se requiera exactitud en la relación de transmisión, unido a exigencias de altas velocidades de giro, o que por consideraciones de diseño no sea posible el engrase o lubricación de los componentes de la transmisión, entonces el empleo de correas dentadas o síncronas es la mejor opción.

Por último indicar que los requerimientos de un tensado inicial de la correa, como ocurre con las correas trapezoidales, no son tan exigentes para el caso de las dentadas.

4.3.1 Cálculo de reducción

Debido a la alta velocidad de rotación de los motores eléctricos, se debe realizar una reducción para que la rueda gire a las revoluciones deseadas y lograr la velocidad de traslación de 50 km/h.

Lo que debemos obtener en primer lugar es la velocidad angular de la rueda a partir de la velocidad máxima de traslación del vehículo, luego a partir de las revoluciones de los motores de 5000 rpm, se obtiene el coeficiente de reducción.

Dia: diámetro de la rueda.

P: potencia

RPMm: velocidad angular del motor eléctrico.

Vmax: velocidad máxima del vehículo.

re: radio efectivo de la rueda.

ωr : velocidad angular de la rueda.

E: reducción.



$$Dia := 56.1 \text{ cm}$$

$$56.10 \text{ cm}$$

$$P := \frac{4500 \text{ J}}{\text{s}}$$

$$\frac{4500 \text{ J}}{\text{s}}$$

$$RPMm := \frac{5000}{\text{min}}$$

$$\frac{5000}{\text{min}}$$

$$Vmax := \frac{50 \text{ km}}{\text{h}}$$

$$\frac{50 \text{ km}}{\text{h}}$$

$$re := \frac{Dia}{2} \cdot (1 - 0.03)$$

$$27.21 \text{ cm}$$

$$\omega r := \frac{Vmax}{re} \frac{100000 \text{ cm}}{1 \text{ km}} \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}}$$

$$\frac{3062.77}{\text{min}}$$

$$E := \frac{\omega r}{RPMm}$$

$$0.61$$

La relación de diámetro que se debe obtener entre las poleas es de 0.61.

4.3.2 Cálculo y selección de la correa

El tipo de sistema de transmisión es el de correa dentada. La misma fue calculada a través del catálogo de la marca Optibelt, para esto se detallan y definen a continuación los parámetros utilizados, muchos de estos se encuentran tabulados y otros son el producto de los mismos.

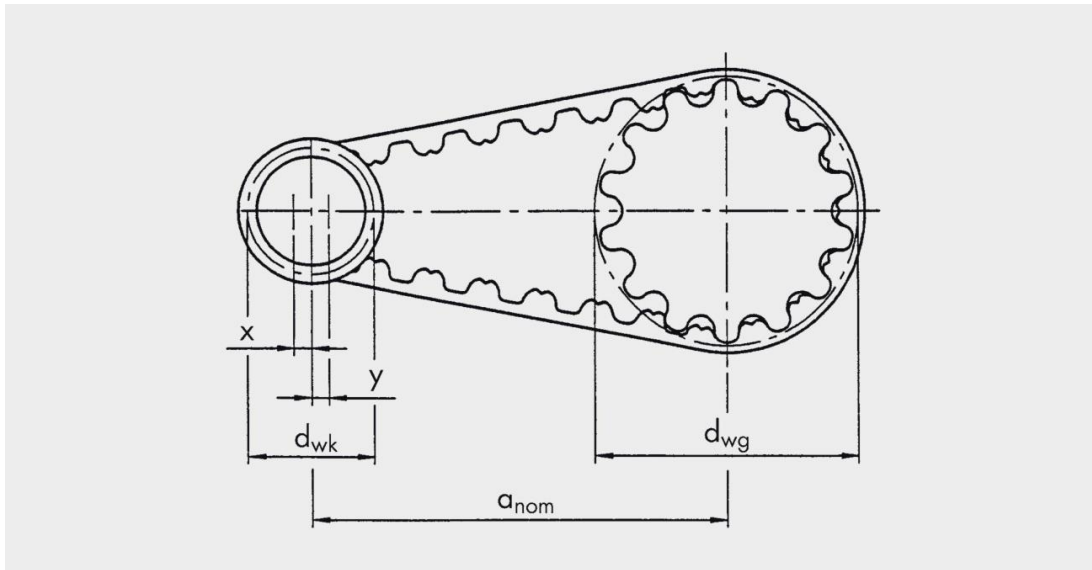


Figura 21 - Datos correa sincrona.

a: distancia entre ejes.

anom: distancia entre ejes, calculada con un desarrollo de correa estándar .

C0: factor de carga básico.

C1: factor de engrane del diente.

C2: factor de carga total.

C3: incremento por multiplicación.

C6: incremento por fatiga.

C7: factor de longitud.

dwg: diámetro efectivo de la polea dentada grande.

dwk: diámetro efectivo de la polea dentada pequeña.

dw1: diámetro efectivo de la polea dentada motriz.

dw2: diámetro efectivo de la polea dentada inversora.

Ea: profundidad de hundimiento del ramal de correa.

F: fuerza de ensayo.

f: frecuencia.



i: multiplicación.

L: longitud del ramal de correa.

Lwst: desarrollo efectivo estándar de la correa dentada.

Lwth: desarrollo efectivo calculado de la correa dentada.

n1: frecuencia de rotación de la polea dentada motriz.

n2: frecuencia de rotación de la polea dentada inversora.

P: potencia.

Pb: potencia calculada.

Pn: potencia nominal.

Pu: potencia transmisible por un ancho estándar de correa.

Sa: fuerza axial estática mínima.

Sn3: fuerza tangencial efectiva a transmitir.

Sn: fuerza tangencial efectiva a transmitir incluyendo la fuerza centrífuga real.

t: paso.

v: velocidad de la correa.

x: recorrido mínimo de ajuste de la distancia entre ejes "anom" para tensar la correa dentada.

y: recorrido mínimo de ajuste de la distancia entre ejes "anom" para montar la correa dentada.

ze: número de dientes que engranan la polea pequeña.

zg: número de dientes de la polea dentada grande.

zk: número de dientes de la polea dentada pequeña.

zf: número de dientes de la correa dentada

z1: número de dientes de la polea dentada motriz.

z2: número de dientes de la polea dentada inversor.



$$P := 11.2 kW$$

$$11.20 kW$$

$$n1 := \frac{5000}{\text{min}}$$

$$\frac{5000}{\text{min}}$$

$$n2 := \frac{3050}{\text{min}}$$

$$\frac{3050}{\text{min}}$$

Factor de Carga

El factor de carga total C2 se compone del factor de carga básico C0⁴ y de otros dos incrementos C3⁵ y C6⁶. El factor C0 tiene en cuenta la duración diaria del funcionamiento y el tipo de máquina motriz y de máquina de trabajo, para las multiplicaciones a más rápido, se le suma el correspondiente valor de la relación de multiplicación C3 y C6 que depende de las condiciones de funcionamiento.

$$C0 := 1.8$$

$$1.80$$

$$C3 := 0$$

$$0$$

$$C6 := 0.2$$

$$0.20$$

⁴ Ver Tabla 1 pág. 30 catálogo Optibelt, valor obtenido a partir de considerar funcionamiento uniforme de hasta 16 hs por día con carga pesada.

⁵ Ver Tabla 2 pág. 31 Catálogo Optibelt, valor obtenido a partir del coeficiente de multiplicación.

⁶ Ver Tabla 3 pág. 31 Catálogo Optibelt, valor obtenido a partir de la duración del funcionamiento.



$$C2 := C0 + C3 + C6$$

2.00

Potencia Calculada

Esta se compone del producto de la potencia del motor por el incremento C2.

$$Pb := P \cdot C2$$

22.40 kW

En base a la potencia calculada y las rpm de la polea dentada pequeña, la categoría seleccionada del diagrama 3 pág. 29 es la OPTIBELT OMEGA HP Tipo 5M.

Multiplicación

A partir de ésta, seleccionamos el número de dientes ($z1$) y el diámetro ($dw1$) de la polea pequeña de la tabla del catálogo teniendo en cuenta el diámetro mínimo, para luego determinar los dos parámetros de la polea grande ($z2$ y $dw2$).

$$i := \frac{n1}{n2}$$

1.64

$$z1 := 44$$

44

$$dw1 := 70.03 \text{ mm}$$

70.03 mm

$$z2a := z1 \cdot i$$

72.13

$$z2 := 72$$

72

$$dw2 := 114.59 \text{ mm}$$

114.59 mm



Distancia entre ejes

Esta debe estar comprendida entre un valor máximo (a_{max}) y uno mínimo (a_{min}).

$$a_{max} := 0.5 \cdot (dw1 + dw2) + 15 \text{ mm}$$

$$107.31 \text{ mm}$$

$$a_{min} := 2 \cdot (dw1 + dw2)$$

$$369.24 \text{ mm}$$

$$a := 300 \text{ mm}$$

$$300 \text{ mm}$$

Desarrollo efectivo de la correa dentada

Aquí determinamos el desarrollo efectivo de la correa, y con ese valor seleccionamos un desarrollo estándar del catálogo (L_{wst}).

$$dwg := dw2$$

$$114.59 \text{ mm}$$

$$dwk := dw1$$

$$70.03 \text{ mm}$$

$$L_{wth} := 2a + \frac{3.14}{2} \cdot (dwg + dwk) + \frac{(dwg - dwk)^2}{4a}$$

$$891.51 \text{ mm}$$

$$L_{wst} := 890 \text{ mm}$$

$$890 \text{ mm}$$

Distancia entre ejes de L_{wst}

Trabajando con la distancia entre ejes determinada anteriormente y con el desarrollo estándar seleccionado, obtenemos la distancia entre ejes real (a_{nom}).



$$K := \frac{Lwst}{4} - \left(\frac{3.14}{8} \cdot (d_{wg} + d_{wk}) \right)$$

150.04 mm

$$a_{nom} := K + \sqrt{K^2 - \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{8}}$$

299.24 mm

Recorrido de ajuste mínimo para tensar

A este lo obtenemos mediante el producto de una constante por la distancia entre ejes real.

$$x := 0.004 \cdot a_{nom}$$

1.20 mm

Recorrido de ajuste mínimo para montar

A este lo seleccionamos por la Tabla 5 pág. 31 según el catalogo, en base al paso de la correa.

$$y := 14 \text{ mm}$$

14 mm

Número de dientes que engranan en la polea pequeña

Determinamos la cantidad de dientes mediante el número de dientes (z_1) y el diámetro (d_{wk}) de la polea pequeña, el diámetro de la polea grande (d_{wg}) y la distancia entre ejes real (a_{nom}).

$$z_k := z_1$$

44

$$z_e := \frac{z_k}{6} \cdot \left(3 - \frac{d_{wg} - d_{wk}}{a_{nom}} \right)$$

20.91



Ancho de la correa a través de potencia nominal

Para determinar este partimos de la potencia nominal (PN) afectada por los factores de longitud $C7^7$, que depende del desarrollo efectivo de la correa y de engrane del diente $C1^8$, que depende de la cantidad de dientes engranados.

$$C1 := 1$$

$$1$$

$$C7 := 1.1$$

$$1.10$$

$$PN := (6.1 \cdot 3.4) kW$$

$$20.74 kW$$

$$Pu := PN \cdot C1 \cdot C7$$

$$22.81 kW$$

Como se cumple el requisito de que la potencia transmisible por ancho estándar de 25 mm (Pu) es mayor a la potencia calculada (Pb), se seleccionan los siguientes componentes:

1 Correa dentada Optibelt Omega HP 890 5M HP 25

1 Polea dentada Optibelt ZRS 44 5M 25 6F Al

1 Polea dentada Optibelt ZRS 72 5M 25 6F Al

⁷ Ver Tabla 6 pág. 31 Catálogo Optibelt, valor obtenido a partir del perfil y el desarrollo efectivo de la correa.

⁸ Ver Tabla 7 pág. 31 Catálogo Optibelt, valor obtenido a partir de la cantidad de dientes engranados.

4.3.3 Cálculo tensión de la correa

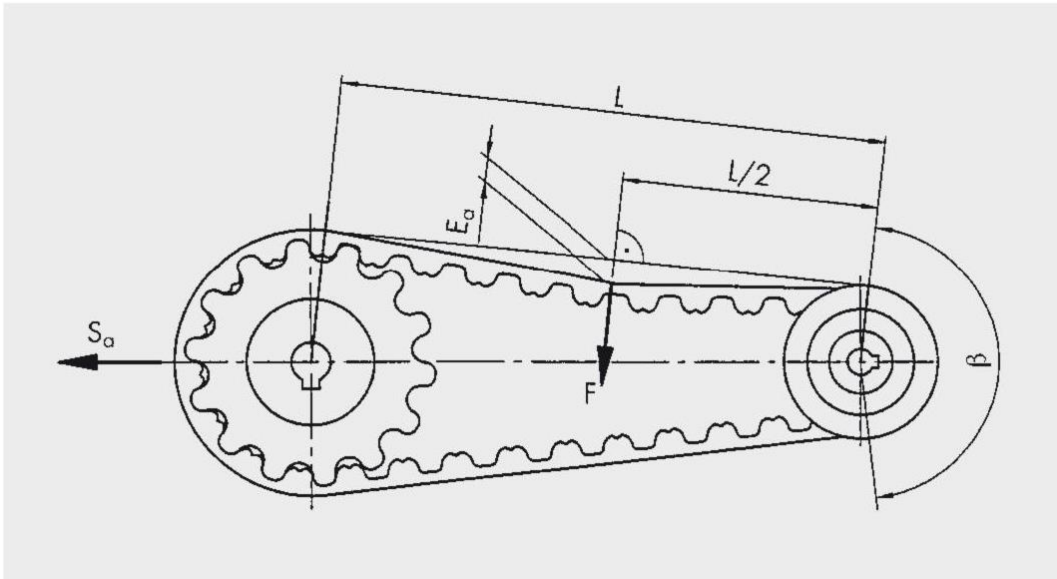


Figura 22 - Fuerza de tensado para correa síncrona.

Tensado

Para determinarlo trabajamos con el diámetro (d_{wk}) y las revoluciones por minuto (n_1) de la polea pequeña.

$$v := \frac{d_{wk} \cdot n_1}{19100} \frac{\text{min}}{\text{mm}} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{18.33 \text{ m}}{\text{s}}$$

$$S_{n3} := \frac{P \cdot 1000}{v} \frac{\text{m}}{\text{kW} \cdot \text{s}} N$$

$$610.94 \text{ N}$$

$$F := \frac{S_{n3}}{20}$$

$$30.55 \text{ N}$$

Hundimiento

Calculamos la profundidad de hundimiento del ramal de la correa E_a para la longitud del ramal existente L , mediante los diámetros (d_{wg} y d_{wk}) de la polea grande y la pequeña respectivamente y la longitud real entre ejes (a_{nom}).



$$L := \sqrt{anom^2 - \left(\frac{dwg - dwk}{2}\right)^2}$$

298.41 mm

$$Ea := \frac{L}{50}$$

5.97 mm

Fuerza axial estática mínima

Esta es la fuerza que se tienen que ejercer a uno de los ejes para darle el pre tensado adecuado a la correa.

$$Sa := Sn3 \cdot 1.1$$

672.03 N

4.4 Cálculo semieje

Para realizar el dimensionamiento del mismo se consideró que el eje está sometido a torsión simple debido a que la articulación de la junta homocinética es incapaz de resistir momentos flectores y que los esfuerzos axiales transmitidos por la rueda son transmitidos por el porta masa hacia las parrillas de suspensión, encargadas de soportarlos. Para el cálculo se decidió comenzar con el diámetro del eje ya que el mismo está dado por la dimensión del interior de la junta homocinética. Se procede a realizar dos cálculos, uno de la resistencia del eje y otra de la resistencia de las ranuras del mismo, para determinar así el material a utilizar; admitiendo una deformación torsional máxima de $1^\circ/m$.

Torsión simple

En este procedimiento se parte de la potencia pico (CV) que puede entregar el motor eléctrico aunque no sea la nominal para mantenernos del lado de la seguridad; esto junto con el diámetro arrojan como resultado la tensión de fluencia necesaria.

CV: potencia pico motor.

n: revoluciones rueda.

De: diámetro del eje.

T: torque.

Z: modulo polar de la sección.

Sys: tensión de fluencia al corte.



Sy: tensión de fluencia.

L: longitud estría.

$$CV := 15 \text{ hp}$$

$$15 \text{ hp}$$

$$n := 3050 \text{ rpm}$$

$$3050 \text{ rpm}$$

$$De := 2.14 \text{ cm}$$

$$2.14 \text{ cm}$$

$$T := \frac{71620 \cdot CV \cdot \text{rpm} \cdot \text{cm} \cdot \text{kg}}{n \cdot \text{hp}}$$

$$352.23 \text{ cm kg}$$

$$Z := \frac{3.14 \cdot De^3}{16}$$

$$1.92 \text{ cm}^3$$

$$S_{ys} := \frac{T}{Z}$$

$$\frac{183.20 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_y := \frac{S_{ys}}{0.5}$$

$$\boxed{\frac{366.40 \text{ kg}}{\text{cm}^2}}$$

Resistencia de ranuras

Aquí se procede de la misma manera que en el cálculo del eje a torsión simple.

$$CV := 15 \text{ hp}$$

$$15 \text{ hp}$$



$$n := 3050 \text{ rpm}$$

$$3050 \text{ rpm}$$

$$De := 2.14 \text{ cm}$$

$$2.14 \text{ cm}$$

$$T := \frac{71620 \cdot CV \cdot \text{rpm} \cdot \text{cm} \cdot \text{kg}}{n \cdot hp}$$

$$352.23 \text{ cm kg}$$

$$L := 1.8 \text{ cm}$$

$$1.80 \text{ cm}$$

$$S_{ys} := \frac{T \cdot 2 \cdot 8}{3.14 \cdot De^2 \cdot L}$$

$$\frac{217.73 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_s := \frac{S_{ys}}{0.5}$$

$$\frac{435.46 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

Como podemos observar el valor de la tensión de fluencia requerido por el estriado es mayor que el del eje sometido a torsión simple, por lo tanto se utilizará como referencia para la selección del material el valor obtenido en el segundo cálculo. Este valor es muy bajo, haciendo que la selección de casi cualquier material haga que la pieza quede sobredimensionada.

Otro camino podría haber sido determinar un material y obtener un diámetro, para luego adaptarlo a las dimensiones de la junta homocinética, pero esto haría que haya más cantidad de piezas.

El material utilizado va a ser el acero SAE 4130, cuyas características y propiedades se mencionaron en el capítulo 3 inciso “3.2.1 Material de la jaula antivuelco”.



Deformación torsional

$$CV := 15 \text{ hp}$$

$$15 \text{ hp}$$

$$n := 3050 \text{ rpm}$$

$$3050 \text{ rpm}$$

$$De := 2.14 \text{ cm}$$

$$2.14 \text{ cm}$$

$$T := \frac{71620 \cdot CV \cdot \text{rpm} \cdot \text{cm} \cdot \text{kg}}{n \cdot \text{hp}}$$

$$352.23 \text{ cm kg}$$

$$L := 47.55 \text{ cm}$$

$$47.55 \text{ cm}$$

$$J := \frac{3.14 \cdot De^4}{32}$$

$$2.06 \text{ cm}^4$$

$$G := \frac{808500 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\frac{808500 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\theta := \frac{T \cdot L}{G \cdot J} \text{ rad}$$

$$0.01 \text{ rad}$$

Como se puede observar el resultado arrojado de 0.01 radianes, que equivalen a 0.57 °, se encuentra por debajo del valor máximo admisible establecido anteriormente.

4.5 Rodamientos

Los mismos se encontraran alojados en el soporte rodamiento, al cual se lo vincula al soporte de la suspensión trasero mediante 4 bulones normalizados M10x1.5x60 grado 5.8. El material con el que se lo construyó es un Acero SAE 1010, sus propiedades mecánicas fueron descriptas en el inciso 3.4.1 “Material del soporte de suspensión”, formado por un perfil estructural redondo de 88.9x4.75 mm y una chapa de 4.8 mm de espesor.

Dicho soporte no fue estudiado en detalle debido a que no se encuentra solicitado a grandes esfuerzos.

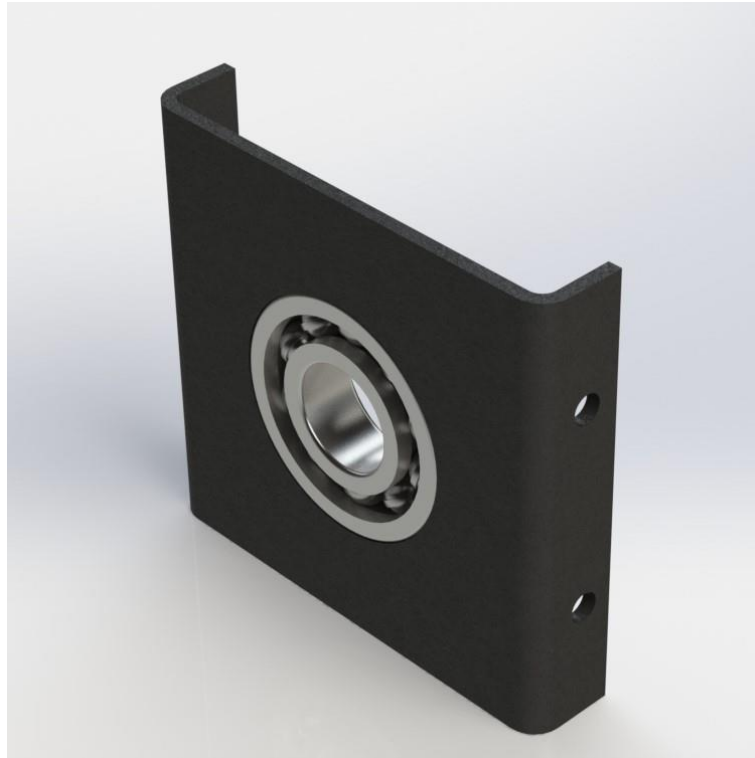


Figura 23 - Soporte rodamiento.

4.5.1 Cálculo de los rodamientos

Para la selección de estos, se utilizó el catálogo de SKF siguiendo los pasos detallados en él.

Los datos iniciales son, la carga del rodamiento que en este caso es únicamente radial, a causa de lo explicado en el inciso 4.4, “Cálculo semieje”, y el parámetro “C/P” obtenido a partir de la cantidad de horas de funcionamiento (2000 hs) y el número de revoluciones por minuto del rodamiento (3050 rpm). La cantidad de horas se obtuvieron del cociente de 100000 km (vida útil del rodamiento) y la velocidad máxima de 50 km/h.



Duración en horas <i>Lh</i>	Revoluciones por minuto													
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000
100	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
500	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
1000	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
1250	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
1600	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
2000	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
2500	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
3200	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
4000	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
5000	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8
6300	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2
8000	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6
10 000	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2
12 500	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9
16 000	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7
20 000	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7
25 000	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8
32 000	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1
40 000	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1	
50 000	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1		
63 000	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1			
80 000	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1				
100 000	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1					
200 000	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1								

Figura 24 - Seguridad de carga para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento y número de revoluciones.

CV: potencia pico motor.

n: revoluciones rueda.

T: torque.

Fr: fuerza radial.

Rpg: radio polea grande.

P: carga equivalente.

C: capacidad de carga dinámica.

CV := 15 hp

15 hp

n := 3050 rpm

3050 rpm



$$Rpg := 5.5 \text{ cm}$$

$$5.50 \text{ cm}$$

$$T := \frac{71620 \cdot CV \cdot rpm \cdot cm \cdot kg}{n \cdot hp}$$

$$352.23 \text{ cm kg}$$

$$Fr := \frac{2T}{Rpg}$$

$$128.08 \text{ kg}$$

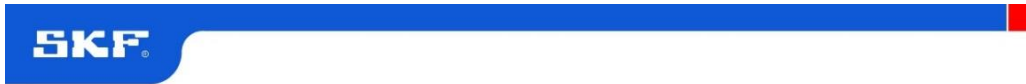
$$P := Fr$$

$$128.08 \text{ kg}$$

$$C := P \cdot 7.23$$

$$926.04 \text{ kg}$$

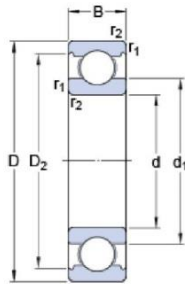
Por razones de diseño se requiere que el diámetro interior del rodamiento sea de 35 mm, debido a esto el rodamiento seleccionado es un SKF 6307 en donde la capacidad de carga supera en gran medida la requerida por el cálculo.



6307

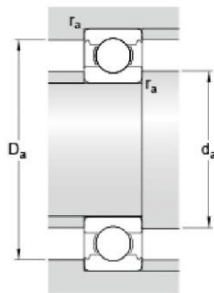
Popular item
SKF Explorer

Dimensions



d	35	mm
D	80	mm
B	21	mm
d ₁	49.56	mm
D ₂	69.2	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm

Abutment dimensions



d _a	min. 44	mm
D _a	max. 71	mm
r _a	max. 1.5	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	35.1	kN
Basic static load rating	C ₀	19	kN
Fatigue load limit	P _u	0.815	kN
Reference speed		19000	r/min
Limiting speed		12000	r/min
Calculation factor	k _r	0.03	
Calculation factor	f ₀	13.1	

Mass

Mass bearing		0.46	kg
--------------	--	------	----

Figura 25 - Características del rodamiento seleccionado.



4.6 Poleas

Las mismas serán comerciales, pero se diseñará su centro para adecuarlas a nuestras necesidades, estas son:

1 Polea dentada Optibelt ZRS 44 5M 25 6F Al

1 Polea dentada Optibelt ZRS 72 5M 25 6F Al

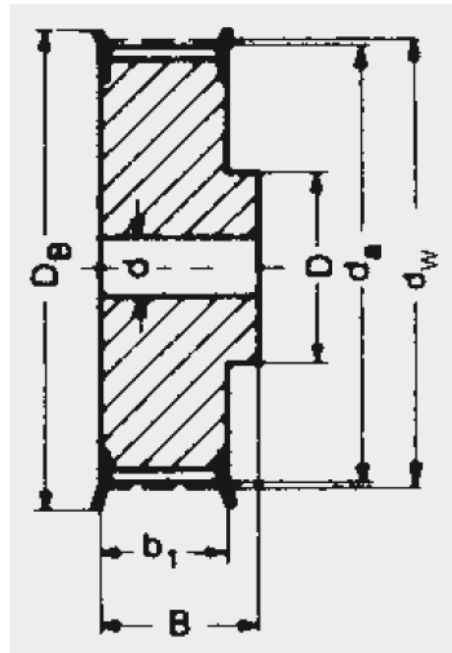


Figura 26 - Sección de poleas.

Denominación	N° de dientes	Versión	Material	dw (mm)	da (mm)	Db (mm)	b1 (mm)	B (mm)	D (mm)	Peso (kg)
44-5M-25	44	6F	Al	70,03	68,89	-	30	40	38	0,32
72-5M-25	72	6F	Al	114,59	113,45	-	30	40	50	0,525

4.6.1 Polea conductora

A la polea dentada “Optibelt ZRS 44 5M 25 6F Al” se le mecanizará su centro, para darle las dimensiones del eje del motor y la cavidad para la chaveta.

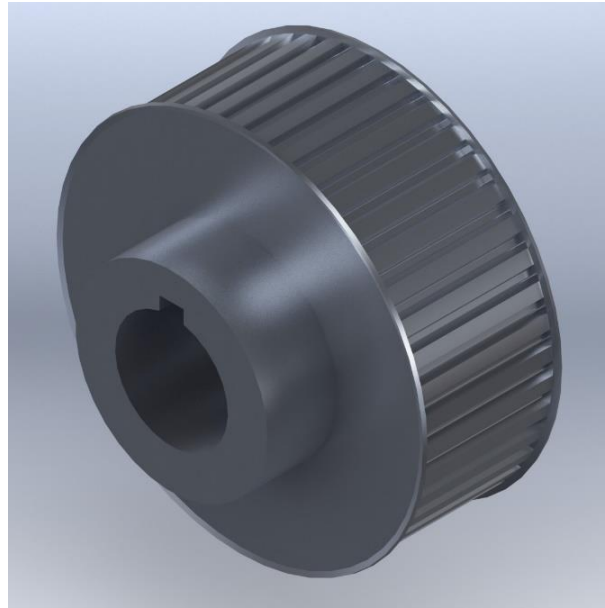


Figura 27 - Polea Conductor.

4.6.1.1 Cálculo de la chaveta

Se determinará el material de la misma ya que las dimensiones están dadas por el eje del motor.

CV: potencia pico motor.

n: revoluciones motor.

De: diámetro del eje.

T: torque.

Sys: tensión de fluencia al corte.

Syc: tensión de fluencia por compresión.

Sy: tensión de fluencia.

L: longitud estría.

b: ancho chaveta.

t: alto chaveta.

N: coeficiente de seguridad.



$$CV := 15 \text{ hp}$$

$$15 \text{ hp}$$

$$b := 0.48 \text{ cm}$$

$$0.48 \text{ cm}$$

$$t := b$$

$$0.48 \text{ cm}$$

$$N := 2$$

$$2$$

$$n := 5000 \text{ rpm}$$

$$5000 \text{ rpm}$$

$$De := \frac{7}{8} \cdot 2.54 \text{ cm}$$

$$2.22 \text{ cm}$$

$$T := \frac{71620 \cdot CV \cdot \text{rpm} \cdot \text{cm} \cdot \text{kg}}{n \cdot \text{hp}}$$

$$214.86 \text{ cm kg}$$

$$L := 4 \text{ cm}$$

$$4 \text{ cm}$$

$$Sys := \frac{T \cdot 2 \cdot N}{0.5 \cdot b \cdot De \cdot L}$$

$$\frac{402.81 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Syc := \frac{T \cdot 4 \cdot N}{L \cdot t \cdot De}$$

$$\frac{402.81 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$



$$S_y := \frac{S_{ys}}{0.5}$$

$$\frac{805.62 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

En base al valor obtenido de la tensión de fluencia (S_y) arrojado en el cálculo, se selecciona como material para esta, un acero SAE 1020 el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

Grado	Límite de elasticidad (kg/cm ²)	Límite a la tracción(kg/cm ²)
SAE 1020	2700	4000 - 4500

4.6.2 Polea conducida

A la polea dentada “Optibelt ZRS 72 5M 25 6F Al”, se le mecanizara su centro, redimensionándolo y haciendo los agujeros roscados de sujeción a la pieza soporte rodamiento de la polea. Los pernos se calcularan en el inciso “4.5.2.3 Cálculo bulones de sujeción” del presente capítulo.

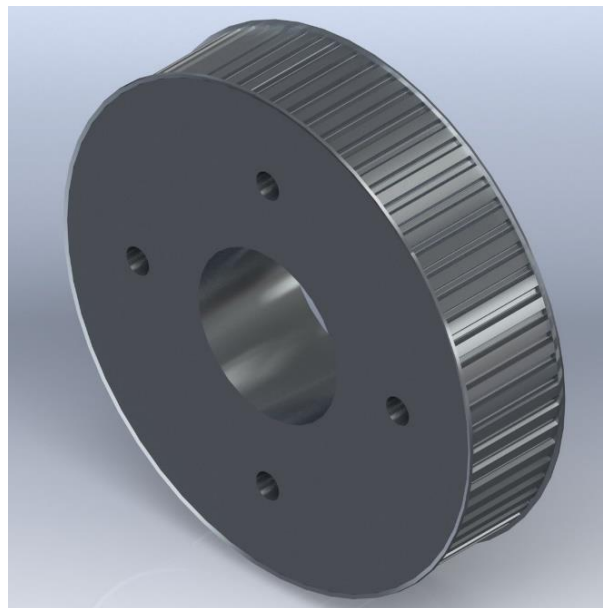


Figura 28 - Polea conducida.

4.6.2.1 Cubo polea

El mismo se diseña para transmitir el movimiento desde la polea conducida a la junta homocinética y lograr vincular la polea conducida al rodamiento SKF 6307.

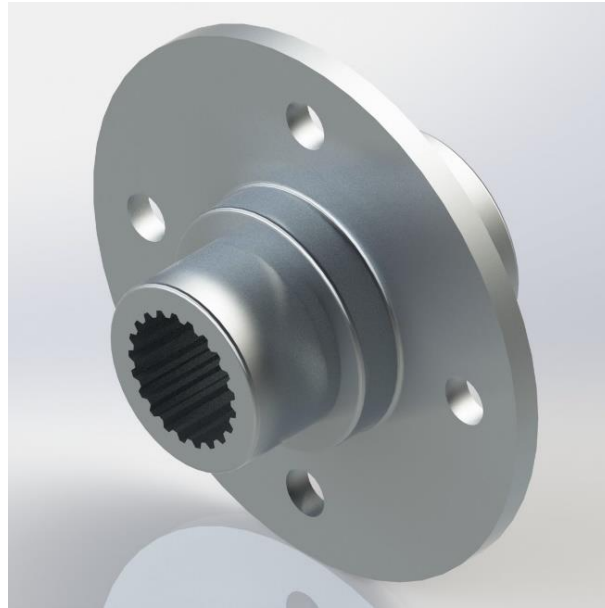


Figura 29 - Cubo Polea.

4.6.2.2 Resistencia de las ranuras

Se calculará la tensión a la que están sometidas las ranuras, para así poder seleccionar un material.

CV: potencia pico motor.

n: revoluciones rueda.

Dr: diámetro del cubo.

T: torque.

Sys: tensión de fluencia al corte.

Sy: tensión de fluencia.

L: longitud estría.

$CV := 15 \text{ hp}$

15 hp

$n := 3050 \text{ rpm}$

3050 rpm



$$Dr := 2.54 \text{ cm}$$

$$2.54 \text{ cm}$$

$$T := \frac{71620 \cdot CV \cdot rpm \cdot cm \cdot kg}{n \cdot hp}$$

$$352.23 \text{ cm kg}$$

$$L := 4.2 \text{ cm}$$

$$4.20 \text{ cm}$$

$$S_{ys} := \frac{T \cdot 2 \cdot 8}{3.14 \cdot Dr^2 \cdot L}$$

$$\frac{66.24 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_s := \frac{S_{ys}}{0.5}$$

$$\frac{132.47 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

Se utilizará como material una aleación de aluminio 6061-T6. Esta aleación estándar estructural, es una de las más versátiles dentro de las tratables térmicamente. Está muy difundida para requerimientos de esfuerzos medios y grandes y tiene buenas características de fabricación. La aleación se presenta en forma de Barras, Tubos sin costura, Tubos estructurales, y en perfiles standard o especiales.

El rango de aplicación va desde componentes para el transporte, componentes de máquinas y equipos, productos para la recreación, etc.

También ofrece una buena terminación superficial. El cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

Grado	Límite de elasticidad (kg/cm ²)	Límite a la tracción(kg/cm ²)
6061-T6	2812	3163

4.6.2.3 Cálculo bulones de sujeción

Aquí vamos a determinar el diámetro de los bulones necesarios para acoplar la polea grande al cubo fabricado.



N: Coeficiente de seguridad.

Nb: Número de bulones.

Sp: Esfuerzo prueba bulón.

Ft: Fuerza total sobre bulones.

Fb: Fuerza por bulón.

Db: Diámetro bulón.

Tt: Torque total.

$$N := 3$$

3

$$Nb := 4$$

4

$$h := 3.75 \text{ cm}$$

3.75 cm

$$Sp := \frac{2294.36 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$\frac{2294.36 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$

$$Tt := 352.2 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

352.20 kg cm

$$Ft := \frac{Tt}{h}$$

93.92 kg

$$Fb := \frac{Ft}{Nb}$$

23.48 kg



$$Dd := \sqrt{\frac{Fb \cdot N \cdot 4}{Sp \cdot 3.14}}$$

0.20 cm

En base a lo expuesto anteriormente, que arrojo un diámetro de 0.20 cm, se utilizaran cuatro bulones normalizados M5x0.8x12 grado 4.5, debido a condiciones de diseño.



CAPÍTULO V: EL SISTEMA DE FRENADO

Los vehículos están dotados de freno a todas las ruedas, incorporando, sistemas de ayuda que disminuyen los esfuerzos a ejercer por el conductor. El sistema de frenado proporciona la capacidad de reducir la velocidad de vehículo y, si es necesaria la detención del mismo, lo que hace que sea un elemento fundamental en la seguridad.

5.1 Estructura y configuración del sistema de frenado

Los sistemas de frenado son capaces de desempeñar las siguientes funciones:

- Reducir la velocidad del vehículo.
- Permitir su detención.
- Mantener el mismo parado.

Se define dispositivo de frenado como el conjunto de órganos que tienen por función disminuir progresivamente la velocidad de un vehículo en marcha, hacer que se detenga o mantenerlo inmóvil si ya se encuentra detenido. El dispositivo se compone del mando, la transmisión y el freno propiamente dicho.

Instalaciones del sistema de frenado

Las reglamentaciones estipulan que el sistema de frenado de un vehículo debe tener un equipo formado por:

- Freno de servicio.
- Freno de estacionamiento.

El freno de servicio se suele accionar mediante un pedal, mientras que el mecanismo de freno de estacionamiento puede ser accionado con la mano o el pie.

Freno de servicio

El freno de servicio se usa para desacelerar el vehículo durante la conducción normal, para mantener la velocidad del mismo constante durante los descensos o para detenerlo. El pedal permite el control de un modo preciso de un sistema que actúa en todas las ruedas del vehículo.

Para aumentar la seguridad, el dispositivo de transmisión del sistema de frenos incorpora dos circuitos. En caso de que uno de los circuitos del sistema dual de freno falle, el segundo intacto, permanecerá operando.

Freno de estacionamiento

El freno de estacionamiento (“freno de mano”), debe mantener al vehículo en estado estacionario, permaneciendo así en pendientes y en ausencia del conductor. Por motivos de seguridad, los frenos de estacionamiento deben permanecer totalmente



operativos incluso ante fallos del sistema hidráulico. Esta característica se consigue por medio del empleo de un sistema mecánico continuo que conecte la fuente suministradora de energía y el freno.

5.2 Componentes del sistema de frenado

Un sistema de frenos consta de los siguientes elementos:

- Instalación del suministro de energía.
- Dispositivo de accionamiento.
- Dispositivo de transmisión.
- Frenos.
- ABS.

Instalaciones del suministro de energía

Son las partes de la instalación de frenos que proporcionan la energía necesaria, la regulan, y la preparan. Esta instalación termina donde empieza el dispositivo de transmisión, es decir donde empiezan los distintos circuitos de la instalación de freno, incluyendo los circuitos consumidores secundarios existentes para el abastecimiento de energía. La fuente de energía puede estar fuera del vehículo o también puede ser la fuerza muscular de una persona.

La energía necesaria para producir la fuerza de frenado en los coches de pasajeros y en los vehículos industriales ligeros, es suministrada exclusivamente por la fuerza que realiza el conductor. La fuerza aplicada por el mismo en el pedal o en la palanca de mano se transmite a los frenos mediante un sistema mecánico o hidráulico de transmisión.

Dispositivo de accionamiento

Son los componentes del sistema de frenado que inician y regulan el funcionamiento de éste. La señal de control puede ser transmitida por medios mecánicos, neumáticos o hidráulicos, pudiendo usar también fuentes de energía externas. El dispositivo de accionamiento comienza donde se aplica la fuerza de actuación y termina donde se distribuye la energía de frenado, o donde parte de la energía disponible se divide para controlar la energía de frenado.

En vehículos de turismo este dispositivo puede ser activado directamente con el pie o la mano.

Dispositivo de transmisión

Son el conjunto de elementos de la instalación que transmiten la energía regulada por el dispositivo de accionamiento. Este dispositivo está situado a continuación del accionamiento o de la instalación de suministro de energía y llega hasta la parte del sistema donde las fuerzas se aplican directamente para frenar el vehículo.



Frenos

Por freno se entiende el órgano de dispositivo de frenado donde se desarrollan las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo. Este transforma la energía cinética del vehículo en calor. El freno puede ser:

- De fricción.
- Eléctrico.
- Hidráulico.
- De motor.

La mayoría de los vehículos están equipados con frenos de fricción. Éstos usan la energía de frenado, almacenada en forma de presión, para presionar las pastillas de fricción contra el disco. En el frenado, la fricción se genera mediante la presión de las partes no rotativas contra aquellas que giran con las ruedas.

En los sistemas de frenos de disco, las fuerzas de fricción se generan contra la superficie de un disco rotor. Estos frenos presentan una serie de ventajas frente a otro tipo de freno de fricción, el tambor. La superficie de fricción expuesta proporciona una disipación de calor mejor que en el caso del tambor. Los discos se limpian automáticamente mediante el funcionamiento, consiguiéndose así un frenado más uniforme. Este hecho es particularmente importante en el mantenimiento del equilibrio de frenado entre el lado derecho y el izquierdo del vehículo.

Como desventaja puede citarse que las superficies de fricción de los discos son más sensibles a la contaminación y la humedad de las superficies en un freno de tambor. La ausencia de auto energización también significa que se necesitan mayores fuerzas de contactos.

Su funcionamiento se basa en la acción multiplicadora del esfuerzo ejercido sobre un líquido oleoso incomprensible. La presión que se ejerce sobre un pistón que actúa sobre el líquido es transmitida a otros pistones que accionan los frenos, con lo cual se logra la misma presión de frenado en los distintos elementos de fricción y se evita la necesidad de realizar diferentes ajustes.

ABS

El sistema antibloqueo ABS (Antilock Braking System) constituye un elemento de seguridad adicional en el vehículo. Tiene la función de reducir el riesgo de accidentes mediante el control óptimo del proceso de frenado. Durante un frenado que presente un riesgo de bloqueo de una o varias ruedas, el ABS tiene como función adaptar el nivel de presión del líquido en cada freno de rueda con el fin de evitar el bloqueo y optimizar así el compromiso de:

- Estabilidad en la conducción: durante el proceso de frenado debe garantizarse la estabilidad del vehículo, tanto cuando la presión de frenado

aumenta lentamente hasta el límite de bloqueo como cuando lo hace bruscamente, es decir, frenando en situación límite.

- Dirigibilidad: el vehículo puede conducirse al frenar en una curva aunque pierdan adherencia alguna de las ruedas.
- Distancia de parada: es decir acortar la distancia de parada lo máximo posible.

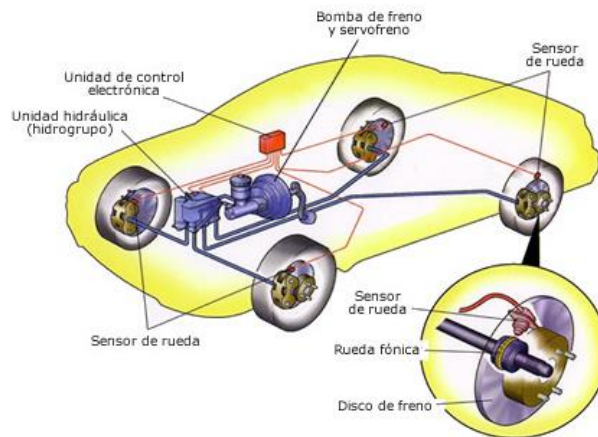


Figura 30 - Esquema de instalación del sistema ABS en el vehículo.

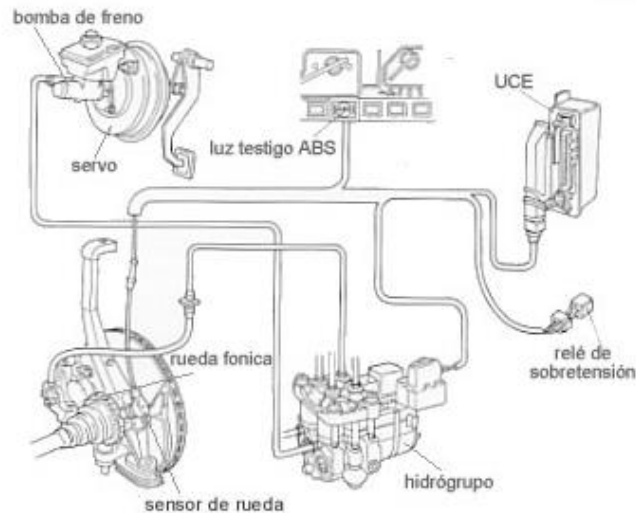


Figura 31 - Esquema del sistema ABS para una rueda.

Para cumplir dichas exigencias, el ABS debe de funcionar de modo muy rápido y exacto (en décimas de segundo) lo cual no es posible más que con una electrónica sumamente complicada.

En la figura inferior se ve el esquema de un circuito de frenos convencional sin ABS. Frenado en diagonal o "X".

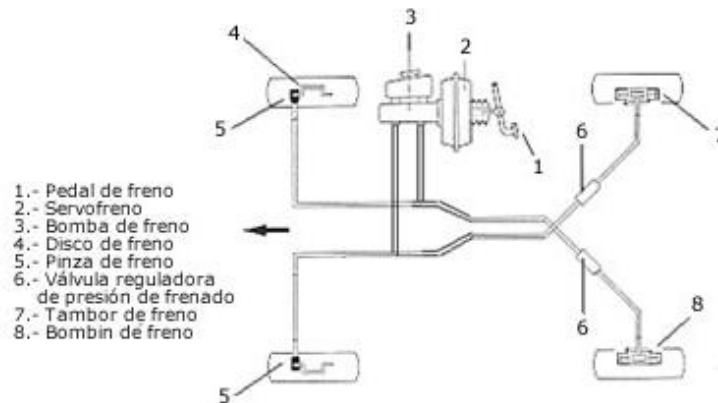


Figura 32 - Circuito de frenado en "X".

En la figura inferior se ve el esquema de un circuito de frenos con ABS. Como se aprecia el esquema es igual al circuito de frenos convencional al que se le ha añadido: un hidroggrupo, una centralita electrónica de mando y unos detectores de régimen (R.P.M.) a cada una de las ruedas, estos elementos forman el sistema ABS.

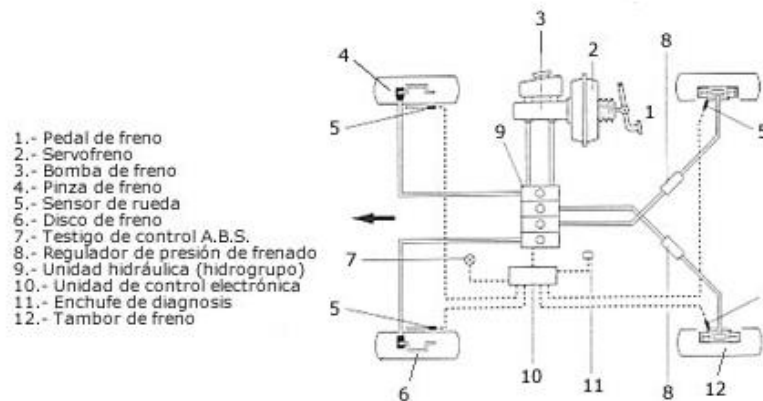


Figura 33 - Circuito de frenado en "X" con ABS.

Principio de regulación y funcionamiento del A.B.S.

Tras conectar el encendido y arrancar el motor (se apaga el indicador del ABS) el ABS está listo para funcionar. A continuación se describe el ciclo de regulación que se lleva a cabo al bloquearse una rueda. El proceso de regulación en las otras ruedas es el mismo.

La velocidad de la rueda, medida por la sonda de régimen, proporciona en el aparato de mando electrónico, señales de retardo y de aceleración de giro de la rueda. Mediante el enlace de las distintas velocidades de las ruedas se forma la llamada velocidad de referencia, que constituye aproximadamente la velocidad del vehículo. Mediante la



comparación de la velocidad de la rueda y la velocidad de referencia se deducen señales de deslizamiento.

Dichas señales se forman cuando, al frenar o acelerar, se transmiten fuerzas de fricción entre los neumáticos y la calzada, que ejercen un efecto de frenado sobre la rueda que gira en el momento de frenar. Entonces se forma un deslizamiento (d), es decir, la rueda gira más lentamente que la velocidad del vehículo.

Las distintas curvas de deslizamiento dependen de la calzada, de los neumáticos, la velocidad del vehículo, la carga de la rueda y el ángulo de marcha oblicua en un trayecto por curvas.

El aumento del deslizamiento desde 0 hasta la máxima presión de frenado se denomina "zona de deslizamiento estable" (a), efectuándose la regulación del ABS cerca del máximo, en la zona A.

Con altos valores de deslizamiento zona de deslizamiento inestable (b), la presión de frenado disminuye y alcanza el mínimo cuando se bloquea la rueda.

Mientras que para la presión de frenado optima (1) se necesita un deslizamiento (C) determinado, la presión de mando lateral (2) de la rueda disminuye debido al deslizamiento.

Esto significa que la acción combinada de la presión de frenado y de mando lateral es necesaria para la regulación de frenado.

En la figura puede verse que la presión de mando lateral (2) disminuye en gran manera cuando aumenta el deslizamiento (C), con lo que la rueda que se bloquea no dispone en absoluto de características de mando lateral. Por esta razón debe escogerse una zona de regulación que garantice por una parte grandes presiones de frenado y, por otra, una buena presión de mando lateral.

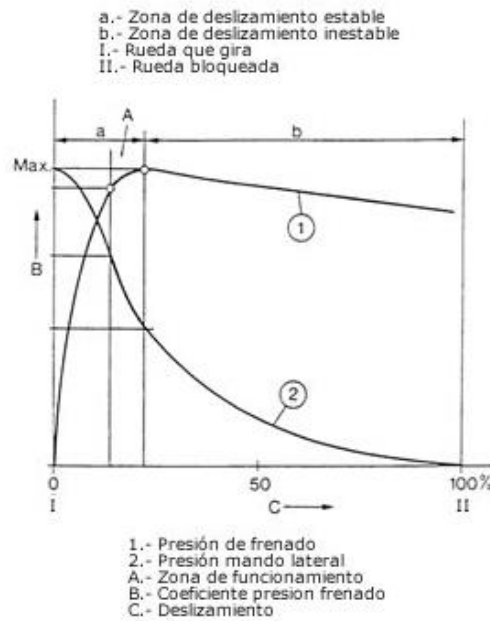


Figura 34 - Zonas de deslizamiento estable.

El movimiento de cada una de las ruedas viene controlado gracias a una comparación continua entre el retardo y la aceleración de la rueda por una parte, es decir de su deslizamiento, y los valores almacenados en la electrónica por otra. Si se constata un valor de retardo mayor al prescrito, comienza el proceso de regulación.

Las sondas de régimen proporcionan las señales correspondientes para la unidad de control y ésta, a su vez, da las "órdenes" al grupo hidráulico para mantener, aumentar o disminuir la presión. Estas fases de regulación se repiten durante un frenado regulado en una sucesión de 4 a 10 veces por segundo y continúan hasta que se para el vehículo.

En la figura se representa un ciclo de regulación simplificado, en el que puede comprobarse que la velocidad de la rueda sigue, en lo esencial, a la velocidad de referencia. Esta disminuye con el tiempo, de modo proporcional hasta alcanzar la velocidad de la rueda, con lo que se determinan, a continuación, los valores de deslizamiento.

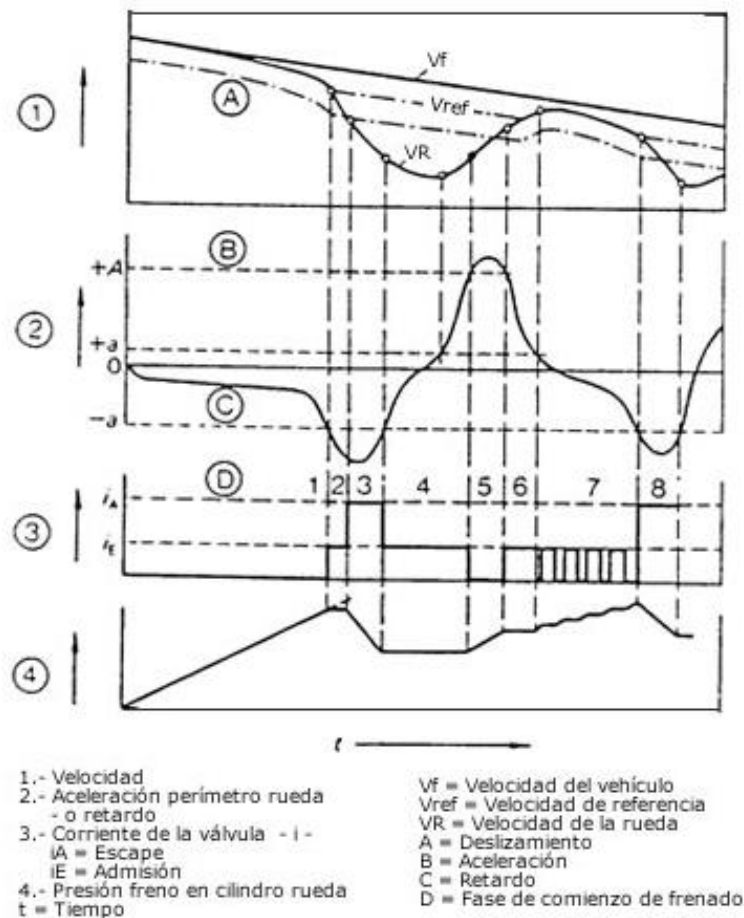


Figura 35 - Ciclo de regulación simplificado.

Tipos de sistemas ABS

Se pueden encontrar diferentes sistemas ABS, clasificándolos principalmente por el número de "canales" y de "sensores" que controlan los frenos de cada una de las ruedas del vehículo.

El número de canales viene determinado por el número de electroválvulas que regulan la presión de frenado de las ruedas pudiendo regularlas independientemente una por una o bien las dos del mismo eje a la vez. Existen tres tipos básicos de regulación de las ruedas:

- Regulación individual en la que cada rueda se controla de forma independiente por una o varias electroválvulas.
- Regulación "Select-low": las dos ruedas de un mismo eje se controlan con los valores obtenidos por el captador de la rueda que tiene indicios de bloquear en primer lugar. Una o varias electroválvulas comunes a las dos ruedas regulan la misma presión hidráulica para ambas.



- Regulación "Select-higt": las dos ruedas se controlan en este caso con los valores de la rueda que mayor adherencia tenga. También dispone de una o varias electroválvulas comunes a las dos ruedas que regulan la misma presión hidráulica para ambas.

Los sensores se colocan normalmente junto a las ruedas y sirven para detectar la velocidad, aceleración y deceleración de éstas.

En función del tipo de circuito de frenos, número de canales y número de sensores, se pueden clasificar los sistemas ABS:

- Cuatro canales y cuatro sensores: este sistema cuenta con una o varias electroválvulas para cada rueda a su vez dispone de un sensor para cada rueda.
- Tres canales y cuatro sensores: este sistema cuenta con una o varias electroválvulas para las ruedas delanteras, pero en las ruedas del eje trasero se cuenta con una o varias electroválvulas que controlan las dos ruedas del mismo eje (trasero). Dispone de un sensor para cada rueda.
- Tres canales y tres sensores: igual disposición que el anterior sistema, pero se diferencia en el eje trasero donde solo hay un sensor situado en grupo cónico y no en las ruedas.

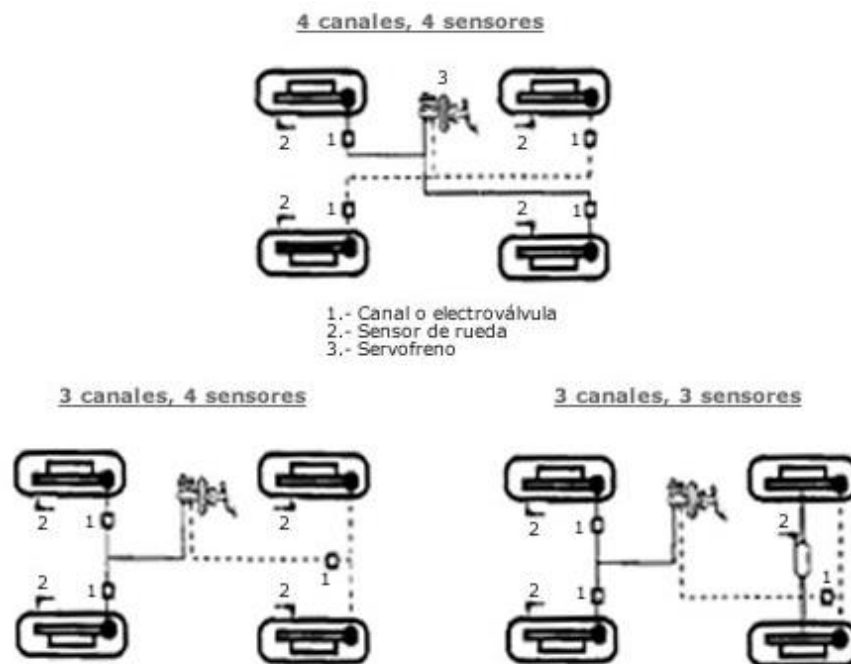


Figura 36 - Sistemas de ABS.

La efectividad de un sistema ABS además del número de canales y sensores depende de la rapidez con que actúan las electroválvulas. Cuanto mayor sea la rapidez de



actuación, más veces se actuara sobre los frenos de las ruedas, mejorando el coeficiente de adherencia.

El ABS está formado por tres subsistemas:

Hidrogrupo

Es el dispositivo que se encarga de controlar la presión aplicada a cada una de las ruedas. Este es controlado a su vez por la unidad de control electrónica. La unidad hidráulica está formada por un conjunto de motor-bomba, varias electroválvulas (tantas como canales tenga el sistema), y un acumulador de baja presión:

- **Electroválvulas:** están constituidas de un solenoide y de un inducido móvil que asegura las funciones de apertura y cierre. La posición de reposo es asegurada por la acción de un muelle incorporado. Todas las entradas y salidas de las electroválvulas van protegidas por unos filtros.
A fin de poder reducir en todo momento la presión de los frenos, independiente del estado eléctrico de la electroválvula, se ha incorporado una válvula anti-retorno a la electroválvula de admisión. Esta se abre cuando la presión de la "bomba de frenos" es inferior a la presión del estribo. Ejemplo: al dejar de frenar cuando el ABS está funcionando.
El circuito de frenado está provisto de electroválvulas de admisión abiertas en reposo y electroválvulas de escape cerradas en reposo. Es la acción separada o simultánea de las electroválvulas lo que permite modular la presión en los circuitos de frenado.
- **Conjunto motor-bomba:** está constituido de un motor eléctrico y de una bomba hidráulica de doble circuito, controlados eléctricamente por el calculador. La función del conjunto es rechazar el líquido de frenos en el curso de la fase de regulación desde los bombines a la bomba de frenos. Este rechazo es perceptible por el conductor por el movimiento del pedal de freno.
El modo de funcionamiento se basa en transformar el giro del motor eléctrico en un movimiento de carrera alternativa de dos pistones por medio de una pieza excéntrica que arrastra el eje del motor.
- **Acumulador de baja presión:** se llena del líquido del freno que transita por la electroválvula de escape, si hay una variación importante de adherencia en el suelo.
El nivel de presión necesario para el llenado del acumulador de baja presión debe ser lo suficientemente bajo para no contrariar la caída de presión en fase de regulación, pero lo suficientemente importante como para vencer en cualquier circunstancia el tarado de la válvula de entrada de la bomba.
El caudal medio evacuado por la bomba es inferior al volumen máximo suministrado en situación de baja presión.

Las electroválvulas de la unidad hidráulica permiten tres posiciones de funcionamiento que se corresponden con las fases de funcionamiento del ABS:

- Fase de subida de la presión.



- Fase de mantenimiento de la presión.
- Fase de bajada de presión.

Mediante las distintas intensidades de corriente eléctrica que llegan a las electroválvulas puede mantenerse o disminuirse la presión del líquido de frenos en cada cilindro de rueda (pistón o bombín).

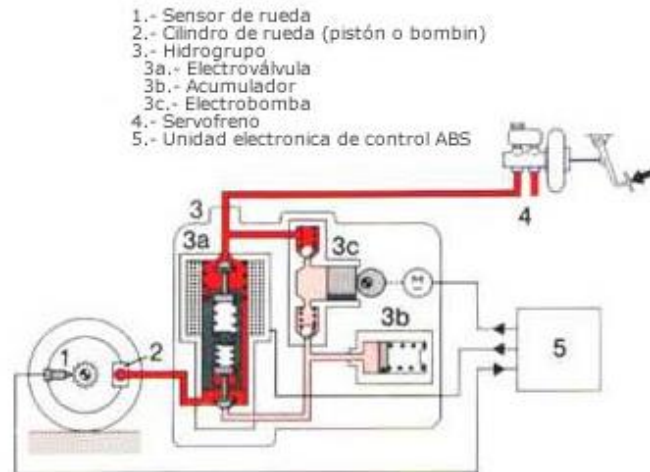


Figura 37. - Esquema general

En la posición de subida de presión, no hay excitación eléctrica en la electroválvula por lo que tanto la válvula de admisión (5) como la válvula de salida (6) están abiertas permitiendo el paso de líquido (10) desde la bomba de freno hasta el paso de salida al cilindro de rueda (pistón o bombín).

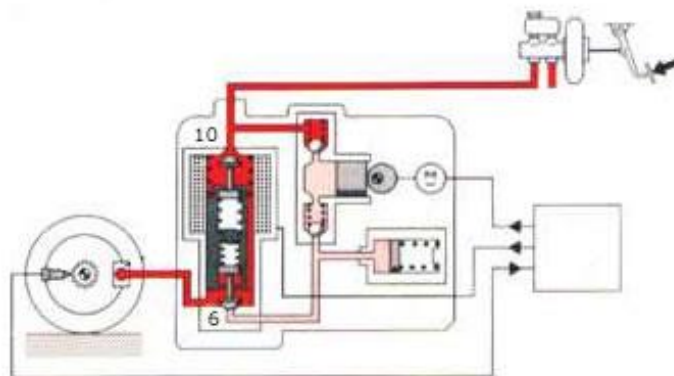


Figura 38 - Fase de subida de presión.

En la posición de mantenimiento de presión la bobina es excitada con la mitad de la corriente máxima. El inducido o camisa se desplaza y ambas válvulas son cerradas a la vez contra sus asientos manteniéndose de esta forma la presión en el circuito.

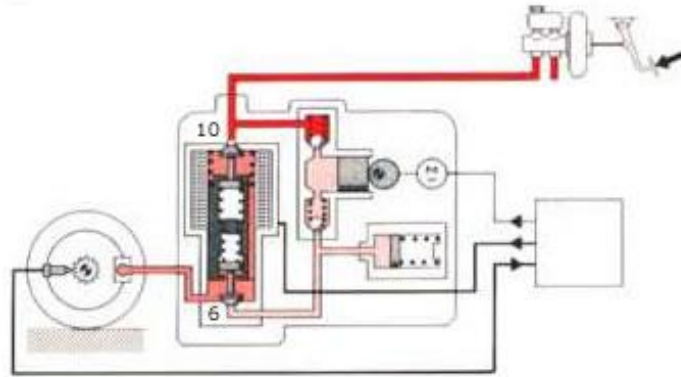


Figura 39 - Fase de mantenimiento de presión.

En la posición de bajada de presión la bobina es excitada con la corriente máxima produciendo en el inducido una mayor fuerza que le obliga a un desplazamiento todavía mayor que en el anterior estado. De esta forma la válvula de admisión (5) permanece cerrada y la válvula de salida (6) permanece abierta permitiendo el retorno del líquido de frenos hacia la bomba de retroalimentación y descargando el cilindro de rueda (pistón o bombín). En esta fase de funcionamiento, el conductor detecta las pulsaciones en el pedal de freno y el ruido de la bomba de exceso de presión. El acumulador atenúa estas pulsaciones y al mismo tiempo permite una descarga de presión rápida del cilindro de rueda.

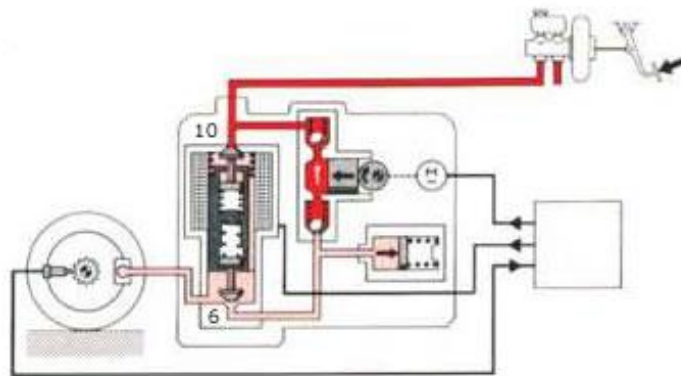


Figura 40 - Fase de baja presión.

Calculador (Unidad electrónica de mando)

Recibe información de la velocidad del vehículo a través de las señales que proceden de cada uno de los captadores de la rueda. Las informaciones medidas por los captadores son transformadas eléctricamente y tratadas en paralelo mediante dos microcomputadores (microprocesadores). En caso de desigualdad en las informaciones recibidas, el calculador reconoce un fallo y se inicializa un proceso de regulación del sistema ABS. Tras la amplificación, las señales de salida aseguran la activación de las electroválvulas y el motor-bomba (electrobomba).



El computador trabaja según el principio de la redundancia simétrica; los dos microcomputadores son diferentes, tratan la misma información y utilizan un mecanismo de cambio de información jerarquizada para comunicar. Cada microcomputador está programado con unos algoritmos de cálculo diferentes.

Los principales valores utilizados por la lógica interna del computador son:

Informaciones físicas (transmitidas por unas señales eléctricas).

- Velocidad de las cuatro ruedas (las cuatro ruedas pueden tener velocidades diferentes en función de las fases de aceleración o de deceleración y del estado de la calzada, etc.).
- Información del contactor luces de stop.
- Resultados de los tests de control de funcionamiento (rotación de la bomba, estado de los captadores y estados de las electroválvulas).

Informaciones calculadas.

- Velocidad de referencia, por cuestiones de precisión y de seguridad, la lógica calcula la velocidad del vehículo a partir de las velocidades de las cuatro ruedas. Esta información se llama velocidad de referencia. Para el cálculo, la lógica tiene en cuenta además de los límites físicos, las aceleraciones y deceleraciones máximas que es posible alcanzar en las diferentes adherencias, con el fin de verificar la coherencia del resultado y en su caso corregir el valor obtenido.
- Deslizamiento de las diferentes ruedas, el deslizamiento de una rueda es la diferencia de velocidad entre la rueda y el vehículo. Éste es calculado a partir de la velocidad de la rueda y de la velocidad de referencia.
- Aceleraciones y deceleraciones de las ruedas, a partir de la velocidad instantánea de una rueda (dada por el captador de velocidad), es posible calcular la aceleración o la deceleración de la rueda considerada observando la evolución de la velocidad en el tiempo.
- Reconocimiento de la adherencia longitudinal neumático-suelo, la lógica calcula la adherencia instantánea exacta a partir del comportamiento de las ruedas. En efecto, cada tipo de adherencia conduce a unos valores de aceleración y de deceleración que son propios. Además, considera dos ámbitos de adherencia: baja (de hielo a nieve) y alta (de suelo mojado a suelo seco) que corresponden a una estrategia de regulaciones diferentes.
- Reconocimiento de las condiciones de rodaje, la lógica sabe adaptarse a un cierto número de condiciones de rodaje que es capaz de reconocer. Entre ellas citamos las principales:
 - Viraje, las curvas se detectan observando las diferencias de velocidades de las ruedas traseras (la rueda interior en un giro es menos rápida que la rueda exterior).
 - Transición de adherencia (paso de alta adherencia a baja adherencia o a la inversa), los deslizamientos de las ruedas, aceleraciones y deceleraciones se toman en cuenta para reconocer esta situación.



- Asimétrica (dos ruedas de un mismo lado sobre alta adherencia y las otras dos sobre baja adherencia), los deslizamientos de las ruedas de un mismo lado se comparan con los deslizamientos de las ruedas del otro lado.
- Ordenes de regulación, la intervención decidida por la lógica se traduce en unas órdenes eléctricas enviadas a las electroválvulas y al grupo motor-bomba.

Detectores de rueda

Los detectores de rueda o de régimen, también llamados captadores de rueda miden la velocidad instantánea en cada rueda. El conjunto está compuesto por un captador y un generador de impulsos o rueda fónica fijado sobre un órgano giratorio. La disposición puede ser axial, radial o tangencial (axial ruedas delanteras, tangencial ruedas traseras).

El captador funciona según el principio de la inducción; en la cabeza del captador se encuentran dos imanes permanentes y una bobina. El flujo magnético es modificado por el desfile de los dientes del generador de impulsos. La variación del campo magnético que atraviesa la bobina genera una tensión alternativa casi sinusoidal cuya frecuencia es proporcional a la velocidad de la rueda.

Sistema utilizado

Por lo expuesto anteriormente el sistema de ABS utilizado será una de tres canales y cuatro captadores de velocidad.

5.3 Ecuación fundamental del frenado

Para iniciar el estudio del frenado se consideró que el movimiento se produce en recta y sin acciones laterales, despreciándose los efectos de la suspensión. Se trata de un modelo de vehículo plano donde cada rueda representa a su eje, es decir en la rueda delantera actuarán la suma de las fuerzas que actúan sobre cada una de las ruedas del eje delantero y de la misma forma para el eje trasero.

Si se evalúan las diversas sollicitaciones a las que está sometido el vehículo en el proceso de frenado, en la dirección longitudinal del mismo, se puede plantear la ecuación básica de la dinámica de frenado como:

$$\sum F_{resist} - \sum F_{acel} + F_f = M \cdot a$$

Donde:

- M: es la masa del vehículo.
- a: es la aceleración longitudinal del vehículo.
- $\sum F_{resist}$: total de fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo, denominadas fuerzas de resistencia, y que contribuyen al frenado. Se



incluyen resistencias al avance por rodadura, aerodinámicas y el efecto de ascenso por rampas.

- $\sum Facel$: total de fuerzas que favorecen el movimiento, denominadas fuerzas aceleradoras. Entre ellas se incluyen los efectos del viento y descenso de rampas.
- Ff total de fuerzas de frenado que se generan en el contacto entre la rueda y el suelo, como reacción a los pares que se oponen al giro de las ruedas. Estos pares son consecuencia de la acción del sistema de freno, pero también del motor y de las inercias en rotación.

Como se ve se van a considerar las fuerzas que actúan en la dirección longitudinal del vehículo. Planteada la ecuación anterior se va a poder determinar la deceleración del mismo en el proceso de frenado.

5.4 Dinámica longitudinal de la frenada

El objeto de este cálculo es obtener una fuerza de frenado, o máxima capacidad de frenado, determinada a partir de la masa del vehículo y la deceleración desarrollada en autos convencionales. La cual tendrá que ser igualada por el esfuerzo generado por los elementos que componen el sistema de frenado (disco, pinza, pastillas, etc.).

Para ello se tomaron las siguientes consideraciones:

- Se considera el vehículo como un sólido rígido.
- Deceleración constante durante toda la frenada.
- Los coeficientes de fricción se mantiene invariables.
- El cálculo se hace con pendiente 0° .
- Se desprecia la inercia rotacional generada por las piezas en rotación (maza, disco de freno, cubierta, llanta, etc.).
- Se desprecia la resistencia aerodinámica y a la rodadura.

El dato de partida fue la deceleración obtenida en el ensayo de frenado de un Renault Clío Mío. El mismo se realizó a una velocidad de 60 km/h logrando una detención a 0 km/h en 14.75 m.

Obtención de la deceleración

Partiendo de las ecuaciones cinemáticas obtenemos:

v0: velocidad inicial.

df: distancia de frenado.

av: deceleración.



$$v0 := \frac{16.67 m}{s}$$

$$\frac{16.67 m}{s}$$

$$df := 14.75 m$$

$$14.75 m$$

$$av := \frac{v0^2}{2 \cdot df}$$

$$\frac{9.42 m}{s^2}$$

Distribución de pesos del vehículo

Para determinar la distribución de los pesos en los ejes, se parte del valor de la coordenada en X obtenida en el cálculo del centro de gravedad, capítulo 3 inciso 3.3 “Cálculo centro de gravedad del vehículo”.

Pd: es la fuerza vertical en el eje delantero.

Pt: es la fuerza vertical en el eje trasero.

P: es la fuerza vertical total del vehículo.

M: masa del vehículo.

Xg: coordenada en x del centro de gravedad.

Lt: longitud viga cajón.

Xd: porcentaje masa eje delantero.

Xt: porcentaje masa eje trasero.

$$M := 800 kg$$

$$800 kg$$

$$Xg := 106.79 cm$$

$$106.79 cm$$



$$L_t := 250 \text{ cm}$$

$$250 \text{ cm}$$

$$X_d := \frac{X_g}{L_t}$$

$$0.43$$

$$X_t := \frac{L_t - X_g}{L_t}$$

$$0.57$$

$$P_d := M \cdot X_d \cdot g$$

$$\frac{3348.93 \text{ kg m}}{s^2}$$

$$P_t := M \cdot X_t \cdot g$$

$$\frac{4491.07 \text{ kg m}}{s^2}$$

Efectos sobre el vehículo a causa de la deceleración

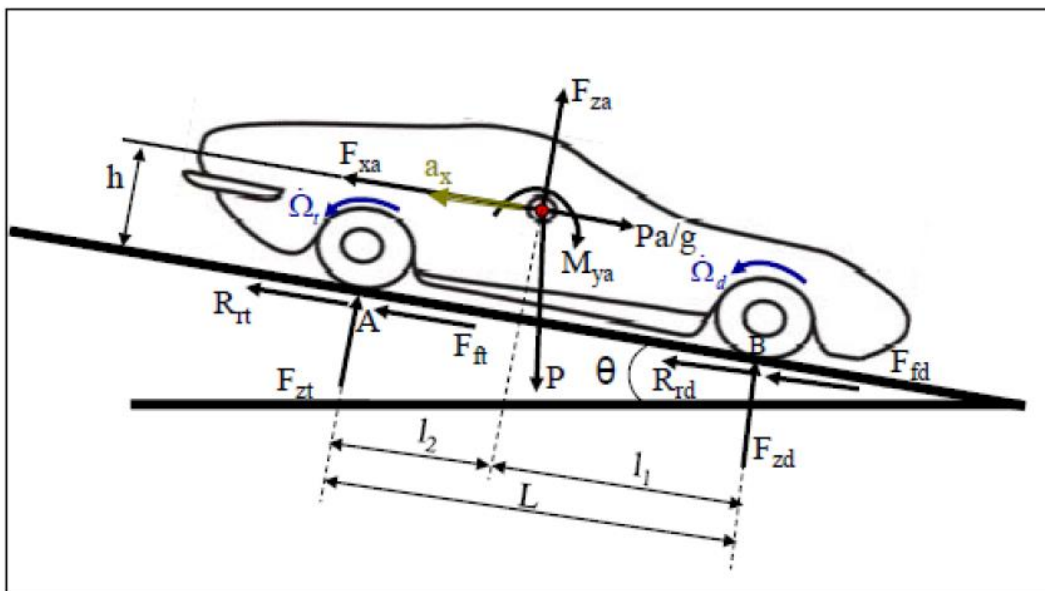


Figura 41 - Diagrama cuerpo libre de un automóvil.



Donde:

- F_{xa} y F_{za} son las fuerzas aerodinámicas en el eje x y en el eje z respectivamente.
- M_{ya} es el momento debido a la fuerza aerodinámica producido en el eje y, en torno al centro de gravedad del vehículo.
- $P \cdot a/g = m \cdot a$ es la fuerza de inercia que lleva el vehículo.
- $\dot{\Omega}_t$ y $\dot{\Omega}_d$ son la deceleración angular de la rueda trasera y delantera respectivamente.
- P es el peso del vehículo.
- R_{rt} y R_{rd} son la resistencia a la rodadura en la rueda trasera y delantera respectivamente.
- F_{ft} y F_{fd} son la fuerza de frenado en el eje trasero y delantero respectivamente.
- F_{zt} y F_{zd} son las reacciones en los puntos de contacto A y B respectivamente.
- θ es la pendiente del terreno.
- h es la altura a la que se encuentra el centro de gravedad del vehículo.
- a_x es la deceleración del vehículo.

Realizando sumatoria de momentos sobre el punto A y sumatoria de momentos sobre el punto B hallamos las fuerzas perpendiculares al suelo en cada una de las ruedas quedando:

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{zd} = \frac{P \cdot \cos(\theta) \cdot l_2 + \left(\frac{P}{g} \cdot a - F_{xa} + P \cdot \sin(\theta) \right) \cdot h}{L}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{zt} = \frac{P \cdot \cos(\theta) \cdot l_1 + \left(\frac{P}{g} \cdot a - F_{xa} + P \cdot \sin(\theta) \right) \cdot h}{L}$$

Haciendo equilibrio de fuerzas longitudinales, podemos hallar y simplificar el contenido que hay entre el paréntesis de la siguiente manera:

$$\frac{P}{g} \cdot a - F_{xa} + P \cdot \sin(\theta) = F_{fd} + F_{ft} + R_{rd} + R_{rt} = F_f + F_r$$

Sabemos que:

$$F_f = \mu \cdot P$$

$$F_r = P \cdot f_r \cdot \cos(\theta)$$



Donde:

- F_f es la fuerza de fricción.
- F_r es la fuerza de rodadura.
- $\theta = 0$ (superficie horizontal).

Por lo que las fuerzas verticales sobre cada eje quedan:

$$F_{zd} = \frac{P \cdot l_2}{L} + \frac{h \cdot P}{L} \cdot (\mu + f_r)$$

$$F_{zt} = \frac{P \cdot l_1}{L} - \frac{h \cdot P}{L} \cdot (\mu + f_r)$$

Considerando que la única causa de transferencia de carga es la deceleración “a” y despreciando la pendiente y la aerodinámica:

$$F_{zd} = \mu \cdot \left(\frac{P \cdot l_2}{L} + \left(\frac{av}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right)$$

$$F_{zt} = \mu \cdot \left(\frac{P \cdot l_1}{L} - \left(\frac{av}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right)$$

Por lo que podemos calcular la transferencia de carga del eje trasero al delantero.

TP: es la transferencia de peso.

g: es la aceleración de la gravedad.

Yg: es la altura del centro de gravedad al suelo.

L: largo viga cajón.

P: peso vehículo.

$$g := \frac{9.8 \text{ m}}{\text{s}^2}$$

$$\frac{9.80 \text{ m}}{\text{s}^2}$$

$$Y_g := 0.2421 \text{ m}$$

$$0.24 \text{ m}$$



$$L := 2.5 m$$

$$2.50 m$$

$$P := M \cdot g$$

$$\frac{7840.00 \text{ kg m}}{s^2}$$

$$TP := \frac{av}{g} \cdot \frac{Yg}{L} \cdot P$$

$$\frac{729.78 \text{ kg m}}{s^2}$$

Calculamos la distribución exacta de fuerza aplicada sobre cada uno de los ejes de la siguiente manera.

Pdd: es el peso en el eje delantero durante la deceleración.

Ptd: es el peso en el eje trasero durante la deceleración.

$$Pdd := Pd + TP$$

$$\frac{4078.72 \text{ kg m}}{s^2}$$

$$Ptd := Pt - TP$$

$$\frac{3761.28 \text{ kg m}}{s^2}$$

Efecto de la transferencia de pesos sobre los neumáticos

Al experimentar el vehículo la transferencia de carga anteriormente descrita, la capacidad de frenada se ve alterada. Con ello, podemos averiguar la máxima fuerza de frenada que cada uno de los ejes es capaz de producir por medio de los neumáticos de la siguiente manera.

Ffd: es la fuerza de frenado en el eje delantero.

Fft: es la fuerza de frenado en el eje trasero.

μ : es el coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos y el asfalto.



$$\mu := \frac{av}{g}$$

$$0.96$$

$$Ffd := \mu \cdot Pdd$$

$$\frac{3920.55 \text{ kg m}}{s^2}$$

$$Fft := \mu \cdot Ptd$$

$$\frac{3615.42 \text{ kg m}}{s^2}$$

Observando las expresiones anteriores podemos ver cómo a causa de esa transferencia de cargas, la capacidad de frenado del eje delantero se incrementa mientras que la del eje trasero disminuye. Referente a ello, debemos recalcar que estamos suponiendo una adherencia constante de 0.96 durante la deceleración, es decir, estamos considerando que aprovechamos la máxima adherencia entre el neumático y el asfalto durante todo el proceso de frenado. De todo ello podemos hallar la fuerza de frenado máxima que puede ejercer nuestro vehículo simplemente sumando las fuerzas de frenado que corresponden a cada uno de los ejes.

$$Fmax := Ffd + Fft$$

$$\frac{7535.97 \text{ kg m}}{s^2}$$

Con este dato, aplicando la segunda ley de Newton, podemos obtener la deceleración de nuestro vehículo sabiendo que:

$$amax := \frac{Fmax}{M}$$

$$\frac{9.42 \text{ m}}{s^2}$$

Lo cual coincide con la deceleración máxima alcanzable de 1g. De esta forma, el par de frenado de oposición del vehículo se obtiene a través del radio de los neumáticos. Aquí debemos hacer un alto y explicar el radio o diámetro que se va a considerar para su cálculo y es que en frenada, o en cualquier caso en el que el vehículo esté en movimiento, lo correcto es utilizar el diámetro efectivo de los neumáticos que consideran un deslizamiento del mismo. En frenada, el diámetro efectivo de los neumáticos responde a la ecuación:

$$De = Dn \cdot (1 - i)$$



Donde:

- De es el diámetro efectivo del neumático.
- Dn es el diámetro nominal del neumático.
- i es el deslizamiento.

Esta es la expresión que deberíamos utilizar para hallar el par de frenado, sin embargo, debido a que no poseemos aún la información exacta de los neumáticos que finalmente se instalarán en nuestro vehículo, consideraremos el diámetro o el radio nominal, que es el que se podría medir directamente de la rueda o calcular según la información del fabricante. Sabemos que es una buena aproximación, ya que además de que el deslizamiento no sea un valor muy alto, si consideramos el diámetro nominal en vez del efectivo estaremos del lado de la seguridad ya que el brazo que genere el momento será de mayores medidas y nos dará un par de frenado mayor al que realmente necesitaremos.

Rr: radio nominal de la rueda.

Nd: par de frenado necesario rueda delantera.

Nt: par de frenado necesario rueda trasera.

$$Rr := 0.28 m$$

$$0.28 m$$

$$Nd := Ffd \cdot Rr$$

$$\frac{1268.94 \text{ kg m}^2}{s^2}$$

$$Nt := Fft \cdot Rr$$

$$\frac{841.13 \text{ kg m}^2}{s^2}$$

Cálculo de la presión necesaria en cada circuito

Se calcularán las presiones necesarias a lo largo de nuestro sistema de frenos hasta alcanzar el disco de freno, provocando de esta manera un par de frenado cuyo valor no debe exceder del máximo esperado entre el contacto neumático-asfalto como ya hemos comentado. Por lo que basándonos en las características del vehículo y de cada uno de los elementos que componen nuestro sistema de frenado podremos hallar dichos valores.

Como ya sabemos, la función del líquido de freno, los conductos y manguitos es la de transmitir la presión obtenida de las bombas de freno a las pinzas de freno. Aunque como bien hemos dicho en el documento, se trata de tubos flexibles, con lo que para



realizar este cálculo, debemos suponer que el fluido es totalmente incompresible y los conductos infinitamente rígidos. Con ello, y considerando que no existe ningún tipo de pérdida, la presión que llegará a cada una de las pinzas con nuestras condiciones de transferencia de carga se determinaran a continuación.

Fuerzas lineales generadas en cada pinza de freno

La función principal de la pinza de freno, es la de transformar la presión hidráulica que le llega desde las bombas a través de los conductos en un fuerza mecánica lineal. Con las siguientes expresiones podemos calcular la fuerza lineal que generará cada pinza en función de la presión hidráulica que le llega.

Dp: es el diámetro del pistón del caliper del Renault Clio.

Fnpd: es la fuerza que actúa normal a la pastilla de freno delantera.

Fnpt: es la fuerza que actúa normal a la pastilla de freno trasera.

Ppd: es la presión hidráulica transmitida a la pinza de freno delantera.

Ppt: es la presión hidráulica transmitida a la pinza de freno trasera.

$$Dp := \frac{3.4}{100}m$$

$$0.03 m$$

$$Fnpd := \frac{3.141516 \cdot Dp^2}{4} \cdot \frac{Ppd \cdot 9.8 m}{s^2}$$

$$\frac{0.01 m^3 Ppd}{s^2}$$

$$Fnpt := \frac{3.141516 \cdot Dp^2}{4} \cdot \frac{Ppt \cdot 9.8 m}{s^2}$$

$$\frac{0.01 m^3 Ppt}{s^2}$$

Fuerzas de fricción, contacto disco-pastilla

La misión del contacto disco-pastilla es la de conseguir una fuerza de fricción que se oponga al sentido de rotación del disco. Esta fuerza se relaciona con la fuerza de mordaza generada por cada pinza de la siguiente manera.



Ffpd: es la fuerza de fricción generada por las pastillas de freno (el 2 corresponde a que hay 2 pastillas) delantera.

Ffpt: es la fuerza de fricción generada por las pastillas de freno (el 2 corresponde a que hay 2 pastillas) trasera.

μ_p : es el coeficiente de fricción correspondiente a cada pastilla de freno.

$$\mu_p := 0.45$$

$$0.45$$

$$F_{fpd} := F_{npd} \cdot \mu_p \cdot 2$$

$$\frac{0.01 \text{ m}^3 Ppd}{s^2}$$

$$F_{fpt} := F_{npt} \cdot \mu_p \cdot 2$$

$$\frac{0.01 \text{ m}^3 Ppt}{s^2}$$

Pares de frenado generados por el contacto disco-pastilla

Como ya sabemos, el disco constituye el principal elemento del sistema de frenado para disipar el calor del mismo. Pero además gracias a él se generará un esfuerzo de torsión en función de la fuerza de fricción obtenida de su contacto con la pastilla de freno, lo cual nos permitirá obtener el par de frenada que necesitamos para detener el vehículo.

Nfd: es el par de frenado generado por las pinzas delanteras.

Nft: es el par de frenado generado por las pinzas traseras.

Rdi: corresponde al radio efectivo del disco de freno.

$$R_{di} := 0.1 \text{ m}$$

$$0.10 \text{ m}$$

$$N_{fd} := 2 \cdot F_{fpd} \cdot R_{di}$$

$$\frac{0.00 \text{ m}^4 Ppd}{s^2}$$



$$Nft := 2 \cdot F_{fpt} \cdot R_{di}$$

$$\frac{0.00 \text{ m}^4 P_{pt}}{\text{s}^2}$$

Igualando los pares de frenadas necesarios a los generados por el conjunto pastilla disco se obtienen las presiones necesarias en cada circuito, para lograr detener el vehículo sin llegar al bloqueo de sus ruedas.

$$ec1 := Nd = Nfd$$

$$\frac{1097.75 \text{ kg m}^2}{\text{s}^2} = \frac{0.00 \text{ m}^4 P_{pd}}{\text{s}^2}$$

$$\left[\left[P_{pd} = \frac{6.85 \cdot 10^5 \text{ kg}}{\text{m}^2} \right] \right]$$

$$ec2 := Nt = Nft$$

$$\frac{1012.32 \text{ kg m}^2}{\text{s}^2} = \frac{0.00 \text{ m}^4 P_{pt}}{\text{s}^2}$$

$$\left[\left[P_{pt} = \frac{6.32 \cdot 10^5 \text{ kg}}{\text{m}^2} \right] \right]$$

Como podemos observar los valores son muy parecidos, debido a que la altura del centro de gravedad no es muy elevada, lo que hace que la transferencia de carga del eje trasero al delantero no sea muy significativa.

5.5 Elementos del sistema de frenado

Los componentes utilizados son los mismos que en un Renault Clio. Los datos utilizados se obtuvieron del catálogo Bosch, a continuación se nombran cada componente:

- Pastillas de freno.
- Discos de freno.
- Pinzas de freno o caliper.
- Unidad ABS.



CAPÍTULO VI: MOTORIZACIÓN

Los vehículos dependen de varios componentes mecánicos para generar energía. Este poder debe convertirse en una forma que puede propulsar el coche, o permitir que se mueva.

En el siguiente capítulo se desarrollarán los ítems correspondientes a motorización eléctrica, a combustión, baterías, es decir, fuentes motoras y generadoras de energía.

6.1 Visualización de componentes

A continuación podemos observar los elementos descritos anteriormente en los incisos del presente capítulo.

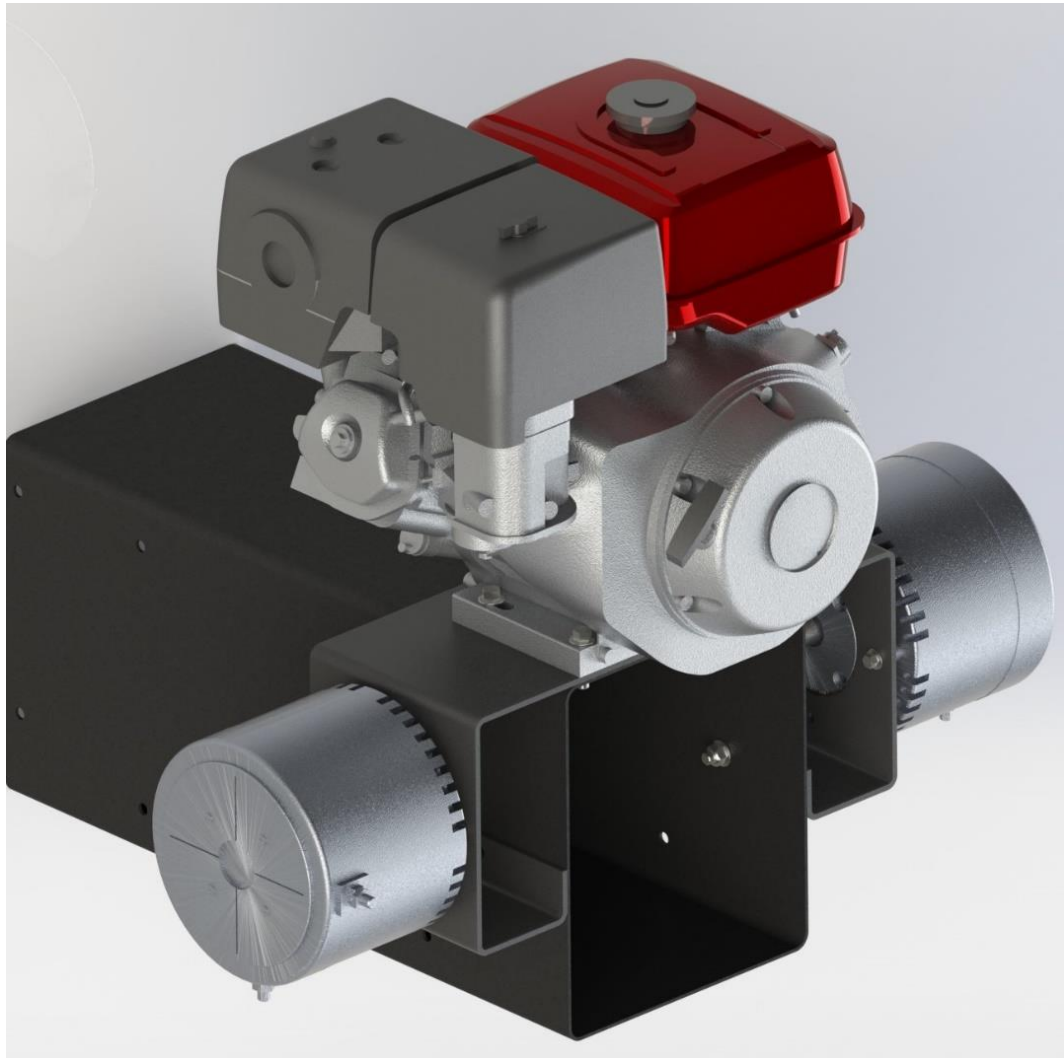


Figura 42 - Conjunto motorización.



6.2 Motorización eléctrica

Motor eléctrico, generalidades

El motor eléctrico es un dispositivo que transforma la energía eléctrica en energía mecánica por medio de la acción de los campos magnéticos generados en sus bobinas. Son máquinas eléctricas rotatorias compuestas por un estator y un rotor.

Algunos de los motores eléctricos son reversibles, ya que pueden transformar energía mecánica en energía eléctrica funcionando como generadores o dinamo. Los motores eléctricos de tracción usados en locomotoras o en automóviles híbridos realizan a menudo ambas tareas, si se diseñan adecuadamente.

La corriente directa o corriente continua proviene de las baterías, los paneles solares, dínamos, fuentes de alimentación instaladas en el interior de los aparatos que operan con estos motores y con rectificadores.

Estos motores pueden ser clasificados por el tipo de fuente de energía eléctrica, construcción interna, aplicación, tipo de salida de movimiento, etcétera.

Este tipo de motor cuenta con las siguientes ventajas:

- A igual potencia, su tamaño y peso son más reducidos.
- Se pueden construir de cualquier tamaño y forma, siempre que el voltaje lo permita.
- Tiene un par de giro elevado y, según el tipo de motor, prácticamente constante.
- Su rendimiento es muy elevado (típicamente en torno al 75 %, aumentando a medida que se incrementa la potencia de la máquina).
- Este tipo de motores no emite contaminantes, aunque en la generación de energía eléctrica de la mayoría de las redes de suministro, sí se emiten contaminantes.
- No necesita de refrigeración ni ventilación externa, están autoventilados.
- No necesita de transmisión/marchas.

Especificaciones técnicas del motor

Un motor eléctrico sin escobillas o motor brushless es un motor eléctrico que no emplea escobillas para realizar el cambio de polaridad en el rotor.

Los motores eléctricos solían tener un colector de delgas o un par de anillos rotantes. Estos sistemas, que producen rozamiento, disminuyen el rendimiento, desprenden calor y ruido, requieren mucho mantenimiento y pueden producir partículas de carbón que manchan el motor de un polvo que, además, puede ser conductor.

Los primeros motores sin escobillas fueron los motores de corriente alterna asíncronos. Hoy en día, gracias a la electrónica, se muestran muy ventajosos, ya que son más baratos de fabricar, pesan menos y requieren menos mantenimiento, pero su control



era mucho más complejo. Esta complejidad prácticamente se ha eliminado con los controles electrónicos.

El inversor debe convertir la corriente alterna en corriente continua, y otra vez en alterna de otra frecuencia. Otras veces se puede alimentar directamente con corriente continua, eliminado el primer paso. Por este motivo, estos motores de corriente alterna se pueden usar en aplicaciones de corriente continua, con un rendimiento mucho mayor que un motor de corriente continua con escobillas. Algunas aplicaciones serían los coches y aviones con radiocontrol, que funcionan con pilas.



Figura 43 - Motor eléctrico brushless.

- Potencia: 6 Hp continuos, 15 Hp pico.
- Voltaje: 24-48V DC
- Velocidad máxima: 5000 RPM
- Torque: 0,136 Nm/amp.
- Máxima corriente de motor: 300 A/1min.
- Diámetro motor 20,3 cm.
- Peso: 10 kg.
- Eficiencia: 90%
- Este motor es de 3 fases y 8 polos.
- Dimensiones eje: 7/8" x 1-3/4".
- Chaveta cuadrada: 3/16" x 1-3/4"

6.2.1 Cálculo de la potencia necesaria

Para determinar esta se utilizarán las formulas descriptas en el “Manual de Técnica del Automóvil - Bosch”, teniéndose en cuenta la velocidad a la que desplaza el vehículo y la resistencia total a la marcha que está compuesta por:

- Resistencia por rodadura: suma de las fuerzas que se generan en cada neumático a consecuencia de su rodadura y que se oponen al avance del mismo. Son debidas a factores diversos, tanto propios de neumático como propios de la superficie de contacto o de las condiciones operativas, por ello



no es sencillo obtener una expresión matemática exacta que cuantifique su valor.

- Resistencia del aire: esta fuerza de resistencia es función de diversos factores que se pueden englobar en características del vehículo (forma y área frontal), factores del medio (densidad del aire) y factores operativos (velocidad de circulación).
- Resistencia a la subida: cuando el vehículo circula sobre una superficie con una rampa o pendiente determinada, la componente del peso en dirección longitudinal será la resistencia al avance cuando el vehículo asciendo e intentara acelerar en los descensos.

m: masa

g: gravedad

f: coeficiente de rozamiento

ρ : densidad del aire

c_w : coeficiente aerodinámico

p: pendiente

v: velocidad final

v_0 : velocidad del viento

A: área frontal

A continuación se llevara a cabo el siguiente cálculo que es el correspondiente para una pendiente de 0° a una velocidad de 50km/h.

$$M := 800 \text{ kg}$$

$$800 \text{ kg}$$

$$g := 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$\frac{9.81 \text{ m}}{s^2}$$

$$f := 0.013$$

$$0.01$$

$$\rho := 1.202 \frac{kg}{m^3}$$

$$\frac{1.20 \text{ kg}}{m^3}$$



$$c_w := 0.35$$

$$0.35$$

$$p := 0$$

$$0$$

$$v := \frac{50 \text{ km}}{h}$$

$$\frac{50 \text{ km}}{h}$$

$$v_0 := 20 \frac{\text{km}}{h}$$

$$\frac{20 \text{ km}}{h}$$

$$A := 1.35 \cdot 1.20 \text{ m}^2$$

$$1.62 \text{ m}^2$$

Resistencia a la Rodadura

$$F_{ro} := f \cdot M \cdot g$$

$$\frac{102.02 \text{ kg m}}{\text{s}^2}$$

Resistencia del Aire

$$F_l := 0.0386 \cdot \rho \cdot c_w \cdot A \cdot (v + v_0)^2$$

$$\frac{128.91 \text{ kg km}^2}{\text{m h}^2}$$

Resistencia a la Subida

$$F_{st} := 0.01 \cdot M \cdot g \cdot p$$

$$0.00$$

Resistencia Total a la Marcha

$$F_w := F_{ro} + \frac{F_l \cdot \text{m}^2 \cdot 1000 \text{ h}^2}{3600 \text{ km}^2 \cdot \text{s}^2} + F_{st}$$

$$\frac{137.83 \text{ kg m}}{\text{s}^2}$$



Potencia de la Resistencia a la Marcha

$$P_w := \frac{F_w \cdot v \cdot h \cdot m \cdot 1000}{3600 \cdot s \cdot km}$$

$$\frac{1914.32 \text{ kg m}^2}{s^3}$$

Se ve que se necesita una potencia de 1914.32 W, que equivalen a 2.6 Hp aproximadamente para superar las condiciones propuestas con anterioridad.

El siguiente cálculo es el correspondiente para una pendiente de 20° a una velocidad de 20km/h, en donde se intenta simular la subida del vehículo a un garaje.

$$M := 800 \text{ kg}$$

$$800 \text{ kg}$$

$$g := 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$\frac{9.81 \text{ m}}{s^2}$$

$$f := 0.013$$

$$0.01$$

$$\rho := 1.202 \frac{kg}{m^3}$$

$$\frac{1.20 \text{ kg}}{m^3}$$

$$c_w := 0.35$$

$$0.35$$

$$p := 20$$

$$20$$

$$v := \frac{20 \text{ km}}{h}$$

$$\frac{20 \text{ km}}{h}$$

$$v_o := 20 \frac{km}{h}$$

$$\frac{20 \text{ km}}{h}$$

$$A := 1.35 \cdot 1.20 \text{ m}^2$$

$$1.62 \text{ m}^2$$



Resistencia a la Rodadura

$$F_{ro} := f \cdot M \cdot g$$

$$\frac{102.02 \text{ kg m}}{\text{s}^2}$$

Resistencia del Aire

$$F_l := 0.0386 \cdot \rho \cdot c_w \cdot A \cdot (v + v_0)^2$$

$$\frac{42.09 \text{ kg km}^2}{\text{m h}^2}$$

Resistencia a la Subida

$$F_{st} := 0.01 \cdot M \cdot g \cdot p$$

$$\frac{1569.60 \text{ kg m}}{\text{s}^2}$$

Resistencia Total a la Marcha

$$F_w := F_{ro} + \frac{F_l \cdot \text{m}^2 \cdot 1000 \text{ h}^2}{3600 \text{ km}^2 \cdot \text{s}^2} + F_{st}$$

$$\frac{1683.32 \text{ kg m}}{\text{s}^2}$$

Potencia de la Resistencia a la Marcha

$$P_w := \frac{F_w \cdot v \cdot h \cdot m \cdot 1000}{3600 \text{ s} \cdot \text{km}}$$

$$\frac{9351.76 \text{ kg m}^2}{\text{s}^3}$$

El resultado arrojado es que se necesita una potencia de 9351.76 W, que equivalen a 12 Hp aproximadamente, siendo los requeridos para saltar las condiciones planteadas de antemano. Este es un valor razonable comparado con la potencia de un vehículo de similares condiciones como lo es el Renault Twizy, el cual tiene una potencia de 13 Hp.

De acuerdo a los valores de las potencias obtenidas en los dos cálculos realizados anteriormente, vemos que se requerirán dos motores brushless de 6 hp.

6.2.2 Soporte motores eléctricos

El mismo será uno solo para ambos y estará construido de Acero SAE 1010, sus propiedades mecánicas fueron descriptas en el inciso 3.4.1 “Material del soporte de suspensión”, será una chapa plegada de 4.8 mm de espesor; se lo vinculara a la viga cajón



mediante 4 pernos normalizados M10x1.5x40 grado 5.8 y 2 pernos normalizados M10x1.5x25 grado 5.8. Los motores van acoplados a él mediante 4 bulones normalizados M8x1.25x20 grado 5.8.

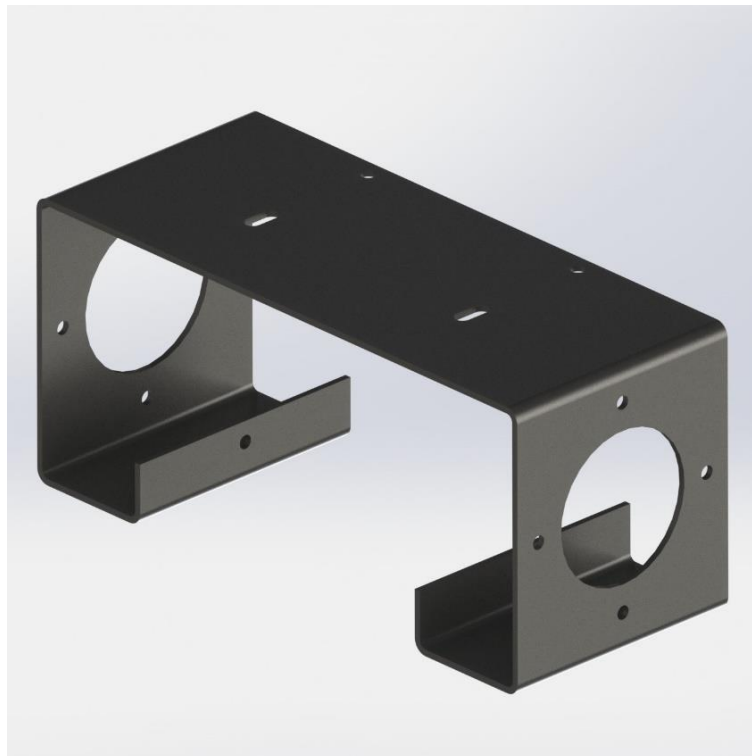


Figura 44 - Soporte motores eléctricos.

6.3 Baterías

Generalidades

Las baterías de iones de litio, también denominada batería Li-Ion, es un dispositivo diseñado para almacenamiento de energía eléctrica que emplea como electrolito una sal de litio que consigue los iones necesarios para la reacción electroquímica reversible que tiene lugar entre el cátodo y el ánodo.

Las propiedades de las baterías de Li-ion, como la ligereza de sus componentes, su elevada capacidad energética y resistencia a la descarga, junto con el poco efecto memoria que sufren o su capacidad para funcionar con un elevado número de ciclos de regeneración, han permitido diseñar acumuladores livianos, de pequeño tamaño y variadas formas, con un alto rendimiento, especialmente adaptados a las aplicaciones de la industria electrónica de gran consumo.

A principios del siglo XXI, en el contexto de la creciente carestía de combustibles derivados del petróleo, la industria del automóvil anunció el desarrollo, proliferación y comercialización de vehículos con motores eléctricos basados en la tecnología de las



baterías de iones de litio, con los que se pueda disminuir la dependencia energética de estas fuentes a la vez que se mantiene baja la emisión de gases contaminantes.

Especificaciones técnicas de la batería

En su interior, encontramos dos electrodos de metal o de material compuesto (a base de carbono, por ejemplo), que están inmersos en un líquido conductor (electrolito). El conjunto es lo que llamamos celda. Y la combinación de varias celdas forma la batería.

Cuando ésta es cargada y se le conecta un aparato a alimentar, el circuito eléctrico del conjunto es cerrado. Esto activa una reacción química que provoca la circulación de partículas ionizadas de un electrodo a otro, arrastrando la producción de electrones a los bornes de la batería, es decir la producción de corriente. En cambio, si se conecta un cargador a los bornes de la batería, se produce un proceso químico inverso. Las partículas circulan entonces en la otra dirección, y la batería se recarga.

Así, gracias a la naturaleza reversible de la reacción química, la batería puede alternativamente cargarse o descargarse, lo que la diferencia de una pila simple. Carga y descarga completas forman un ciclo.



Figura 45 - Baterías Li-Ion (Ion-Litio).

- Voltaje: 48 V.
- Capacidad: 100 A h.
- Tipo BMS: distribuido con la unidad de control central.
- Equilibrio de tipo: disipativo.
- Unidad de Control de rango de voltaje de suministro: de 7-20 V.
- Control de consumo unitario promedio: 40 mA.
- Dimensiones del módulo celular 140 x 272 x 243 mm.
- Peso: 14.5 kg.



Las mismas van ubicadas sobre una corredera dentro de la viga cajón, con lo que logramos una distribución de los elementos más compacta y la ganancia de espacio.

6.3.1 Cálculo de autonomía

Se realiza en base a las curvas de “Tiempo de Descarga” versus “Corriente de Descarga”, para baterías del tipo Li-ion de la marca GBS Battery. Estas curvas son válidas, si la temperatura va de unos 15 hasta unos 35 grados C. En el lado vertical, se encuentran las unidades de tiempo en minutos y horas; y en el lado horizontal se especifica el rango de corriente de descarga, desde mA (miliamperios) hasta las centenas de amperios. Las líneas oblicuas, corresponden a los tipos de batería por su capacidad en A-h.

En la selección de la batería para nuestro motor de 48 Voltios y 4,47 KWatts, por tres horas antes de recargar nuevamente la batería, que corresponde a la autonomía del vehículo circulando a una velocidad promedio de 20 km/h, primero debemos determinar la corriente en amperios.

i= Corriente
P= Potencia
Vol= Voltaje

$$Vol := 48 V$$

$$48 V$$

$$P := 4470 W$$

$$4470 W$$

$$i := \frac{P}{Vol} \cdot \frac{V}{W} \cdot A$$

$$93.13 A$$

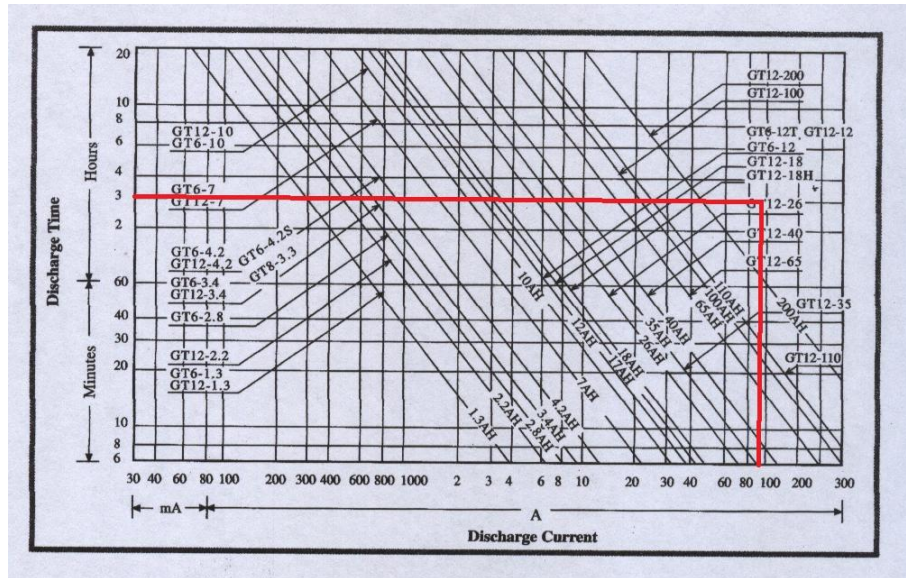


Figura 46 - Curvas Descarga-Tiempo.

Como se observa en la imagen anterior se seleccionará una batería de 200 A h, como cada pack tienen la capacidad de dar 100 A h, el requisito se cumplirá colocando 2 packs.

6.3.2 Costo operativo

En este apartado se calculará el costo de funcionamiento que tiene el automóvil funcionando en modo eléctrico.

Los parámetros para realizar el cálculo son, la autonomía de 60km, el precio del kWh obtenido del cuadro tarifario de EPEC y del consumo eléctrico del cargador.

- P**= consumo de cargador.
- e**= costo kilovatio/hora.
- A**= autonomía vehículo híbrido.
- CR**= costo de recarga.
- Pkm**= costo por kilómetro

$$P := 12 \text{ kWh}$$

$$12 \text{ kWh}$$

$$e := \frac{3.25 \text{ S}}{\text{kWh}}$$

$$\frac{3.25 \text{ S}}{\text{kWh}}$$



$$A := 60 \text{ km}$$

$$60 \text{ km}$$

$$CR := P \cdot e$$

$$39.00 \text{ S}$$

$$P_{km} := \frac{CR}{A}$$

$$\frac{0.65 \text{ S}}{\text{km}}$$

Como se ve el costo por km es muy reducido comparado con los 2.5 \$/km correspondiente a un vehículo tradicional, obtenido a partir de un consumo promedio en ciudad de 8 L/100 km y un costo del litro de combustible de \$32.

6.4 Combustión Interna

Se utilizara un generador EG 6500 CXS monofásico de 5.5 Kva, con salida de 220 V en corriente alterna, con regulación automática de tensión con sistema "D-AVR" (Regulador automático de voltaje digital) que permite compensar fluctuaciones de potencia cuando la carga varía, copiando de forma casi exacta la onda sinusoidal de la tensión.

Gracias a su motor de 4 tiempos posee una mayor autonomía, llegando a más de 6 horas de uso continuo con un tanque de combustible. Este está equipado con arranque eléctrico y manual, con un sistema de alerta de aceite y temperatura que detiene el equipo en caso de falla.

El mismo va unido a la viga cajón mediante las mismas uniones roscadas, 4 bulones normalizados M10x1.5x40 grado 5.8 utilizadas en el soporte de los motores eléctricos con la viga cajón.



Especificaciones Técnicas



Figura 47 - Motor generador Honda EG 6500 CXS.

Motor

- Tipo de Motor: GX390 - OHV 4 Tiempos - Refrigerado por aire.
- Cilindrada: 389 cm³.
- Potencia Neta: 11,7 HP (8,7 Kw) a 3600 RPM.
- Encendido: Transistorizado.
- Arranque: Eléctrico.

Generador

- Frecuencia C.A.: 50 Hz.
- Voltaje C.A.: 220 V.
- Potencia Máxima C.A.: 5,5 KVA.
- Potencia Nominal C.A.: 5,0 KVA.
- Salida de C.C.: 12 V - 8,3 A.
- Uso Continuo: 9,5 hs.
- Nivel de ruido: 99 dB (A).

Dimensiones

- Ancho: 530 mm.
- Largo: 844 mm.
- Alto: 571 mm.



- Peso en seco: 87 Kg.

Otras Especificaciones

- Capacidad de combustible: 24 lts.
- Consumo Especifico de Combustible: 3.5 lts./hs a 3600 RPM.
- Capacidad de aceite: 1,1 lts.
- Eco Throttle: No.
- Indicador Nivel de Combustible: Si.
- Alerta de Aceite: Si.
- Salida C.C.: Si.
- Regulador de voltaje: D-AVR
- Voltímetro: Si.
- Interruptor térmico C.A.: Si.
- Interruptor térmico C.C: Si.



CAPITULO VII: SUSPENSIÓN

La suspensión en un automóvil, es el conjunto de elementos que absorben las irregularidades del terreno por el que se circula para aumentar la comodidad y el control del vehículo. El sistema de suspensión actúa entre el chasis y las ruedas, las cuales reciben de forma directa las irregularidades de la superficie transitada.

En este capítulo se diseñará y calcularán los diferentes componentes del sistema de suspensión.

7.1 Visualización de componentes

A continuación podemos observar cómo se compone, y la posición de las parrillas, tanto el tren delantero como el tren trasero.

Tren delantero

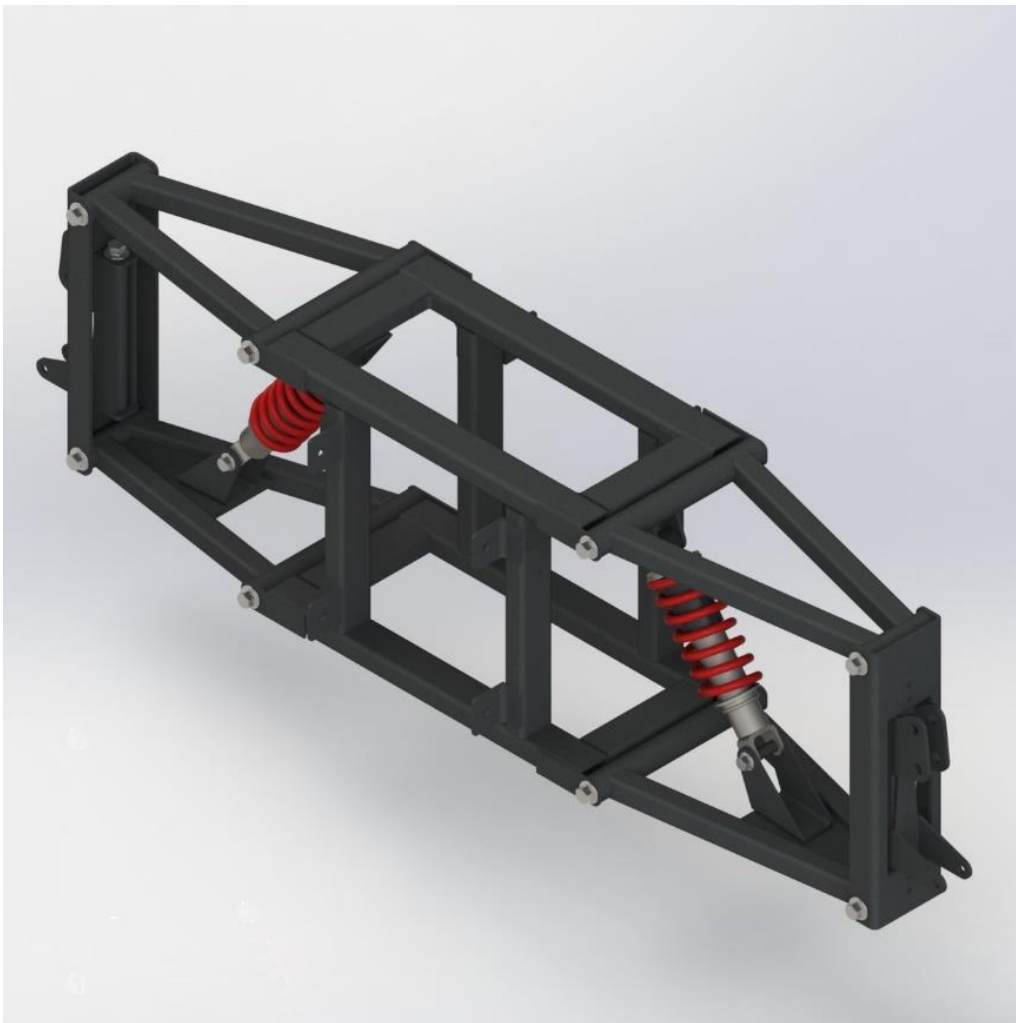


Figura 48 - Componentes del tren delantero.



Tren trasero

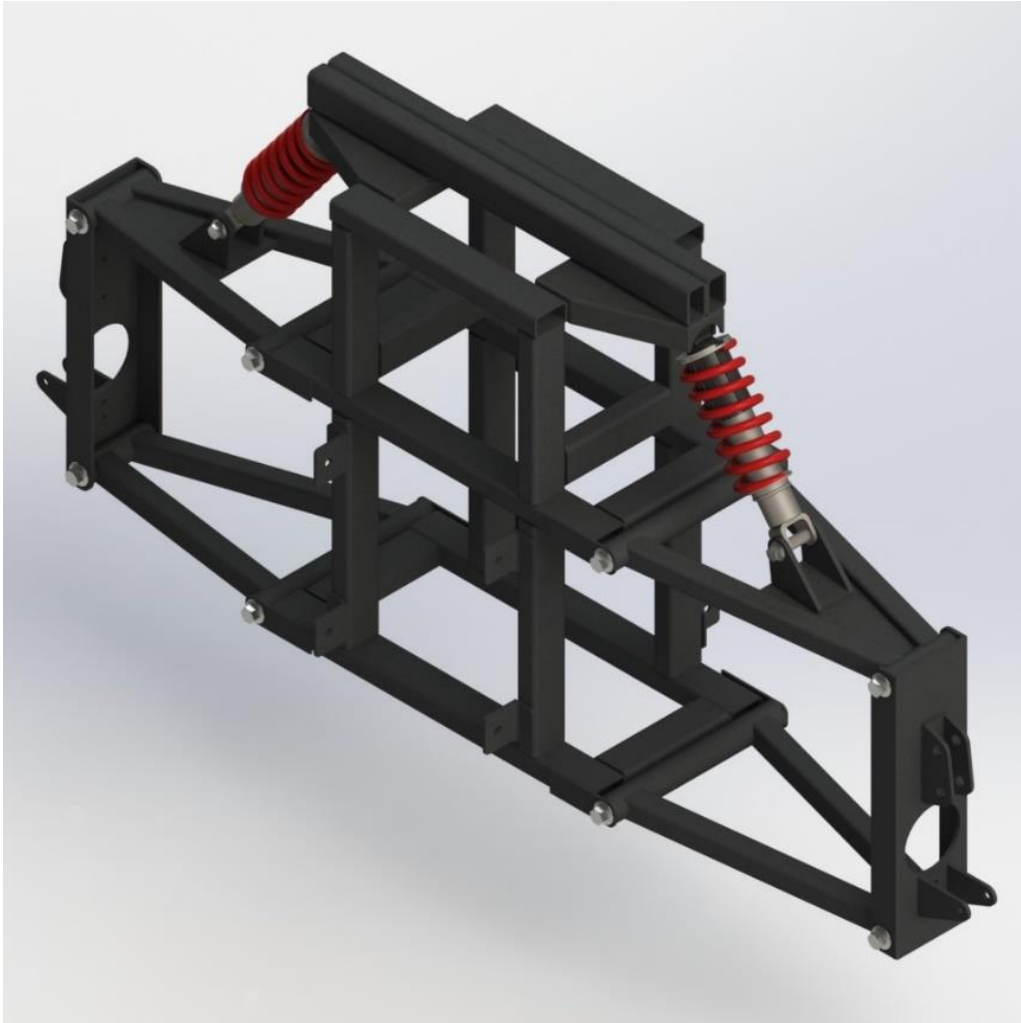


Figura 49 - Componentes del tren trasero.

7.2 Generalidades

Según el tipo de elementos empleados y la forma de montajes de los mismos, existen varios sistemas de suspensión, todos ellos basados en el mismo principio de funcionamiento. Constan de un sistema elástico y amortiguación.

Actualmente existen distintas disposiciones de suspensión cuyo uso depende del tipo de comportamiento que se busca en el vehículo: mayores prestaciones, más comodidad, sencillez y economía, etc.

Principios básicos

Las primeras suspensiones estaban formadas por un "eje rígido" en cuyos extremos se montaban las ruedas. Como consecuencia de ello, todo el movimiento que afecta a una



rueda se transmite a la otra del mismo eje. Como el eje va fijado directamente sobre el bastidor, la inclinación se transmite a todo el vehículo.

Este montaje es muy resistente y más económico de fabricar, pero tiene la desventaja de ser poco cómodo para los pasajeros y una menor seguridad.

El sistema de suspensión "independiente" tiene un montaje elástico independiente que no está unido a otras ruedas. A diferencia del sistema rígido, el movimiento de una rueda no se transmite a la otra y la carrocería resulta menos afectada.

Suspensiones delanteras y traseras

No todos los modelos de suspensión pueden ser montados en el eje delantero o trasero indistintamente; la mayor o menor facilidad de adaptación a las necesidades específicas de los dos ejes ha determinado una selección, por lo que cada tipo de suspensión se adapta mejor a uno de los dos ejes.

Clasificación de las suspensiones

Se pueden clasificar las suspensiones mecánicas en tres grupos:

- Suspensiones rígidas: en las que la suspensión de una rueda va unida a la otra mediante un eje rígido, se transmiten las vibraciones de una rueda a la otra.
- Suspensiones semirrígidas: similares a las suspensiones rígidas pero con menor peso no suspendido.
- Suspensiones independientes: en esta disposición las ruedas tienen una suspensión independiente para cada una de ellas. Por lo tanto no se transmiten las oscilaciones de unas ruedas a otras.

Suspensión independiente

Actualmente la suspensión independiente en las cuatro ruedas se va utilizando cada vez más debido a que es la más óptima desde el punto de vista de confort y estabilidad al reducir de forma independiente las oscilaciones generadas por el pavimento sin transmitir las de una rueda a otra del mismo eje. La principal ventaja añadida de la suspensión independiente es que posee menor peso no suspendido que otros tipos de suspensión por lo que las acciones transmitidas al chasis son de menor magnitud. El diseño de este tipo de suspensión deberá garantizar que las variaciones de caída de rueda y ancho de ruedas en las ruedas directrices deberán ser pequeñas para conseguir una dirección segura del vehículo. Por contra para cargas elevadas esta suspensión puede presentar problemas. Actualmente éste tipo de suspensión es el único que se utiliza para las ruedas directrices.

El número de modelos de suspensión independiente es muy amplio y además posee numerosas variantes. Los principales tipos de suspensión de tipo independiente son:



- Suspensión de eje oscilante.
- Suspensión de brazos tirados.
- Suspensión McPherson.
- Suspensión de paralelogramo deformable.
- Suspensión multibrazo (multilink)

Suspensión de paralelogramo deformable

Este sistema es uno de los más avanzado y más sofisticado, ya que incorpora brazos y articulaciones superiores. También se le conoce como suspensión de paralelogramo deformable, que cuando actúa la amortiguación, tanto el brazo superior como el inferior, que en principio están colocados de forma paralela, se deforman según las actuaciones del mismo.

Con distintas longitudes de los brazos se pueden conseguir distintas geometrías de suspensión de forma que puede variar la estabilidad y la dirección según sea el diseño de estos tipos de suspensión.

7.3 Tren delantero

Cuenta con un diseño de vanguardia formado por cuatro parrillas, en donde parten todas de una base igual, que tiene forma de trapecio, donde sus lados son de caño estructural cuadrado y sus bases fabricadas con caño redondo. La única diferencia existente entre las mismas es que sobre las parrillas inferiores se suelda la placa soporte para el anclaje del amortiguador, además sobre esta base se suelda el soporte inferior del amortiguador, que es una pieza de chapa plegada.

La vinculación existente entre estas y la rueda es el ensamblaje del chapón que está compuesto por distintas partes, chapón delantero plegado, ángulo chapón y soporte porta masa delantero

La vinculación entre las dos parrillas, tanto superior como inferior, al ensamblaje del chapón delantero, es un macizo roscado en sus extremos con un buje de grilón.

7.3.1 Material utilizado

Los materiales utilizados en esta sección serán dos, para la construcción de las parrillas se utilizara el acero SAE 4130, en donde sus propiedades mecánicas se han expuesto en el capítulo 3 inciso 3.2.1 “Material de la jaula antivuelco”; y para la construcción del chapón delantero y el soporte del porta maza delantero se llevara a cabo con un acero SAE 1010 en donde sus propiedades mecánicas también se dejaron en evidencia en el capítulo anteriormente nombrado.



7.3.2 Ensamblaje chapón delantero y soporte porta maza

El soporte del porta maza es una pieza soldada compuesta por chapa plegada de 4.8 mm de espesor y un perfil estructural redondo de 26.9x4 mm, vinculado al chapón delantero mediante un eje roscado en sus extremos de 10 mm.

El chapón delantero también es una pieza soldada formada por chapa plegada de 4.8 mm de espesor, la cual se la vincula a las parrillas mediante dos ejes roscados en sus extremos de 10 mm.

Cálculo en Solidworks

Para el análisis se consideró al ensamblaje con una sujeción de bisagra fija sobre los cuatro agujeros laterales del chapón, y se lo cargo con una fuerza vertical de 300 kg dividida en los seis agujeros del soporte del porta maza. Esta fuerza se la determino mediante el aumento de la carga estática por efectos dinámicos del 50% y con un coeficiente de 1,25, como en el capítulo 3 inciso 3.4.2 “Soporte de suspensión delantero”, admitiendo una deformación máxima de 0.5 mm.

Análisis de desplazamiento

En la siguiente imagen se pueden observar que el máximo desplazamiento al que está sujeto el ensamblaje al ser solicitados como se describió anteriormente es de 0.062 mm, no superando el máximo admisible.

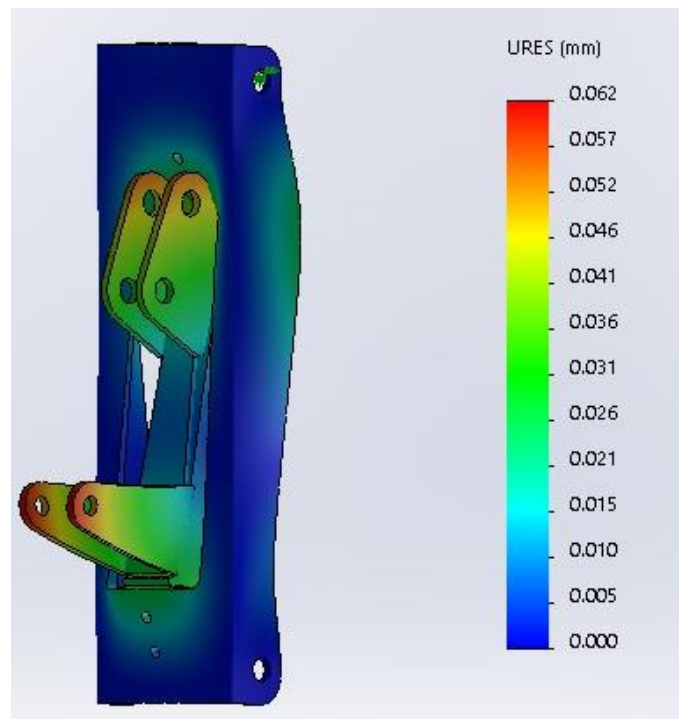


Figura 50 - Desplazamientos en ensamblaje chapón y soporte porta maza delantero.



Análisis de tensiones

En la figura de abajo podemos visualizar las tensiones que surgen al cargar el material como se indicó en el apartado anterior, donde las mismas, 912 kg/cm^2 , son bastantes inferiores al límite elástico del material.

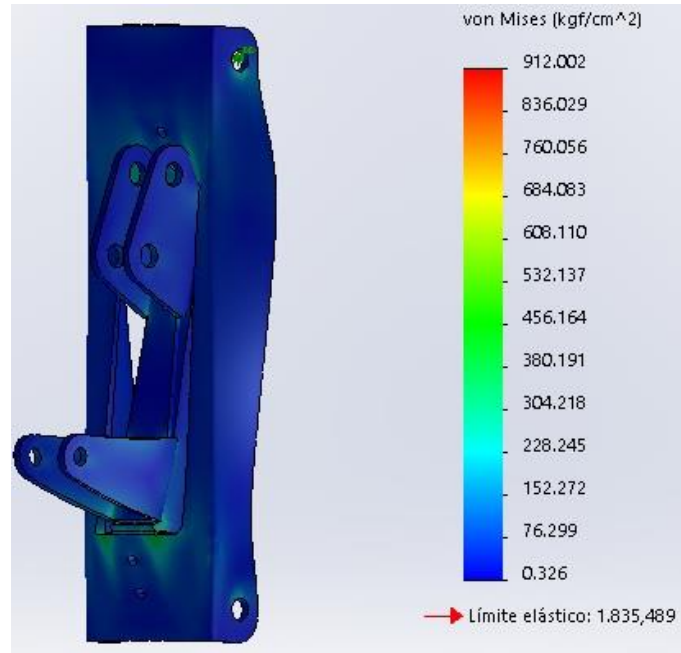


Figura 51 - Tensiones en ensamblaje chapón y soporte porta maza delantero.

Análisis de fatiga

Lo que se puede ver a continuación con respecto al análisis de fatiga es que el conjunto no presenta daños al someterse a una carga de 300 kg que varía desde cero a su máximo, lo que significa que el ensamblaje tiene una vida infinita.

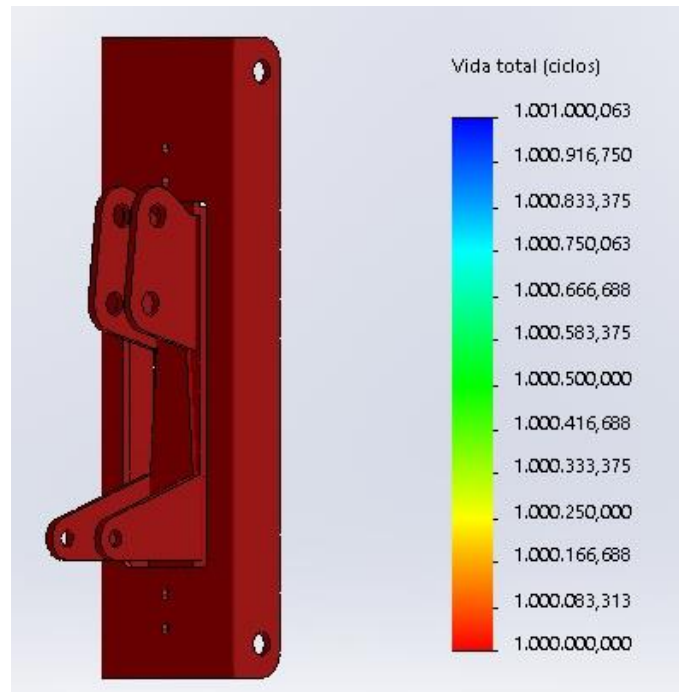


Figura 52 - Ensayo fatiga en ensamblaje chapón y soporte porta maza delantero.

7.3.3 Parrilla delantera

Aquí se llevarán a cabo los análisis de la parrilla delantera inferior la cual está compuesta por una chapa de 4.8 mm de espesor, perfil estructural redondo de 33.7x2.6 mm y uno cuadrado de 30x30x2.6 mm; debido a que ésta está sometida a un mayor esfuerzo que la parrilla superior.

Cálculo en Solidworks

Para el análisis se consideró una sujeción de bisagra fija sobre la base mayor del trapecio y sobre el agujero del soporte en donde se monta el amortiguador. Se lo cargó por el otro extremo con una fuerza vertical de 300 kg, la misma se obtuvo como se explicó anteriormente en el capítulo 7 inciso 7.2.2 “Ensamblaje chapón delantero y soporte porta maza”, estableciendo un valor máximo de 1 mm de deformación.

Análisis de desplazamiento

En la Figura 53, a continuación se ponen en evidencia los desplazamientos ocurridos sobre la parrilla al solicitarla con las condiciones anteriormente descriptas, donde se obtiene un máximo de 0.53 mm, el cual es menor al valor establecido.

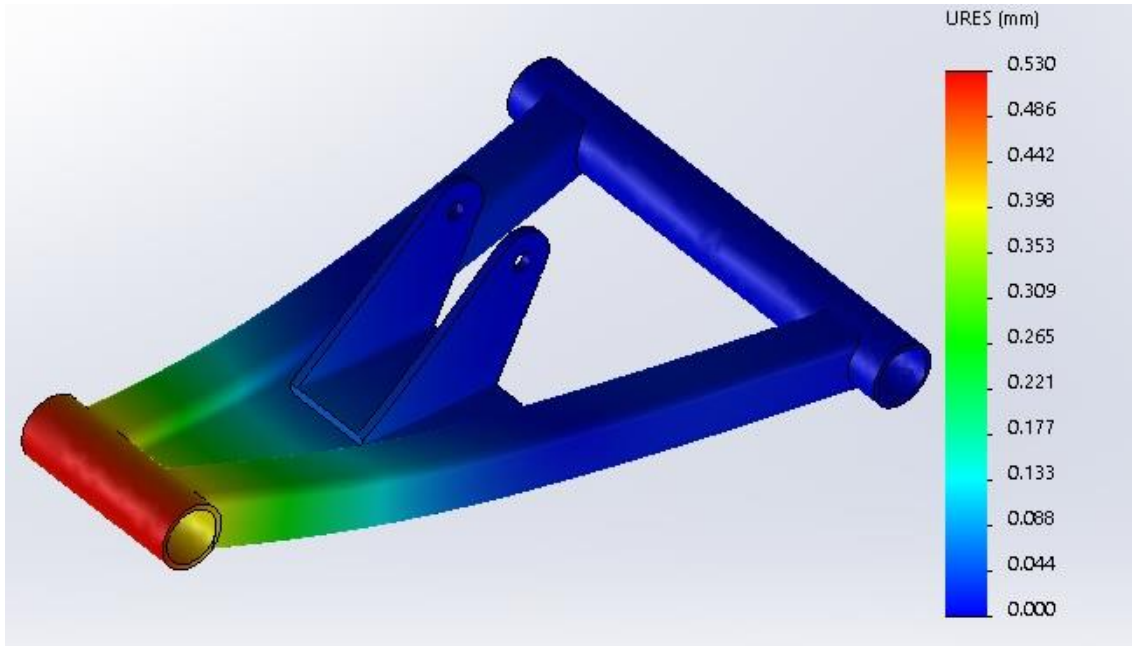


Figura 53 - Desplazamientos en parrilla delantera.

Análisis de tensiones

Debajo, en la siguiente imagen podemos observar la localización de las máximas tensiones que afectan a la parrilla en su sollicitación. Se ve que su valor máximo de 1835.63 kg/cm² está muy lejos del límite elástico del material.

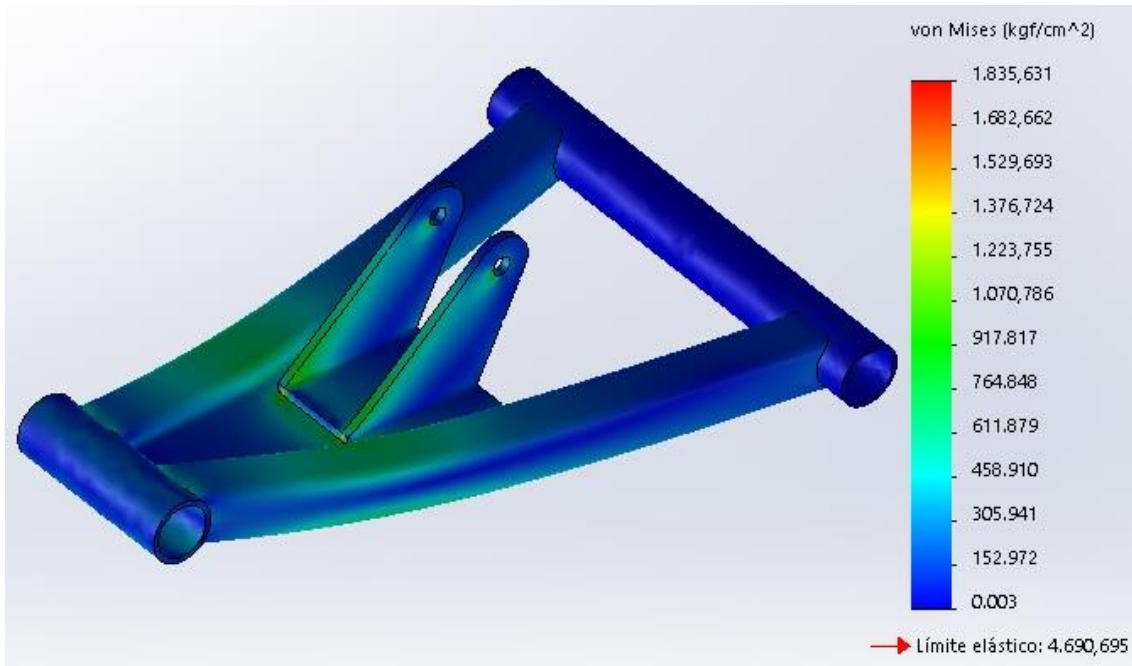


Figura 54 - Tensiones en parrilla delantera.



Análisis de fatiga

En cuanto a este análisis podemos visualizar que la pieza tendrá una vida infinita, ya que al solicitarla a la carga variable de 0 a 300 kg, no se observan daños sobre la misma.

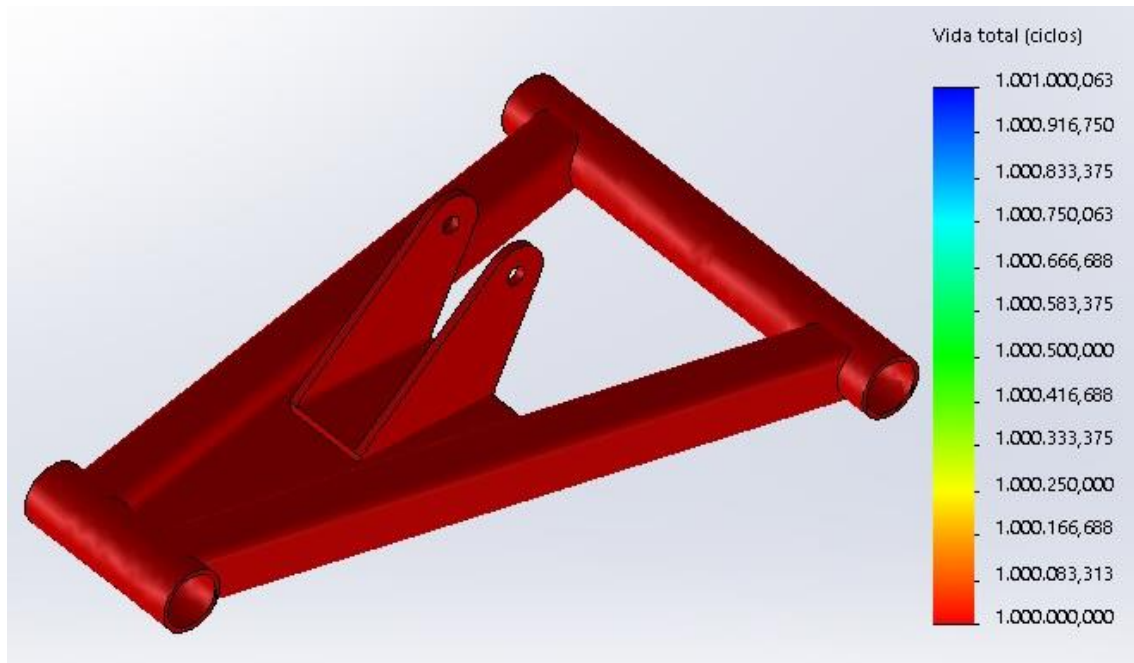


Figura 55 - Ensayo de fatiga en parrilla delantera.

7.4 Tren trasero

Este tren cuenta con un diseño muy peculiar. Está compuesto de manera muy similar al tren delantero, en donde la base de las parrillas es la misma para ambos. Aquí la única diferencia entre ellas es que sobre la parrilla superior se suelda el soporte del amortiguador, que es una pieza plegada.

También la unión entre las parrillas y la rueda es el ensamblaje chapón trasero y los soportes del porta maza, superior e inferior. Este ensamblaje se diferencia del delantero únicamente en su diseño, con un agujero para que pase la junta homocinética manteniendo los espesores de las chapas plegadas.

En este caso la vinculación de las parrillas, superior como inferior, al ensamblaje del chapón trasero, al igual que el tren delantero, se realiza por medio de un macizo roscado en sus extremos y un buje de grilón.

7.4.1 Material utilizado

Los materiales que se utilizan en el tren trasero son los mismos que fueron usados para la construcción del tren delantero.



7.4.2 Ensamblaje chapón trasero y soporte porta maza

Estos componentes son piezas soldadas, formadas por una chapa plegada de 4.8 mm de espesor.

Cálculo en Solidworks

Para este análisis se supuso al ensamblaje con una sujeción de geometría fija en sus cuatro agujeros laterales, y cargándolo con una carga vertical de 450 kg distribuida en los seis agujeros del soporte para del porta maza. La misma se determinó aumentando un 50% la carga estática máxima, al considerar efectos dinámicos, y utilizando un coeficiente de 1,25, como en el capítulo 3 inciso 3.4.3 “Soporte de suspensión trasero”, admitiendo una deformación máxima de 0.5 mm.

Análisis de desplazamiento

Aquí en esta figura podemos ver los desplazamientos ocurridos al cargar el ensamblaje como se explicó anteriormente, obteniendo un máximo de 0.15 mm, el cual no supera el valor admisible establecido.

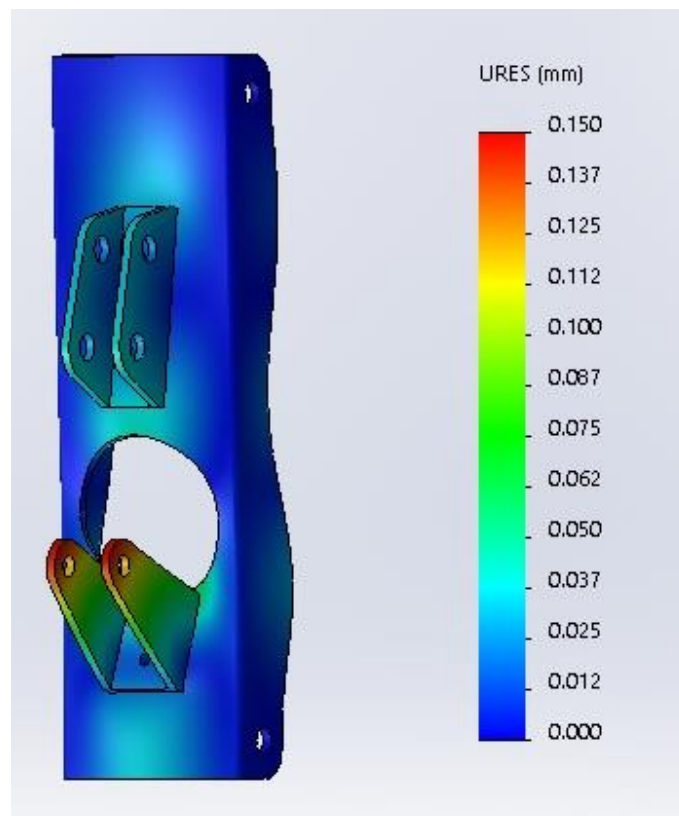


Figura 56 - Desplazamientos en ensamblaje chapón y soporte porta maza trasero.



Análisis de tensiones

En la imagen que se encuentra debajo podemos dejar por sentado que al someter a las cargas al ensamblaje, la tensión máxima producida de 979.4 kg/cm^2 no tendrán ningún efecto perjudicial sobre la pieza, ya que su valor se encuentra muy alejado del límite elástico del material.

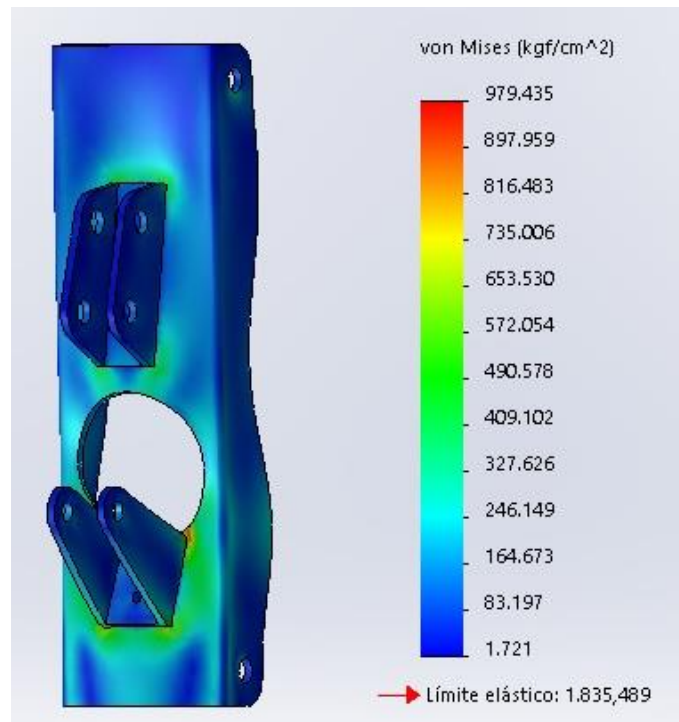


Figura 57 - Tensiones en ensamblaje chapón y soporte porta maza trasero.

Análisis de fatiga

En la siguiente imagen podemos ver que al analizar los efectos producidos por la fatiga, la pieza se ve totalmente ajena a cualquier daño que pueda ser producido, lo que implica que la pieza tendrá una vida infinita mientras se la solicite a una carga variable de 0 a 450 kg.

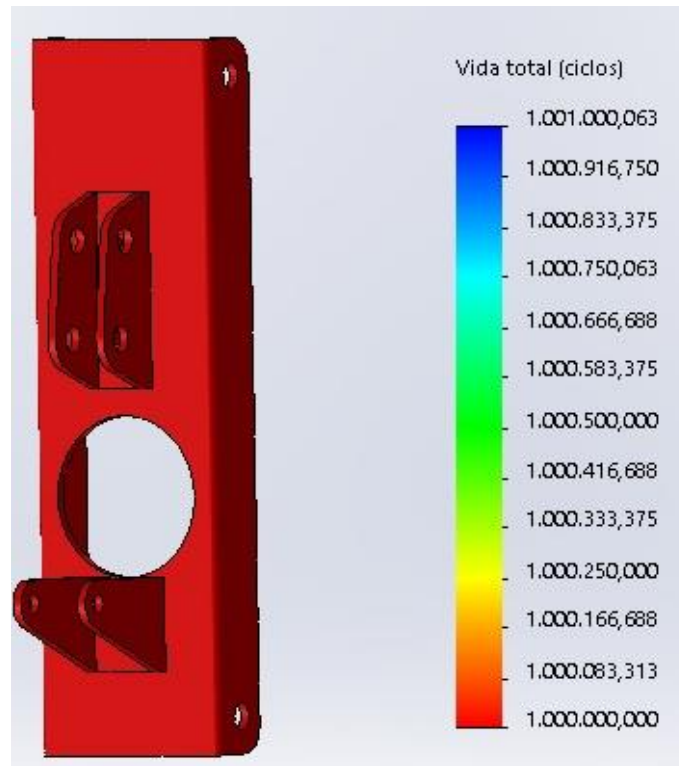


Figura 58 - Ensayo de fatiga en ensamblaje chapón y soporte porta maza trasero.

7.4.3 Parrilla trasera

Aquí se llevarán a cabo los análisis de la parrilla superior trasera, la cual está compuesta por una chapa de 4.8 mm de espesor, perfil estructural redondo de 33.7x2.6 mm y uno cuadrado de 30x30x2.6 mm; debido a que esta está sometida a un mayor esfuerzo que la parrilla inferior.

Cálculo en Solidworks

El cálculo se realizó de igual manera que sobre la parrilla delantera, considerando una sujeción de bisagra fija sobre la base mayor del trapecio y sobre el agujero del soporte en donde se monta el amortiguador. Se lo cargo por el otro extremo con una fuerza vertical de 450 kg, la misma se obtuvo como se explicó anteriormente en el capítulo 7 inciso 7.3.2 “Ensamblaje chapón trasero y soporte porta maza”, estableciendo un valor máximo de 1 mm de deformación.

Análisis de desplazamiento

En la figura de abajo podemos observar los valores de los máximos desplazamientos ocurridos sobre la pieza al solicitarla como se explicó en el capítulo 7 inciso 7.4.3 “Parrilla trasera”, obteniendo un máximo de 0.438 mm siendo menor al valor establecido con anterioridad.

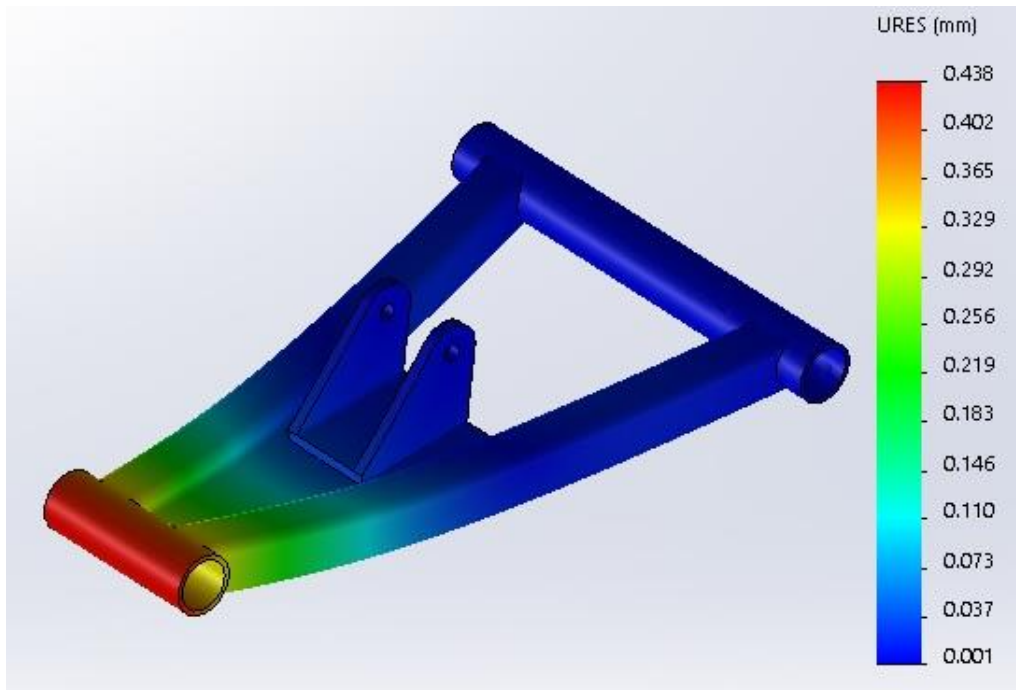


Figura 59 - Desplazamientos en parrilla trasera.

Análisis de tensiones

En esta imagen vemos que la tensión máxima de 1358.28 kg/cm² producida sobre la pieza, al estar sujeta al valor de carga especificado anteriormente, se encuentra muy por debajo del límite elástico del material.

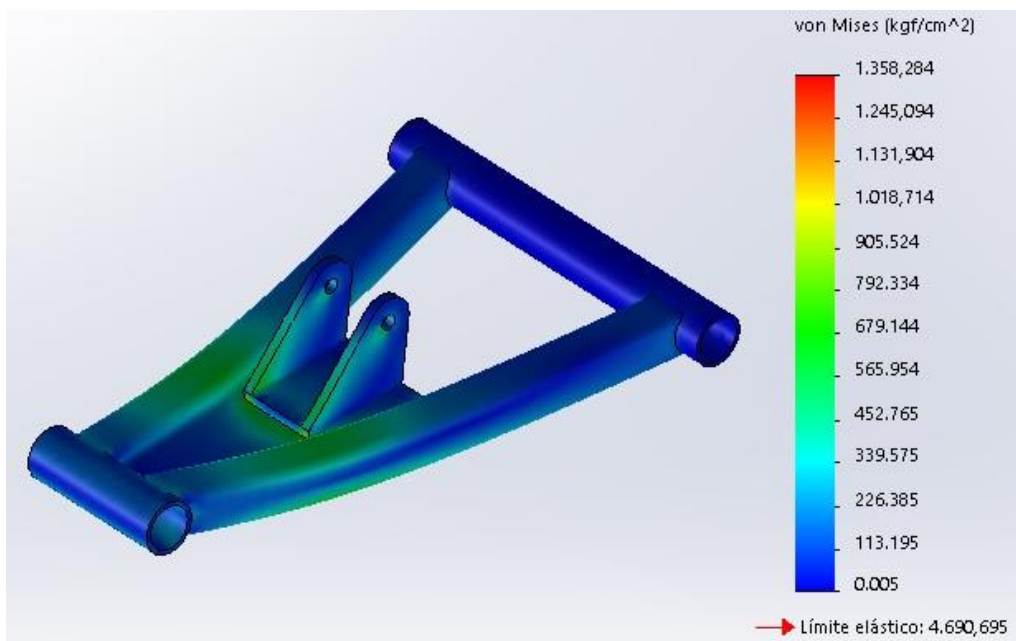


Figura 60 - Tensiones en parrilla trasera.



Análisis de fatiga

En cuanto a la fatiga podemos ver que no afecta de ninguna forma a la pieza, lo que deja en claro que la pieza tendrá una vida infinita, con una carga que fluctúe de 0 a 450 kg.

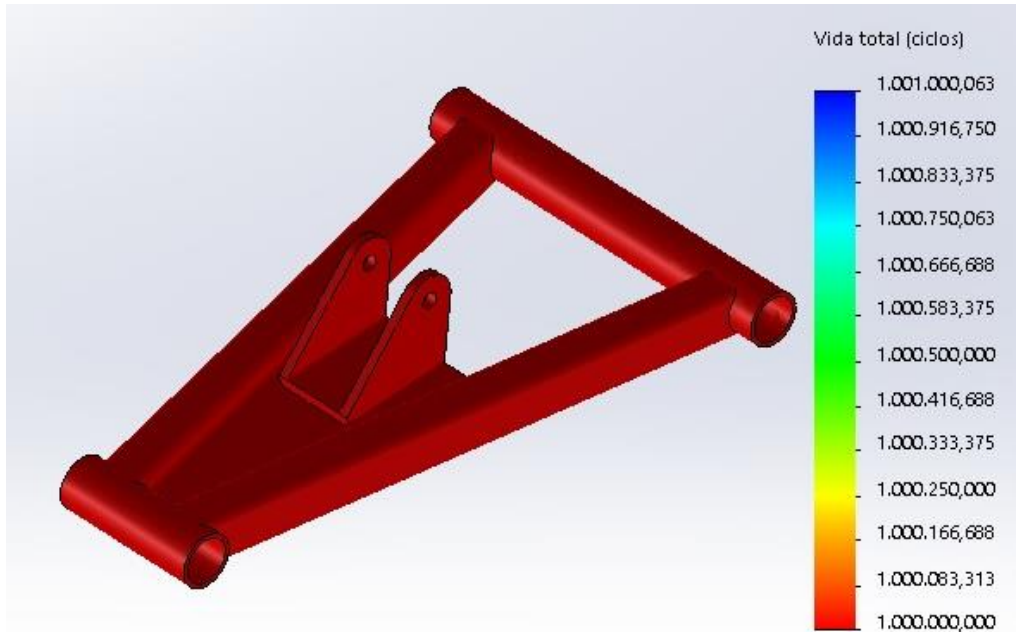


Figura 61 - Ensayo de fatiga en parrilla trasera.

7.5 Amortiguador

En este apartado no se logró realizar algún cálculo del comportamiento dinámico del mismo, debido a que no se dan a conocer por los fabricantes valores de la constante elástica “k” del resorte, ni el coeficiente de roce viscoso “c” del amortiguador.

Los 4 amortiguadores utilizados son monoshock de una motocicleta Yamaha YBR 250, los cuales van vinculados a las parrillas mediante bulones. Se los selecciono en base a su disponibilidad y a su comparación de pesos soportados por la moto y por cada amortiguador en nuestra suspensión.

Las decisiones tomadas aquí quedaran sujetas al testeo del prototipo sobre los diferentes terrenos en los que va a funcionar.



Figura 62 - Amortiguador Yamaha YBR 250.



CAPITULO VIII: DIRECCIÓN

Se conoce como dirección de un vehículo a todos los órganos que le permiten orientar las ruedas directrices, en función de las maniobras realizadas por el conductor sobre un mando de accionamiento.

Su función principal es permitir un control direccional suficientemente preciso para realizar el tazado de las curvas, las acciones de adelantamiento o de evasión de obstáculos presentes en la carretera y las maniobras a baja velocidad.

Además, su diseño, buscará un buen aislamiento de las perturbaciones procedentes de la carretera, al mismo tiempo que asegure un contacto adecuado entre neumático-calzada y que logre un compromiso aceptable entre esfuerzos reducidos en el mando de la dirección en maniobras a baja velocidad y una adecuada estabilidad a velocidades elevadas.

8.1 Generalidades

Los vehículos han utilizado soluciones basadas en mecanismos articulados, desde los sistemas más sencillos de un único cuadrilátero articulado, a diseños más complejos para vehículos con suspensión independiente. El conductor ejerce, de forma general, su acción de control sobre un volante de dirección que está unido por medio de acoplamientos, denominados en conjunto columna de dirección, a los mecanismos de actuación sobre las ruedas. Para la unión entre la columna y el varillaje de la dirección se han empleado diferentes y variadas configuraciones. Las que se instalan y diseñan en la actualidad se pueden englobar en dos grandes grupos:

- Los sistemas de piñón cremallera: en estos tipos se utiliza una cremallera que se mueve transversalmente al vehículo accionada por un piñón solidario con la columna de dirección. El conductor actúa en el extremo opuesto de la columna, donde se encuentra el volante. La cremallera está unida por rotulas a las bieletas de dirección que se articulan en las manguetas. Existen diversas variantes en función de que los axiales vayan anclados a los extremos o al centro de la cremallera, teniendo en cuenta que el piñón puede estar situado en una posición centrada o no respecto del vehículo,
- Los de bolas recirculantes: es un sistema difícil de instalar en vehículos actuales debido a su complejidad, lo que encarece el sistema.

8.2 Dirección utilizada

Se utilizará un sistema de tipo piñón y cremallera debido a que tiene las siguientes ventajas con respecto a otros tipos de sistemas, construcción sencilla, fácil y económico de fabricar, buena eficiencia, los axiales pueden unirse directamente a la cremallera, baja elasticidad de la dirección y fácil para limitar el movimiento de la cremallera.

En nuestro vehículo utilizaremos una dirección de piñón y cremallera mecánica de Fiat Uno, en la Figura 63 se pueden ver sus dimensiones.



FIAT					
UNO	88/93	Manual	8CM0010	L= 849 mm M12 x 1,5 P=17 estrias	sin extremos

Figura 63 - Dirección piñón cremallera Fiat Uno.

8.2.1 Diseño de la dirección

En este se diseñarán los medios de fijación a la viga cajón, que para el lado izquierdo del vehículo son la omega y el soporte plegado; y para el lado derecho, el ensamblaje del soporte tubo compuesto por el tubo y la placa soporte de unión entre los extremos de la cremallera; y el extensor de ella.

Las piezas comerciales que aquí se utilizan son la cremallera (anclada a la viga cajón mediante bulones), dos axiales y dos extremos de dirección pertenecientes a un Fiat Uno.



Figura 64 - Conjunto dirección.



8.2.2 Columna de dirección

Cuerpo generalmente cilíndrico dentro del cual gira el eje de la dirección, está compuesta por un tubo de acero fijado a la carrocería; eran rígidas y unían directamente el volante con la articulación situada en la parte delantera del coche. En caso de choque frontal, las columnas de una sola pieza no se deformaban y transmitían la fuerza del impacto desplazándose hacia atrás hasta que el resto de la estructura del coche absorbía la fuerza cinética. Este movimiento hacia atrás fue el causante de numerosas muertes, ya que al estar fabricadas en metal macizo y no deformarse, éstas columnas terminaban impactando contra el cuerpo del conductor convirtiendo un simple choque sin consecuencias en un accidente potencialmente mortal.

Hoy en día se exige que las columnas de dirección de los coches sean capaces de deformarse en caso de accidente y que no cuenten con una sola estructura que pueda poner en riesgo al conductor ni ninguno de sus ocupantes. Para conseguirlo, las piezas que forman la dirección deben reconducir la fuerza del impacto y evitar que el abdomen, pecho o cabeza del conductor termine chocando contra el volante tras una deceleración repentina.

De esta manera, las columnas de dirección tienen que disipar la fuerza cuando esta es superior a la habitual y no transmitirla al conductor. Esto se puede hacer mediante barras telescópicas que se acortan, con barras articuladas con rótulas que se pliegan, o con estructuras deformables que se desplazan longitudinalmente.

8.2.3 Porta maza, maza y rodamiento

Los mismos son piezas comerciales pertenecientes a un Renault Clio, se los selecciono debido a su bajo costo y a su alta disponibilidad, ya que es un vehículo actual y comparte repuestos con otros vehículos de la marca.



CAPITULO IX: NEUMATICOS Y LLANTAS

La rueda y el neumático tienen por misión transmitir las fuerzas longitudinales, verticales y transversales entre el vehículo y la calzada, constituyendo el único nexo de unión entre ambos. Por este motivo el neumático es uno de los elementos del vehículo que más influencia tiene en el comportamiento dinámico del mismo. Para garantizar la intercambiabilidad tanto llantas como neumáticos están estandarizados.

9.1 Llantas

Estas están constituidas por una o varias piezas y pueden presentar varios perfiles de la sección transversal, siendo este la característica fundamental de una llanta. Se distinguen las siguientes partes:

- Pestaña: zona en donde apoya lateralmente el talón de la cubierta.
- Asiento del talón: zona donde apoya el talón de la cubierta proporcionando soporte radial al neumático.
- Base o garganta: zona comprendida entre ambos asientos del talón; facilita el montaje y desmontaje de la cubierta.
- Orificio para la salida de la válvula.

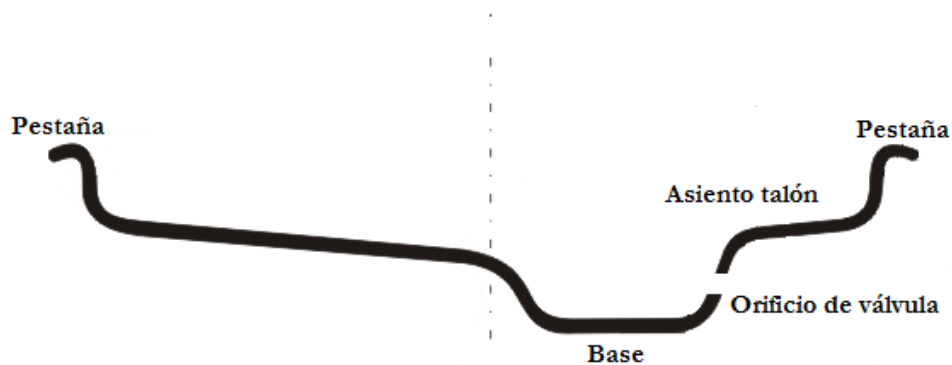


Figura 65 - Perfil llanta.

Dado que el perfil de la llanta es su característica fundamental, se clasifican en:

- Llanta de base onda (de una sola pieza): la base queda más profunda en su centro con el fin de permitir el montaje y desmontaje de la cubierta. Generalmente presenta los asientos de talón inclinados, pueden ser simétricos, asimétricos o con resalte.
- Llantas desmontables (dos, tres, cuatro o cinco piezas).

Todas las llantas están marcadas de forma legible con la designación que permite identificar el tipo y sus dimensiones. Se marcan con la siguiente información:



- Designación de la dimensión:
 - Diámetro nominal, el que corresponde a los asientos de talón.
 - Tipo de llanta, se utiliza el símbolo “X” cuando es de una sola pieza y “-” cuando la llanta está formada por varias piezas.
 - Anchura, es la cota del perfil comprendido entre los dos vértices formados por los asientos del talón y las pestañas.
 - Perfil de llanta, para definirlo lateralmente se utilizan una o varias letras (B, C, D, E, F, G, J, JJ, JK y K). Esta suele ir indicada detrás de la anchura de nominal de la llanta, acompañada de una o más letras que indican los resaltes de seguridad, si es que el vehículo utilizara neumáticos radiales sin cámara.
- Identificación del fabricante (nombre, símbolo o marca registrada).
- Fecha de fabricación (mes y año).
- Código o referencia del fabricante de la llanta.

9.1.1 Tipo de llanta utilizada en el proyecto

En el mismo se utilizará una llanta comercial de un Renault Clio, la cual tiene la siguiente denominación:

13 X 5.008 JFH FUMAGALLI F1653 8200095497 MADE IN BRAZIL ET 36 10 01

La designación de la dimensión es, 13 X 5.008 JFH:

- 13: diámetro nominal de la llanta en pulgadas (330.2 mm).
- X: una sola pieza.
- 5.008: ancho nominal de la llanta en pulgadas (127.2 mm).
- JFH: perfil de la llanta en forma de J con resalte de seguridad en el lado exterior en forma de resalte plano y en el lado interior normal (FH).



Figura 66 - Llanta.



9.2 Neumáticos

Los mismos influyen de forma substancial en el comportamiento dinámico del vehículo, por tanto deben poseer características muy diversas que se pueden resumir en:

- Características dinámicas y de seguridad:
 - Coeficiente de adherencia elevado en cualquier operación operativa.
 - Capacidad de soportar esfuerzos transversales, sin variaciones importantes.
 - Respuesta directa e inmediata a los movimientos de la dirección.
 - Buena estabilidad en curvas.
 - Pequeñas variaciones en su capacidad de carga.
 - Fijación adecuada y firme a la llanta.
 - Adecuada flexibilidad radial, circunferencial y transversal.
- Confort:
 - Propiedades de suspensión y amortiguamiento para absorber acciones dinámicas originadas por las irregularidades de la carretera.
 - Bajo nivel de ruido en circulación.
 - Baja generación de vibraciones (por falta de equilibrado)
 - Poca resistencia al giro del volante en maniobras a baja velocidad.
- Duración:
 - Larga duración con características estables.
 - Estabilidad a altas velocidades.
 - Resistencia a la fatiga, al desgaste, a la formación de grietas, etc.
- Coste
 - Bajo precio de compra.
 - Capacidad de kilometraje elevado.
 - Curva de desgaste adecuada.
 - Baja resistencia a la rodadura.
 - Alto índice de carga.
 - Reducido volumen del mismo.
- Compatibilidad medioambiental.
 - Bajo nivel de ruido.
 - Posibilidad de recauchutado.
 - Materias primas y energía consumida en la fabricación y reciclaje.

La disparidad de características exigidas a estos es difícil de aglutinar en un solo diseño. Por este motivo, desde el primer neumático hasta los actuales se ha producido una evolución constante, dando lugar a una diversidad importante de diseños. Todos ellos se pueden clasificar en función de diferentes variables, estas son:

- La estructura de la carcasa: en función de la disposición de los tejidos que la forman, esta puede ser de tres tipos; diagonal o convencional, radial o cinturado y diagonal cinturado.
- La utilización o no de la cámara de aire: los neumáticos sin cámara de aire se utilizan en la gran mayoría de vehículos particulares y su uso es cada vez más extendido en vehículos industriales. La cubierta que no utiliza la cámara



de aire lleva en su interior un forro de protección de caucho, elástico y estanco. Sin embargo, las ventajas de estos son importantes:

- Mejoran la retención de aire. En los neumáticos con cámara ante un pinchazo o un deterioro de la misma se produce una pérdida rápida de aire y una brusca variación de la rigidez del neumático, que provoca inestabilidad en la trayectoria del vehículo. En cambio, los neumáticos sin cámara llevan un forro vulcanizado que actúa como agente obturador de los pinchazos.
 - Mejora de la seguridad. Con cámara es relativamente frecuente el reventón producido por el roce de la cámara con aristas, abolladuras, defectos, etc. de la llanta o de la propia cubierta.
 - Mejoran el confort. El conjunto rueda más neumático sin cámara es más ligero que el que lleva cámara y por lo tanto la masa no suspendida es menor.
 - Mejora la evacuación de calor. Sin cámara interior el calor generado, que incrementa la temperatura del aire interior, se disipa fácilmente a través de la llanta, con la presencia de la cámara la disipación se dificulta por la baja conductividad de la misma.
 - Mejora del montaje. La presencia de una cámara dificulta el montaje del neumático por el cuidado necesario de no dañarla.
- El tipo de banda de rodadura: es el único enlace entre el vehículo y la superficie de la carretera debiendo soportar todas las fuerzas longitudinales y transversales debidas a la dinámica del vehículo, permitiendo la tracción, el frenado y el control direccional del mismo. Sus principales funciones son:
 - Proporcionar la máxima adherencia en cualquier condición operativa.
 - Asegurar la estabilidad direccional.
 - Prevenir o reducir el acuaplaning.
 - Producir un desgaste reducido y uniforme.
 - Presentar baja resistencia al giro del volante en maniobra a baja velocidad.

Todas estas funciones deben conseguirse con un diseño atractivo y que genere el menor ruido posible en circulación. El que se consigan no depende tan solo de la naturaleza de los materiales, sino que también influyen factores como la estructura interna de la cubierta y el dibujo de la banda.

Para la clasificación e identificación de los neumáticos se utiliza una codificación alfanumérica, asegurando la intercambiabilidad de los mismos con independencia del fabricante; teniendo en cuenta diferentes parámetros y datos, los cuales se engloban en cuatro tipos fundamentales:

- Parámetros dimensionales:
 - Anchura nominal de la sección, expresada en milímetros.
 - Relación nominal de aspecto, se define como el céntuplo del número obtenido de altura de la sección / anchura nominal de la sección, en mm.

- Diámetro nominal de la llanta, expresado en pulgadas.
- Marca del fabricante o comercialización.
- Parámetros relativos a la estructura:
 - Tipo de estructura, radial, diagonal o diagonal cinturado, expresada en letras.
 - Categoría de velocidad, expresada en letras.
 - Condiciones de utilización, expresada en letras.
 - Índice de capacidad de carga, en números.
 - Utilización o no de cámara.
 - Fecha de fabricación.
- Parámetros relativos a las condiciones de utilización.

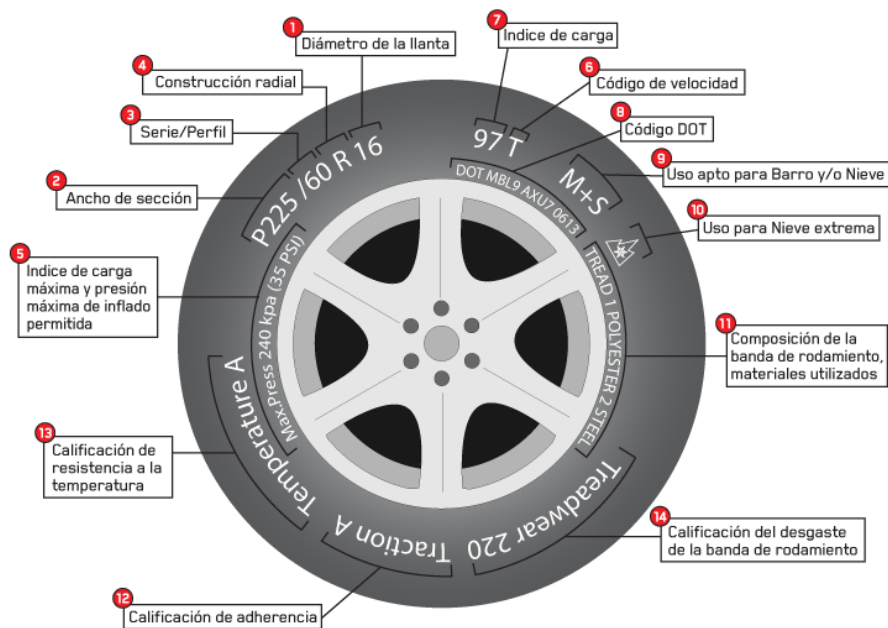


Figura 67 - Designación de los neumáticos.

9.1.2 Tipo de neumático utilizado en el proyecto

En el mismo se utilizará un neumático comercial el cual tiene los siguientes parámetros dimensionales y estructurales:

165/70 R13 79 T TUBELESS

Su significado es el siguiente:

- 165: anchura nominal de la sección en mm (S).
- 115,5: altura nominal de la sección en mm (H).
- 70: relación nominal de aspecto en mm $((H/S)*100)$.
- R: estructura radial.
- 13: diámetro de la llanta en pulgadas (330,2 mm).



- 79: índice de capacidad de carga, 437kg.
- T: categoría de velocidad, 190 km/h.
- TUBELESS: sin cámara.

CAPITULO X: CARROCERIA

10.1 Generalidades del Rotomoldeo

El moldeo rotacional o rotomoldeo es un método para transformar plásticos, que generalmente se encuentran en polvo, para obtener artículos huecos. De una forma simple el proceso se puede describir, tal y como se muestra en la siguiente figura.

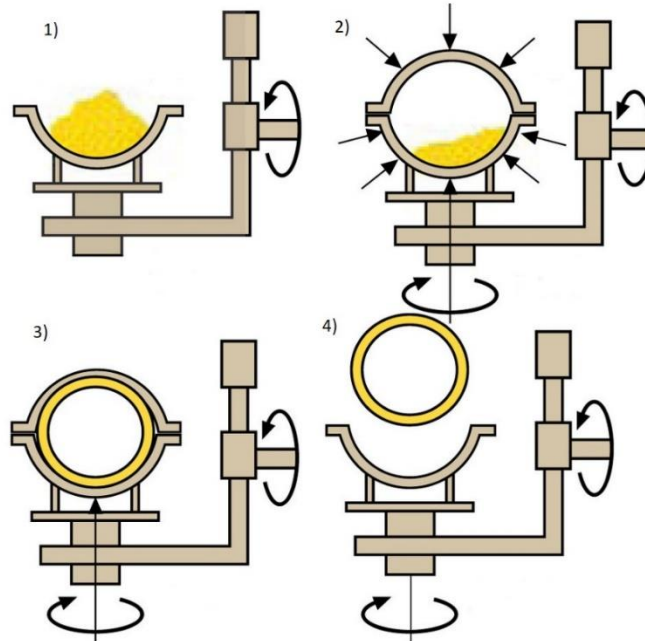


Figura 68 - Etapas del rotomoldeo.

En este proceso una cantidad de plástico frío, en polvo o líquido, se introduce en la mitad del molde también frío. El molde se cierra y se hace rotar en torno a dos ejes en el interior del horno. Cuando la superficie metálica del molde se calienta lo suficiente, el plástico que se encuentra sobre su base en el interior comienza a fundir y se adhiere a las paredes internas del molde. El plástico va fundiendo en capas sucesivas y gracias a la rotación biaxial cuando todo el plástico ha fundido, el interior del molde debe estar completamente recubierto. En ese momento puede comenzar la etapa de enfriamiento mientras continúa la rotación del molde. Una vez solidificado el plástico, el molde se desplaza hacia la zona de carga y descarga donde se extrae la pieza. A diferencia de lo que ocurre con las otras técnicas de transformación primaria como la extrusión, la inyección, el soplado y la compresión, el calentamiento y enfriamiento del plástico tienen lugar en el interior de un molde en el que no se aplica presión.

Actualmente se rotomoldea una gran diversidad de plásticos como lo son: la poliamida (PA), el acrilonitrilo butadieno estireno (ABS), el policarbonato (PC), el poliestireno de alto impacto (HIPS), el polipropileno (PP), etilvinilacetato (EVA), acetales, materiales reactivos (termoestables), plastisoles de policloruro de vinilo (PVC), entre otros. El polietileno (PE) supone el 85% de la cantidad total de plásticos rotomoldeados, pues



presenta unas propiedades de flujo tanto del polvo como del fundido y una estabilidad térmica que lo hacen ideal para este proceso.

Respecto de las otras técnicas de transformación primaria, las principales ventajas y desventajas del proceso de moldeo rotacional son las siguientes:

Ventajas:

- Las máquinas y los moldes son simples y relativamente baratos. Esto es debido al hecho de que el moldeo rotacional no emplea presión pues no es necesario obligar a que el material fluya desde unas partes de la máquina a otras, como ocurre con las demás técnicas de transformación, lo que hace que no se requieran moldes excesivamente resistentes.
- En el mismo equipo, e incluso en un mismo ciclo se puede trabajar con moldes de distinto tamaño y forma, con lo que la planificación de la producción puede ser muy flexible.
- Se puede obtener diversidad de productos huecos, artículos muy grandes (más que con cualquier otra técnica), con gran facilidad para modificar el espesor, dobles capas, artículos reforzados, espumados, entre otros.
- Los productos pueden estar libres de tensiones si se adoptan las precauciones oportunas (puesto que no se aplica presión).
- Se puede evitar o disimular las líneas de unión en las piezas rotomoldeadas en el caso de piezas flexibles.

Desventajas:

- El coste de los materiales es relativamente alto puesto que la mayoría de los plásticos se sirven en granza y deben ser sometidos a un proceso de molienda criogénica que encarece el proceso y, además las características del polvo obtenido son cruciales para la calidad de las piezas.
- Los ciclos son largos pues cada vez los moldes se calientan desde temperatura ambiente hasta elevadas temperaturas y luego se enfrían, empleando por lo general hornos de convección forzada o corrientes de aire, lo que resulta en un deficiente aprovechamiento del calor.
- Las etapas de carga y descarga de los moldes pueden resultar muy complicadas y requieren mucha mano de obra.
- Los materiales que se emplean hoy todavía son limitados en comparación con otros procesos

En definitiva se trata de un proceso económico y muy flexible (tanto en la planificación de la producción como en el diseño de piezas), muy adecuado para la fabricación de tiradas cortas de piezas grandes, y en el cual se pueden obtener piezas de unas dimensiones que no es posible obtener mediante otros procesos. Sin embargo, también se trata de un proceso lento donde el aprovechamiento del calor es bastante deficiente y que requiere de mucha mano de obra en las etapas de carga y descarga.



Máquinas

Las máquinas de rotomoldeo deben ser capaces de hacer girar al molde en torno a dos ejes perpendiculares. Las primeras máquinas empleadas utilizaban un sistema de giro de vaivén, y se denominan máquinas de tipo “Rock and Roll. En estas máquinas se produce el giro completo alrededor de uno de los ejes, mientras que simultáneamente el sistema se coloca sobre otro eje perpendicular que hace que el molde gire hasta 45°, provocando el movimiento de vaivén. Estas máquinas se emplean todavía hoy en la producción de artículos muy grandes en los que resulta complicado hacer el giro completo alrededor de los dos ejes.

Las máquinas más modernas consiguen la rotación completa como se muestra en la figura.

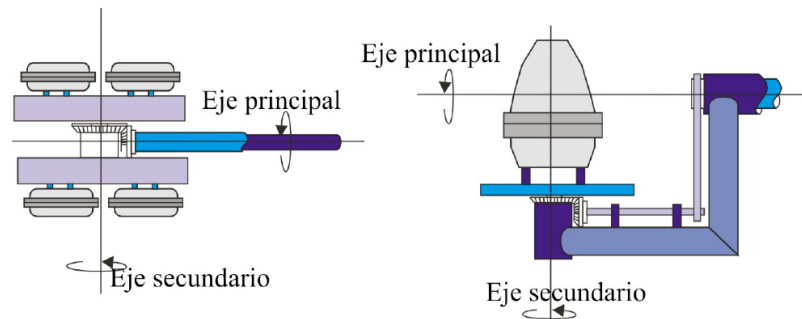


Figura 69 - Brazo recto y acodado para la realización del giro en torno a dos ejes.

En el primer tipo de brazo (brazo recto) se puede colocar mayor número de moldes en cada ciclo, pero deben ser de menor tamaño que en el caso del brazo acodado. En ambos tipos de brazo los motores que hacen girar cada eje son independientes, de modo que se puede seleccionar distintas velocidades de rotación en cada eje para obtener la relación de rotación deseada. La velocidad de rotación óptima para conseguir una distribución adecuada del material dependerá especialmente de la geometría de la pieza que se desea moldear. Por lo general, el molde debe mantenerse girando durante los ciclos de calentamiento y enfriamiento.

En las máquinas modernas de rotomoldeo se emplea un horno de convección forzada para calentar los moldes. En la mayoría de los casos el horno se calienta por combustión de un gas, aceite o electricidad como fuente de energía. La electricidad es limpia pero lenta, el aceite requiere cuidados y mantenimiento regular, por lo que habitualmente se prefieren los hornos calentados por la combustión de un gas. Para conseguir una buena circulación del aire en el interior del horno se emplean ventiladores y tabiques deflectores, de modo que se evita la aparición de zonas muertas.

Habitualmente se emplea como sistema de enfriamiento aire forzado, agua pulverizada o combinaciones de ambos. En ocasiones se pueden sumergir los moldes en baños de agua.



Los sistemas de giro, calentamiento y enfriamiento son muy parecidos en todas las máquinas industriales. Las distintas máquinas de rotomoldeo empleadas industrialmente difieren principalmente en la disposición de las distintas estaciones (calentamiento/enfriamiento/descarga/carga) y en la forma de transferir los moldes de una estación a otra. Las máquinas más corrientes hoy en día son, sin duda, las máquinas tipo carrusel.

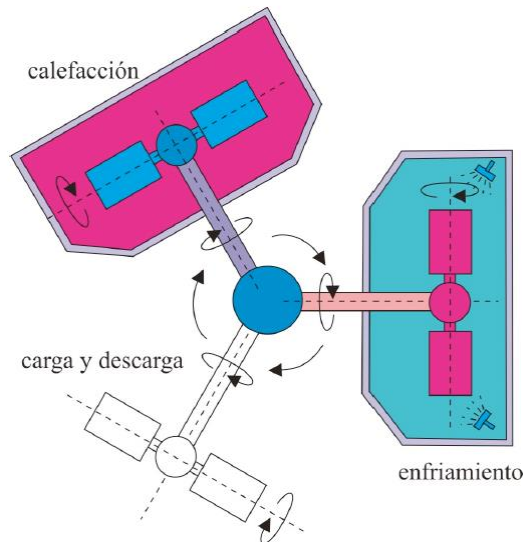


Figura 70 - Máquina tipo carrusel de tres brazos fijos.

Moldes

Los moldes son piezas claves en el proceso de rotomoldeo. Deben tener los siguientes requerimientos básicos:

- El material del que están fabricados debe tener una buena conductividad térmica para que el calor se transfiera o se elimine del plástico lo más rápidamente posible.
- Deben tener la suficiente resistencia mecánica para permanecer sin alabearse durante los ciclos de calentamiento y enfriamiento a que deben ser sometidos.
- Las dos partes del molde deben disponer de un sistema de cierre que permita cerrarlo fuertemente y abrirlo con sencillez.
- Deben poder montarse sobre el brazo o plato de forma que no se impida la circulación del aire a su alrededor.
- Deben tener un respiradero que tiene la función de mantener la presión del interior del molde igual a la atmosférica. Esto es muy importante si se tiene en cuenta el gran volumen de aire que se aloja en el interior de los moldes y la gran variación de temperatura que se produce a lo largo del ciclo.

Si el respiradero se bloquea en algún momento de la etapa de calentamiento puede dar lugar a sobrepresión que podría provocar que el material saliera por la línea de



partición, o si el bloqueo del respiradero se produce durante la etapa de enfriamiento, se pueden producir presiones por debajo de la atmosférica, lo que puede conducir a piezas rechupadas y deformadas.

Los moldes normalmente están constituidos por dos mitades, aunque cuando la geometría de la pieza es complicada pueden tener más partes para facilitar el desmolde. Se pueden fabricar a partir de distintos materiales, como el acero, aluminio y aleaciones de cobre/níquel. En cuanto a los métodos de fabricación, generalmente se fabrican por mecanización, galvanoplastia y fundición.

Los moldes de aluminio fundido son los más empleados, especialmente cuando se moldean formas complejas. El precio de una colada puede ser relativamente elevado, si bien cuando se fabrican diversas cavidades suele preferirse este tipo de moldes sobre otros. Por otra parte, estos moldes son algo más blandos y susceptibles de estropearse que, por ejemplo, los moldes fabricados de planchas de acero. Los moldes galvanizados, generalmente de cobre/níquel, se emplean especialmente para plastisoles de PVC. En estos moldes la reproducción de detalles es muy precisa y suelen emplearse para artículos flexibles en los que no deben aparecer líneas de partición. Estos moldes resultan relativamente baratos, sin embargo, tienen una duración corta. Los moldes fabricados a partir de planchas de metal son generalmente los más económicos y se emplean para productos muy grandes, que no requieran texturas especiales o reproducción de detalles muy precisa.

Otra ventaja que presentan las piezas y los moldes en rotomoldeo es que el espesor de la pared se puede modificar simplemente variando la cantidad de material que se introduce en el molde, a diferencia de lo que ocurre en otros procesos de transformación donde sería necesario rectificar el molde.

Etapas

Si se determina la temperatura en varios puntos del molde durante un ciclo de rotomoldeo se obtienen curvas como las que se muestran en la figura.

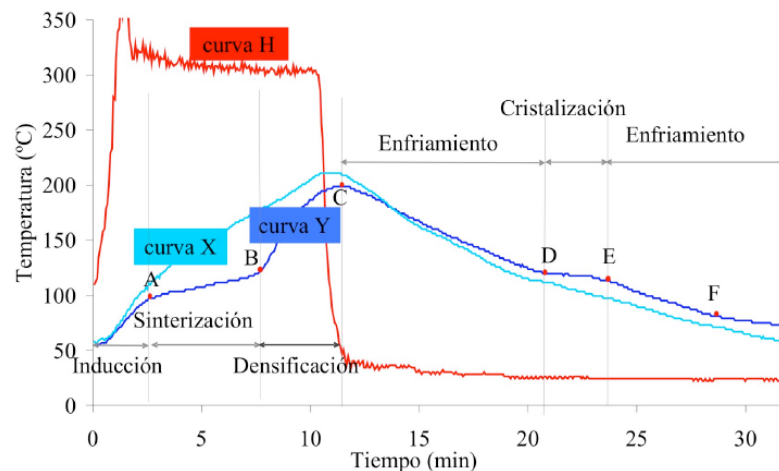


Figura 71 - Evolución de la temperatura vs tiempo.



La curva H muestra la temperatura del ambiente que rodea al molde, que como se puede observar tiende a alcanzar la temperatura nominal del horno tan pronto como el molde se introduce en su interior. La temperatura del molde y del aire del interior del mismo vienen representadas por las curvas X e Y. La temperatura del aire del interior del molde (curva Y) da información muy valiosa sobre los procesos que tienen lugar mientras el plástico se encuentra en el molde.

Se pueden observar 6 etapas claramente diferenciadas en la curva Y. Durante la primera etapa, el material en polvo se encuentra tambaleándose en la base del molde mientras éste gira. Esta etapa se conoce con el nombre de inducción. Cuando el molde alcanza una cierta temperatura a la que el polvo comienza a fundir, el polvo comienza a adherirse a la superficie del interior del molde. En esta etapa diferentes capas de polvo quedan adheridas en la superficie interior del molde y van absorbiendo calor para fundir, por lo que la temperatura del material aumenta lentamente, lo que se conoce como etapa de sinterización. Una vez que todo el material se ha adherido al molde, la temperatura aumentará a mayor velocidad, dependiendo de la capacidad calorífica del fundido. Esta es la etapa de densificación durante la que se consolida el fundido. A continuación tiene lugar la etapa de enfriamiento inicial a una velocidad que lógicamente estará determinada por el sistema de enfriamiento empleado. Cuando el material fundido comienza a cristalizar se observa una nueva meseta, que en este caso es debida al desprendimiento de calor durante la cristalización del material (etapa de cristalización). Por último se observa la etapa de enfriamiento final que se mantendrá hasta que la pieza tenga suficiente consistencia para poder ser extraída del molde sin deformarse.

10.2 Molde

Para poder realizar la carrocería, primero lo que debemos hacer es fabricar el molde, el mismo estará fabricado en aluminio fundido desgasificado, debido a la versatilidad que ofrece para lograr distintas formas y por el mantenimiento del mismo en el tiempo.

Debido a su gran tamaño, va a estar conformado por distintas partes, que unidas dan como resultado la forma de la carrocería como se puede ver en la imagen a continuación.

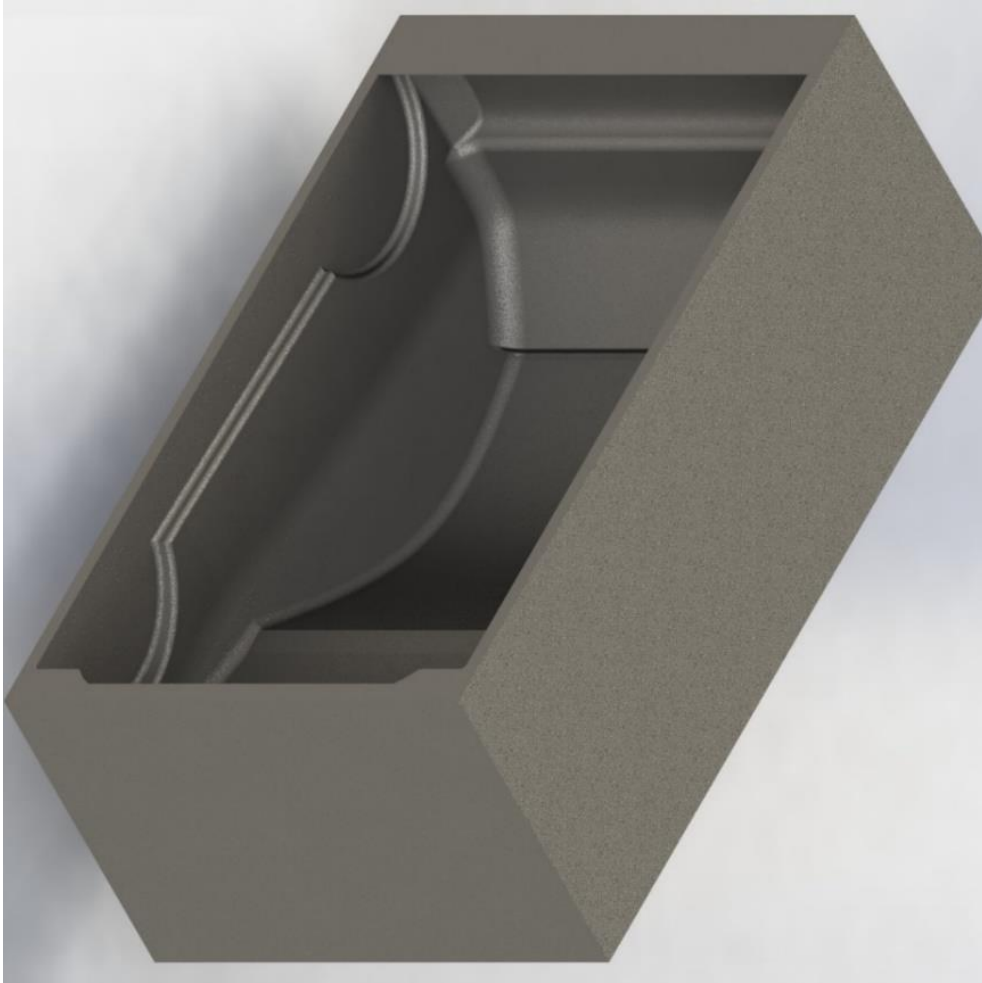


Figura 72 - Molde carrocería.

10.2.1 Análisis de presiones en flujo de viento

El estudio se realizó sometiendo a la carrocería a una velocidad del viento de 50 km/h, en él se puede observar que los valores de la presión en distintos puntos del vehículo son ínfimos, esto ocurre así, porque la velocidad máxima a la que circula el automóvil no es elevada y la aerodinámica casi que no tiene efecto.

En la imagen a continuación se pueden observar las líneas de flujo y los respectivos valores de presión expresados en una gama de colores.

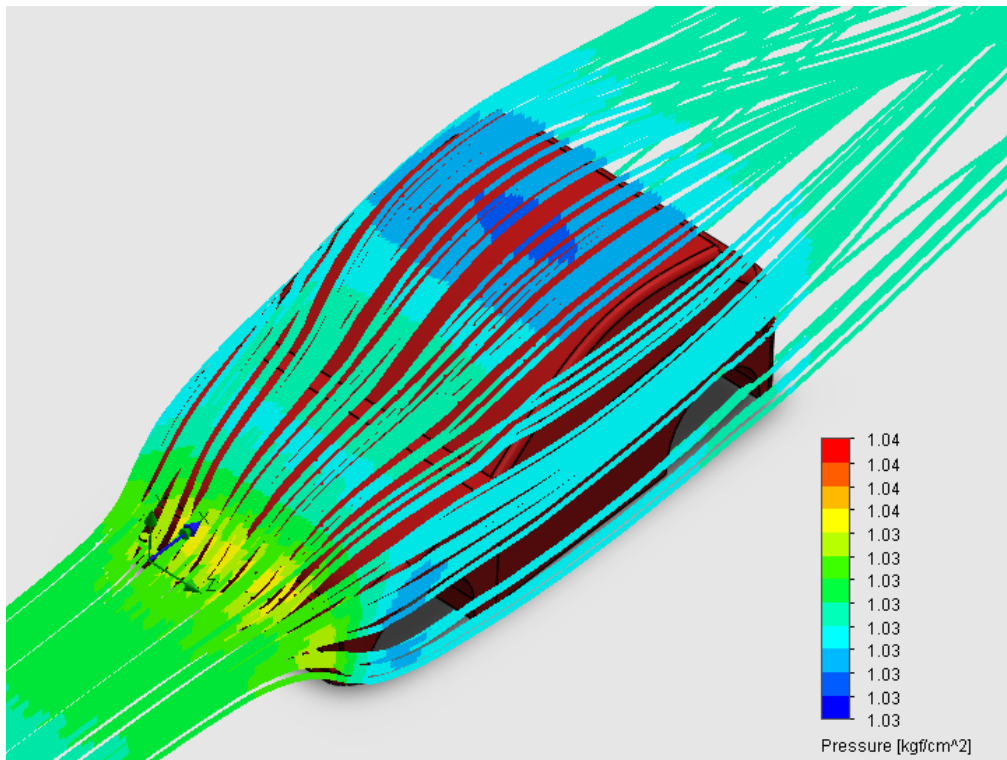


Figura 73 - Análisis aerodinámico, líneas de flujo.

10.3 Material utilizado

El utilizado será, polietileno de alta densidad el cual tiene las siguientes características.

- Tiene una densidad de 0.941 – 0.965 g/cm³, un alto grado de Cristalinidad, por lo tanto es un material opaco y de aspecto ceroso.
- La transmitancia del plástico es de 0 a 40% dependiendo del espesor. Tiene una alta permeabilidad a los gases, aromas y ciertos líquidos, esta permeabilidad depende de la temperatura.
- Absorbe poca humedad y tiene alta cualidad de barrera a vapor de agua. Así también tiene cierta permeabilidad a los aceites y grasas.
- La rigidez, dureza y resistencia a la tensión de los polietilenos se incrementa con la densidad. La mayor presencia de cristales eleva la resistencia a la tensión. Es un material muy tenaz, demuestra alta resistencia a los impactos a bajas temperaturas.
- Es un excelente aislante eléctrico.
- El polietileno de alta densidad tiene un punto de fusión entre 126°C y 130°C. Su temperatura de transición vítrea es de -25°C. La temperatura máxima de servicio depende de la duración y la magnitud del esfuerzo mecánico, pero para piezas que no están sometidas a cargas en períodos cortos es de 90°C a 120°C, en periodos largos el valor desciende hasta 70°C y 80°C.



- El factor de contracción varía de 1.5 a 3%. Se debe de tener mucho cuidado con el nivel de contracción cuando se trata de piezas que se van a ensamblar posteriormente.
- Por su característica no polar es muy resistente a agentes químicos, soporta apropiadamente a los ácidos fuertes y bases fuertes. Los halógenos y las sustancias altamente oxidantes atacan a este plástico, también los ácidos inorgánicos concentrados como el nítrico, sulfúrico, perclórico.
- El índice de fluidez puede variar entre 3 y 60 g/10 min, para seleccionar el valor adecuado depende de la geometría y del desempeño mecánico que se requiere en la pieza. Los valores menores de índice de fluidez corresponden a una mejor resistencia química y mecánica, pero tiene problemas de flujo en artículos con geometría complicada.

10.3.1 Cantidad aproximada de PEHD utilizado

El cálculo se realizará en base al volumen de la carrocería terminada generada en el programa de diseño, considerando un aumento del 15% en la cantidad de materia prima colocada dentro del horno para cubrir los orificios y aberturas que posteriormente van a ser cortados, por ejemplo parabrisas, vidrios laterales, piso, etc. El volumen de la carrocería se obtuvo partiendo de un espesor de 5 mm promedio, debido a que en el proceso la variación del espesor es inevitable en los cambios de dirección con pequeños radios.

V: volumen carrocería.

In: incremento de materia prima.

δ: densidad PEHD.

Vt: volumen total.

M: gramos de material necesario.

m: kilogramos de material necesario.

$$V := 101937.47 \text{ cm}^3$$

$$1.02 \cdot 10^5 \text{ cm}^3$$

$$In := 1.15$$

$$1.15$$

$$\delta := \frac{0.95 \text{ g}}{\text{cm}^3}$$

$$\frac{0.95 \text{ g}}{\text{cm}^3}$$



$$V_t := I_n \cdot V$$

$$1.17 \cdot 10^5 \text{ cm}^3$$

$$M := V_t \cdot \delta$$

$$1.11 \cdot 10^5 \text{ g}$$

$$m := \frac{M \cdot \text{kg}}{1000 \text{ g}}$$

$$111.37 \text{ kg}$$

10.4 Iluminación

El sistema de iluminación de un vehículo consiste en el grupo de dispositivos lumínicos montados o instalados en el frontal, laterales o trasera de un vehículo. Su propósito es proveer de iluminación a su conductor para poder hacer funcionar el automóvil con seguridad en condiciones de baja visibilidad, aumentando la claridad del vehículo y ofreciendo a los demás usuarios de la vía, información sobre la presencia, posición, tamaño o dirección del vehículo y sobre las intenciones del conductor en cuanto a dirección y velocidad.

El automóvil contara con los siguientes elementos y sistemas de iluminación según lo especifica la Ley de Tránsito N° 24449, según Artículo 31:

SISTEMA DE ILUMINACION. Los automotores para personas y carga deben tener los siguientes sistemas y elementos de iluminación:

a) Faros delanteros: de luz blanca o amarilla en no más de dos pares, con alta y baja, ésta de proyección asimétrica;

b) Luces de posición: que indican junto con las anteriores, dimensión y sentido de marcha desde los puntos de observación reglamentados:

1. Delanteras de color blanco o amarillo;

2. Traseras de color rojo;

3. Laterales de color amarillo a cada costado, en los cuales por su largo las exija la reglamentación;

4. Indicadores diferenciales de color blanco, en los vehículos en los cuales por su ancho los exija la reglamentación;

c) Luces de giro: intermitentes de color amarillo, delante y atrás. En los vehículos que indique la reglamentación llevarán otras a los costados;



d) Luces de freno traseras: de color rojo, encenderán al accionarse el mando de frenos antes de actuar éste;

e) Luz para la patente trasera;

f) Luz de retroceso blanca;

g) Luces intermitentes de emergencia, que incluye a todos los indicadores de giro;

h) Sistema de destello de luces frontales;

i) Los vehículos de otro tipo se ajustarán a lo precedente, en lo que corresponda y:

1. Los de tracción animal llevarán un artefacto luminoso en cada costado, que proyecten luz blanca hacia adelante y roja hacia atrás;

2. Los velocípedos llevarán una luz blanca hacia adelante y otra roja hacia atrás.

3. Las motocicletas cumplirán en lo pertinente con los incs. a) al e) y g);

4. Los acoplados cumplirán en lo pertinente con lo dispuesto en los incisos b), c), d), e), f) y g); 5. La maquinaria especial de conformidad a lo que establece el artículo 62 y la reglamentación correspondiente.

Queda prohibido a cualquier vehículo colocar o usar otros faros o luces que no sean los taxativamente establecidos en esta ley, salvo el agregado de hasta dos luces rompe niebla y, sólo en vías de tierra, el uso de faros busca huellas.



CAPITULO XI: PLANIMETRÍA

11.1 Planimetría

En la siguiente tabla se observan las piezas con su respectiva codificación.

Auto híbrido	AH-00-00-0-000000						
Chasis		AH-CH-00-0-000000					
Soporte de suspensión			AH-CH-AS-0-000000				
Soporte de suspensión delantero				AH-CH-AS-D-000000			
Ensamblaje soporte de suspensión					AH-CH-AS-0-010000		
H soporte de suspensión						AH-CH-AS-0-010100	
Perfil caño estructural 50x30x3,2 - 306 mm							AH-CH-AS-0-010101
Perfil caño estructural 50x30x3,2 - 496 mm							AH-CH-AS-0-010102
Perfil caño estructural 50x30x3,2 - 160 mm						AH-CH-AS-0-010001	
Planchuela 1 1/4 x 1/8 - 100 mm						AH-CH-AS-0-010002	
Perfil ángulo 50x30x4 - 50 mm						AH-CH-AS-0-010003	
Soporte amortiguador superior					AH-CH-AS-D-000001		
Perfil ángulo 30x30x3 - 17,2 mm					AH-CH-AS-D-000002		
Perfil ángulo 50x50x4 - 37,2 mm					AH-CH-AS-D-000003		
Soporte de suspensión trasero				AH-CH-AS-T-000000			
Ensamblaje soporte de suspensión					AH-CH-AS-0-010000		
H soporte de suspensión						AH-CH-AS-0-010100	
Perfil caño estructural 50x30x3,2 - 306 mm							AH-CH-AS-0-010101
Perfil caño estructural 50x30x3,2 - 496 mm							AH-CH-AS-0-010102
Perfil caño estructural 50x30x3,2 - 160 mm						AH-CH-AS-0-010001	
Planchuela 1 1/4 x 1/8 - 100 mm						AH-CH-AS-0-010002	
Perfil ángulo 50x30x4 - 50 mm						AH-CH-AS-0-010003	
Ensamblaje soporte de suspensión ST					AH-CH-AS-T-010000		
Ensamblaje trapecio						AH-CH-AS-T-010100	



Chapa trapezoidal trasera						AH-CH-AS-T-010101
Perfil caño estructural 50x30x3,2 - 154 mm						AH-CH-AS-T-010102
Soporte amortiguador trapecio						AH-CH-AS-T-010103
Ensamblaje N trasero					AH-CH-AS-T-010200	
Perfil caño estructural 50x30x3,2 - 220 mm						AH-CH-AS-T-010201
Perfil caño estructural 50x30x3,2 - 316 mm						AH-CH-AS-T-010202
Perfil caño estructural 50x30x3,2 - 160 mm						AH-CH-AS-0-010001
Perfil caño estructural 50x30x4 - 584 mm					AH-CH-AS-T-010001	
Anti vuelco			AH-CH-AV-0-000000			
Ensamblaje perfiles redondos					AH-CH-AV-0-000100	
Anti vuelco lateral derecho						AH-CH-AV-0-000101
Anti vuelco lateral izquierdo						AH-CH-AV-0-000102
Perfil redondo 50x2 - 1576 mm						AH-CH-AV-0-000103
Perfil redondo 50x2 - 1473 mm						AH-CH-AV-0-000104
Perfil redondo 50x2 - 1300 mm						AH-CH-AV-0-000105
Ensamblaje perfiles caños estructurales					AH-CH-AV-0-000200	
Perfil caño estructural 50x50x3,2 - 1350 mm						AH-CH-AV-0-000201
Perfil caño estructural 50x50x3,2 - 1300 mm CA						AH-CH-AV-0-000202
Perfil caño estructural 50x50x3,2 - 485 mm						AH-CH-AV-0-000203
Perfil caño estructural 50x50x3,2 - 256 mm						AH-CH-AV-0-000204
Perfil ángulo 50x50x4 - 50 mm						AH-CH-AV-0-000205
Soporte columna dirección					AH-CH-AV-0-000300	
Placa unión caños						AH-CH-AV-0-000301
Caño soporte volante						AH-CH-AV-0-000302
Perfil redondo 21,3x2,3 - 660 mm.					AH-CH-AV-0-000001	
Perfil redondo 21,3x2,3 - 610 mm.					AH-CH-AV-0-000002	
Viga cajón			AH-CH-VC-0-000001			



Bulón comercial			B M10x1,5x20- HA-20				
Tuerca comercial			T M10X1,5				

Transmisión		AH-TR-00- 0-000000					
Soporte rodamiento y rodamiento						AH-TR-00- 0-000100	
Chapón soporte rodamiento							AH-TR-00- 0-000101
Tubo porta rodamiento							AH-TR-00- 0-000102
Tapa tubo porta rodamiento							AH-TR-00- 0-000103
Rodamiento							AH-TR-00- 0-C00101
Polea y cubo						AH-TR-00- 0-000200	
Polea grande							AH-TR-00- 0-000201
Cubo polea grande							AH-TR-00- 0-000202
Bulón comercial							B M5x0,8x12- HA-12
Polea pequeña						AH-TR-00- 0-000001	
Semieje						AH-TR-00- 0-000002	
Junta homocinética						AH-TR-00- 0-C00001	
Correa						AH-TR-00- 0-C00002	

Motorización		AH-MO-00- 0-000000					
Motor eléctrico							AH-MO-00- 0-C00001
Generador							AH-MO-00- 0-C00002
Soporte motores							AH-MO-00- 0-000001
Bulón comercial							B M10x1,5x25- HA-25
Tuerca comercial							T M10x1,5
Bulón comercial							B M10x1,5x40- HA-40
Bulón comercial							B M8x1,25x20- HA-20
Tuerca comercial							T M8x1,25



Suspensión		AH-SU-00-0-000000					
Tren delantero				AH-SU-PA-D-000000			
Soporte de suspensión delantero					AH-CH-AS-D-000000		
Ensamblaje parrilla superior delantera					AH-SU-PA-D-010000		
Ensamblaje parrilla						AH-SU-PA-0-000100	
Perfil redondo 33,7x2,6 - 256 mm							AH-SU-PA-0-000101
Perfil redondo 33,7x2,6 - 96 mm							AH-SU-PA-0-000102
Perfil caño estructural 30x30x2,6 - 358 mm							AH-SU-PA-0-000103
Buje grilón 260 mm							AH-SU-PA-0-000104
Buje grilón 100 mm							AH-SU-PA-0-000105
Ensamblaje parrilla inferior delantera					AH-SU-PA-D-020000		
Ensamblaje parrilla						AH-SU-PA-0-000100	
Perfil redondo 33,7x2,6 - 256 mm							AH-SU-PA-0-000101
Perfil redondo 33,7x2,6 - 96 mm							AH-SU-PA-0-000102
Perfil caño estructural 30x30x2,6 - 358 mm							AH-SU-PA-0-000103
Buje grilón 260 mm							AH-SU-PA-0-000104
Buje grilón 100 mm							AH-SU-PA-0-000105
Soporte amortiguador inferior						AH-SU-PA-D-020001	
Placa soporte amortiguador						AH-SU-PA-0-000001	
Ensamblaje chapón delantero					AH-SU-PA-D-030000		
Subensamblaje chapón delantero						AH-SU-PA-D-030100	
Chapón delantero plegado							AH-SU-PA-D-030101
Angulo chapón							AH-SU-PA-D-030102
Soporte porta masa delantero						AH-SU-PA-D-030200	
Soporte porta masa inferior							AH-SU-PA-0-000101
Soporte porta masa superior							AH-SU-PA-0-000102
Tubo giro 200 mm							AH-SU-PA-D-030201
Soporte tubo giro 200 mm							AH-SU-PA-D-030202



Buje grilón 202 mm						AH-SU-PA-D-030203
Eje tubo giro delantero 240 mm					AH-SU-PA-D-000001	
Tuerca comercial					T M10x1,5	
Eje parrilla 140 mm					AH-SU-PA-0-000002	
Eje parrilla 300 mm					AH-SU-PA-0-000003	
Amortiguador					AH-SU-PA-0-C00001	
Tuerca comercial					T M10x1,5	
Bulón comercial					B M10x1,5x65-HA-65	
Bulón comercial					B M10x1,5x55-HA-55	
Tren trasero				AH-SU-PA-T-000000		
Soporte de suspensión trasero					AH-CH-AS-T-000000	
Ensamblaje parrilla superior trasera					AH-SU-PA-T-010000	
Ensamblaje parrilla					AH-SU-PA-0-000100	
Perfil redondo 33,7x2,6 - 256 mm						AH-SU-PA-0-000101
Perfil redondo 33,7x2,6 - 96 mm						AH-SU-PA-0-000102
Perfil caño estructural 30x30x2,6 - 358 mm						AH-SU-PA-0-000103
Buje grilón 260 mm						AH-SU-PA-0-000104
Buje grilón 100 mm						AH-SU-PA-0-000105
Soporte amortiguador Superior					AH-SU-PA-T-010001	
Placa soporte amortiguador					AH-SU-PA-0-000001	
Ensamblaje parrilla inferior trasera					AH-SU-PA-T-020000	
Ensamblaje parrilla					AH-SU-PA-0-000100	
Perfil redondo 33,7x2,6 - 256 mm						AH-SU-PA-0-000101
Perfil redondo 33,7x2,6 - 96 mm						AH-SU-PA-0-000102
Perfil caño estructural 30x30x2,6 - 358 mm						AH-SU-PA-0-000103
Buje grilón 260 mm						AH-SU-PA-0-000104
Buje grilón 100 mm						AH-SU-PA-0-000105
Ensamblaje chapón trasero					AH-SU-PA-D-030000	



Chapón trasero plegado						AH-SU-PA-T-030001	
Soporte porta masa inferior						AH-SU-PA-0-000101	
Soporte porta masa superior						AH-SU-PA-0-000102	
Eje parrilla 140 mm						AH-SU-PA-0-000002	
Eje parrilla 300 mm						AH-SU-PA-0-000003	
Amortiguador						AH-SU-PA-0-C00001	
Tuerca comercial						T M10x1,5	
Bulón comercial						B M10x1,5x65- HA-65	
Bulón comercial						B M10x1,5x55- HA-55	

Dirección		AH-DI-00-0-000000					
Cremallera						AH-DI-00-0-C00001	
Axial						AH-DI-00-0-C00002	
Extremo dirección						AH-DI-00-0-C00003	
Extensor cremallera						AH-DI-00-0-000001	
Omega						AH-DI-00-0-000002	
Soporte plegado						AH-DI-00-0-000003	
Bulón comercial						B M5x0,8x10- HA-10	
Tuerca comercial						T M5X0,8	
Soporte tubo						AH-DI-00-0-000100	
Tubo							AH-DI-00-0-000101
Placa soporte							AH-DI-00-0-000102
Junta universal						AH-DI-00-0-C00004	
Soporte volante						AH-DI-00-0-C00005	
Eje columna						AH-DI-00-0-000004	
Bulón comercial						B M5x0,8x50- HA-50	



Neumáticos y llantas		AH-NE-00-0-000000					
Cubierta 165-70-13							AH-NE-00-0-C00001
Llanta							AH-NE-00-0-C00002
Maza							AH-NE-00-0-C00003
Porta Masa delantero D							AH-NE-00-0-C00004
Porta Masa delantero I							AH-NE-00-0-C00005
Porta Masa trasero D							AH-NE-00-0-C00006
Porta Masa trasero I							AH-NE-00-0-C00007
Disco de freno							AH-NE-00-0-C00008
Rodamiento BAH0094							AH-NE-00-0-C00009
Bulón comercial							B M14x2x50- HA-50
Tuerca comercial							T M14x2
Bulón comercial							B M10x1,5x55- HA-55
Tuerca comercial							T M10x1,5



CAPITULO XII: BIBLIOGRAFIA

12.1 Libros

1. Pablo Luque; Daniel Álvarez; Carlos Vera; "Ingeniería del automóvil, Sistemas y comportamiento dinámico".
2. Diseño de Elementos de Maquinas - Virgil Moring Faires.
3. Manual de la técnica del automóvil – Bosch.

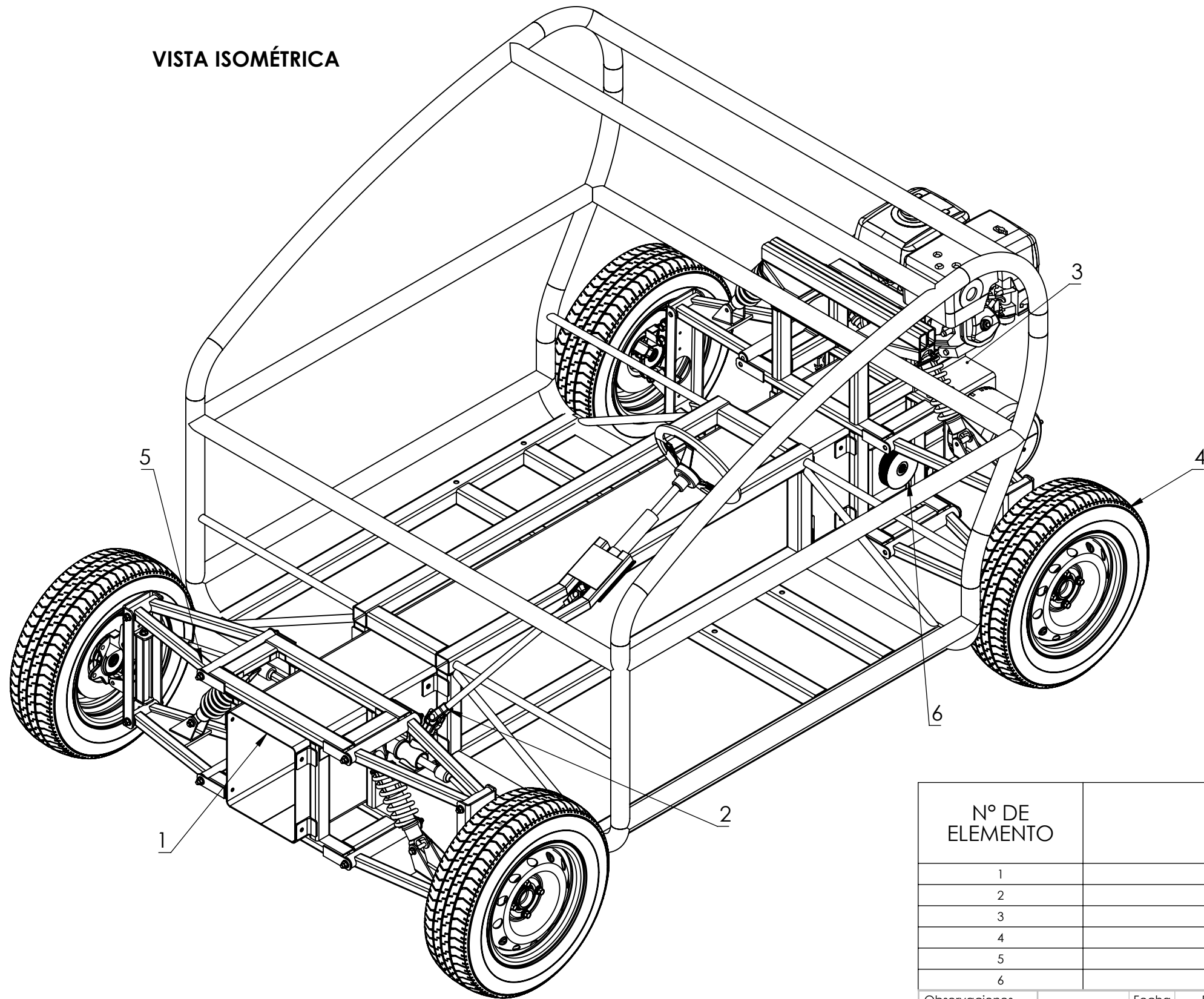
12.2 Documentos electrónicos en la red

1. www.wikipedia.com.
2. www.motorpasion.com.
3. www.deautomoviles.com.
4. www.ssab.com.
5. www.electricmotorsport.com.
6. Reglamento TC 2000.
7. PROYECTO DE LEY Régimen de Fomento para el Desarrollo y Utilización de Vehículos Eléctricos y Sistemas de Movilidad Sostenible.
8. www.aavea.org (Asociación Argentina de Vehículos Eléctricos y Alternativos).
9. Manual técnico Optibelt OMEGA correas planas dentadas de cloropreno.
10. <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/hframe.html>.
11. Catálogo Bosch, componentes del sistema de frenos.

12.3 Proyectos y tesis

1. Elena Criado Ocaña, "Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula student".

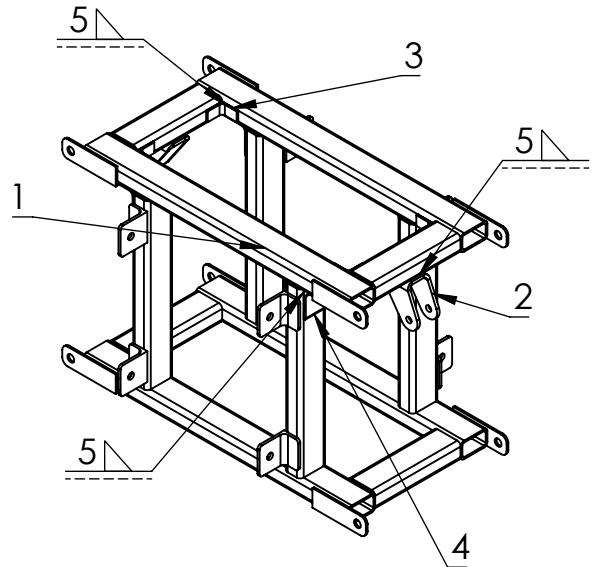
VISTA ISOMÉTRICA



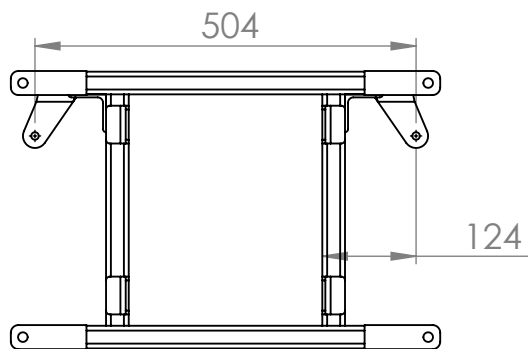
Nº DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-CH-00-0-000000	1
2	AH-DI-00-0-000000	1
3	AH-MO-00-0-000000	1
4	AH-NE-00-0-000000	4
5	AH-SU-00-0-000000	1
6	AH-TR-00-0-000000	2

Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Escala	Título	Código	
1:12	AUTO HIBRIDO	AH-00-00-0-000000	
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	Material	

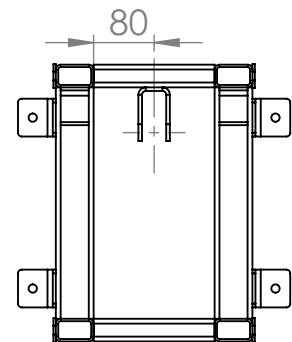
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



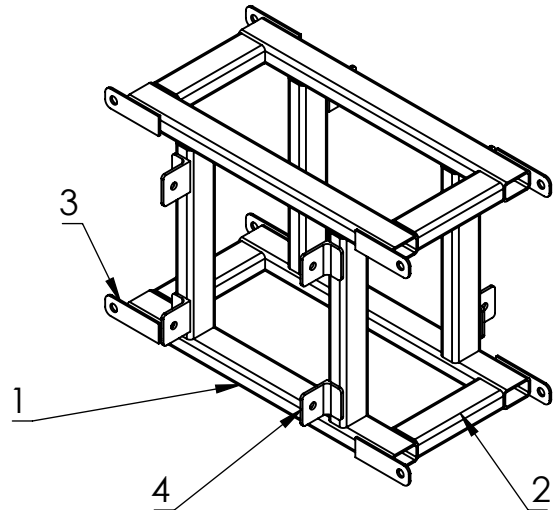
VISTA LATERAL IZQUIERDA



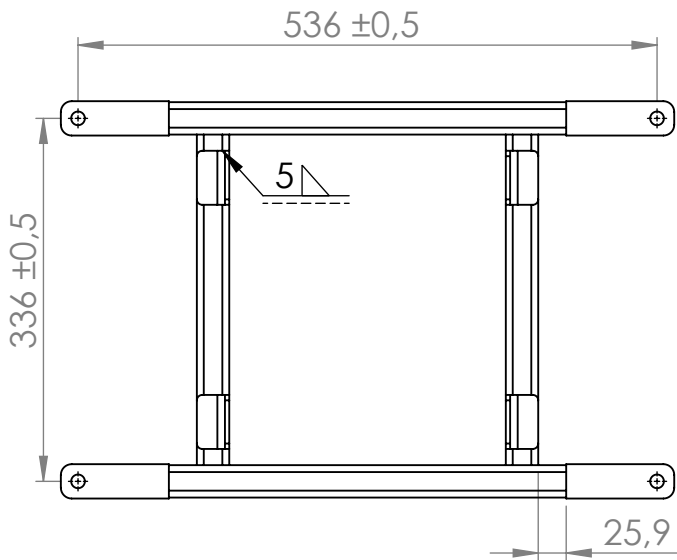
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-CH-AS-0-010000	1
2	AH-CH-AS-D-000001	4
3	AH-CH-AS-D-000002	4
4	AH-CH-AS-D-000003	2

Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
	Escala 1:10	Título SOPORTE SUSPENSIÓN DELANTERO	Código AH-CH-AS-D-000000
			Material
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.		

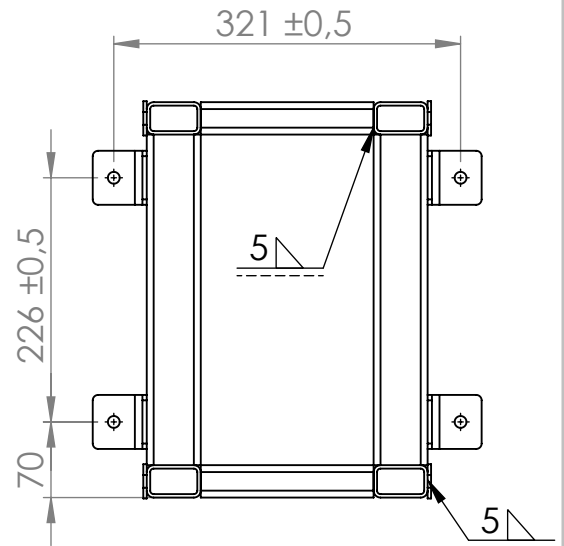
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



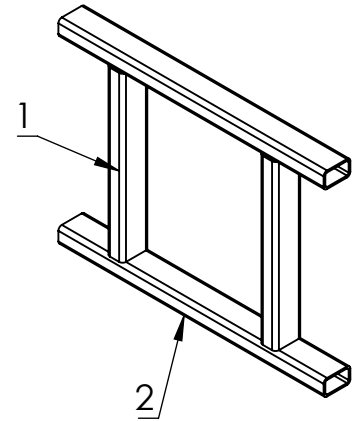
VISTA LATERAL IZQUIERDA



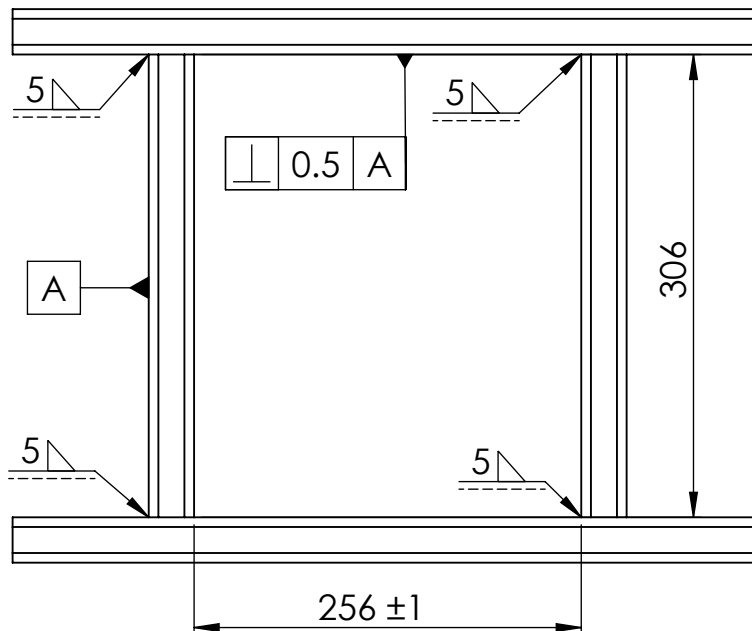
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-CH-AS-0-010100	2
2	AH-CH-AS-0-010001	4
3	AH-CH-AS-0-010002	8
4	AH-CH-AS-0-010003	8

Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
	Escala 1:5	Título	Código AH-CH-AS-0-010000
		ENSAMBLAJE SOPORTE DE SUSPENSIÓN	Material
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.		

VISTA ISOMÉTRICA

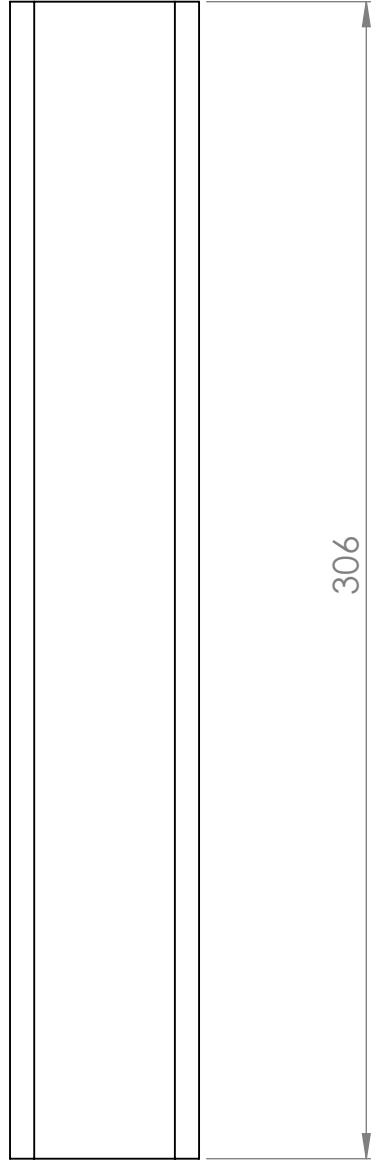


VISTA FRONTAL

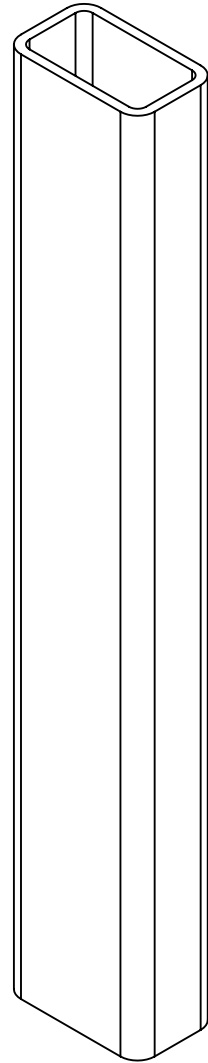


N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO		CANTIDAD
1	AH-CH-AS-0-010101		2
2	AH-CH-AS-0-010102		2
Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Escala 1:5	Título H SOPORTE DE SUSPENSIÓN	Código AH-CH-AS-0-010100
	Rug.		Material

VISTA FRONTAL

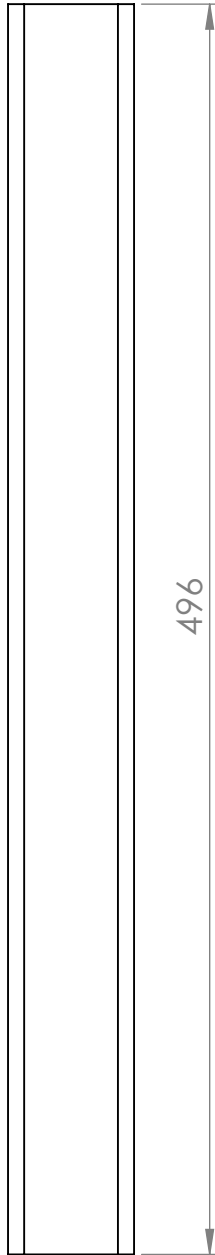


VISTA ISOMÉTRICA

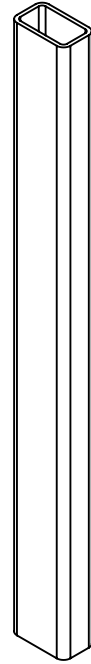


Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Escala 1:2	Título	Código
	Rug.	PERFIL CAÑO ESTRUCTURAL 50x30x3.2-306 mm.	AH-CH-AS-0-010101
			Material Perfil comercial caño estructural 50x30x3.2 mm. Acero SAE 1010

VISTA FRONTAL

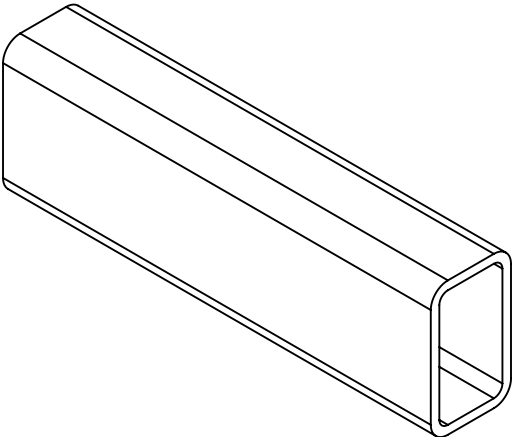


VISTA ISOMÉTRICA



Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Escala 1:3	Título	Código
		PERFIL CAÑO ESTRUCTURAL 50x30x3.2-496 mm.	AH-CH-AS-0-010102
	Rug.		Material Perfil comercial caño estructural 50x30x3.2 mm. Acero SAE 1010

VISTA ISOMÉTRICA

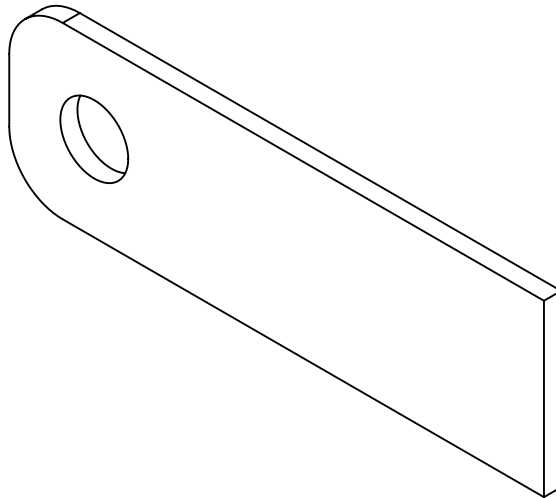


VISTA FRONTAL

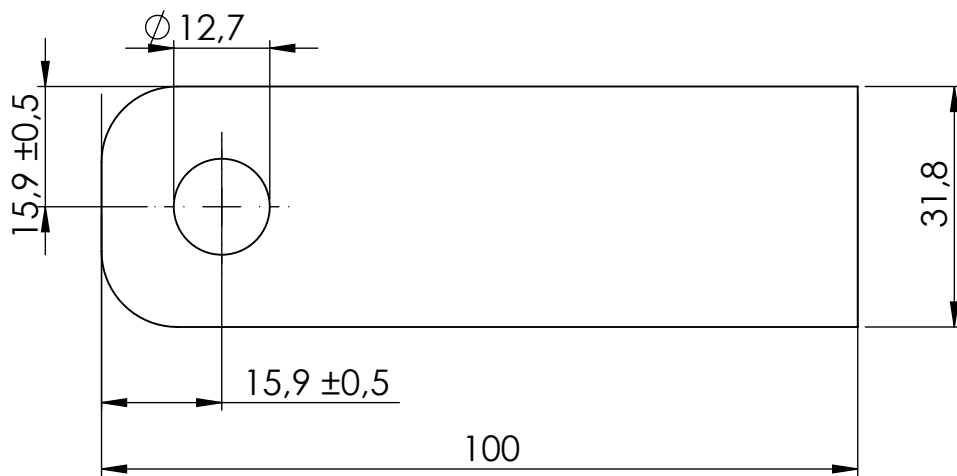


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:1	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	PERFIL CAÑO ESTRUCTURAL 50x30x3.2-160 mm.		Material Perfil comercial caño estructural 50x30x3.2 mm. Acero SAE 1010

VISTA ISOMÉTRICA

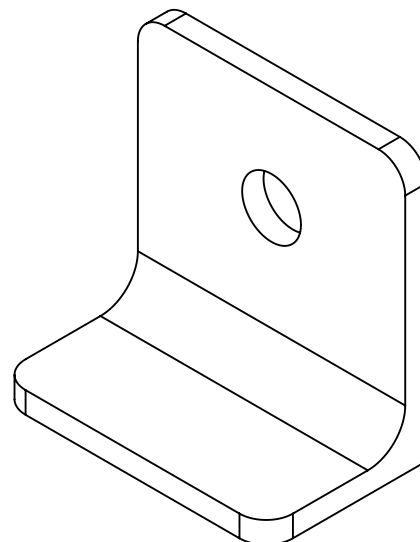


VISTA FRONTAL

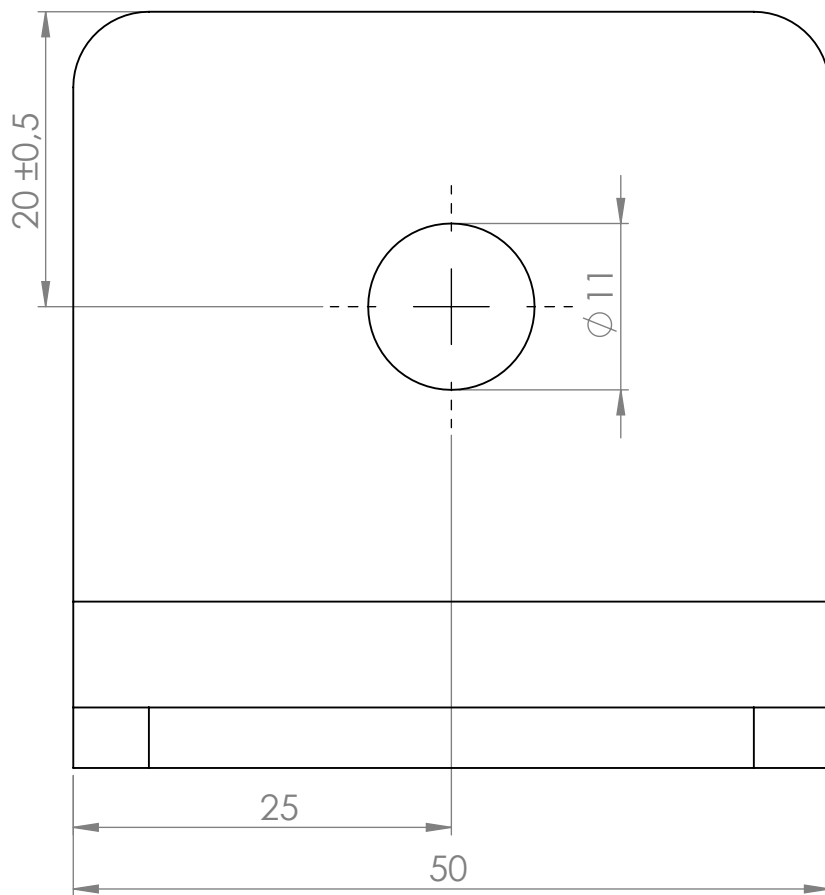


Observaciones Esquinas amoladas	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:1	Título		
		Planchuela 1 1/4x1/8-100 mm.		AH-CH-AS-0-010002
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Material Planchuela comercial 1 1/4x1/8-100 mm. Acero SAE 1010

VISTA ISOMÉTRICA

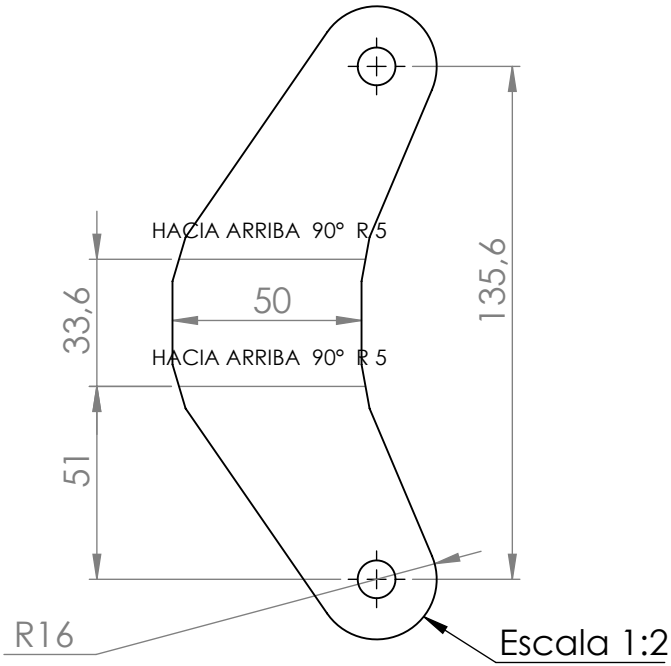


VISTA FRONTAL

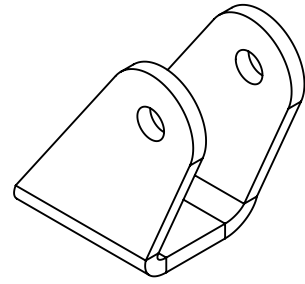


Observaciones Esquinas amoladas	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 2:1	Título		
		PERFIL ÁNGULO 50x30x4-50 mm.		AH-CH-AS-0-010003
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Material Perfil comercial, ángulo con alas desiguales 50x30x4 mm. Acero SAE 1010

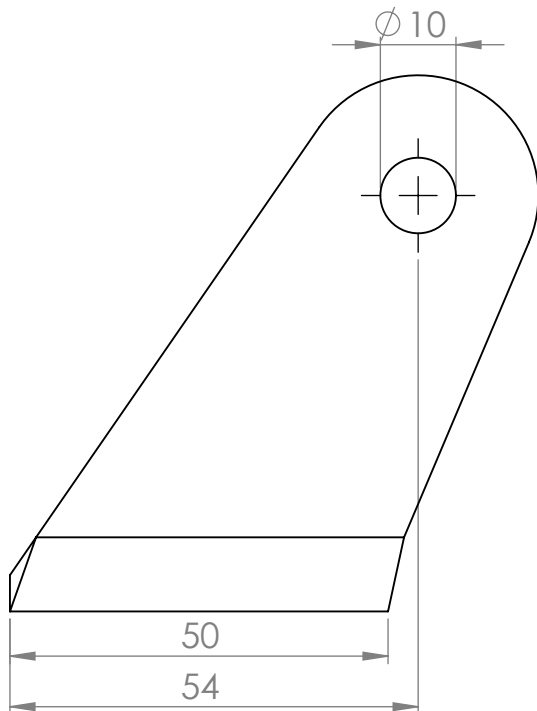
CHAPA DESPLEGADA



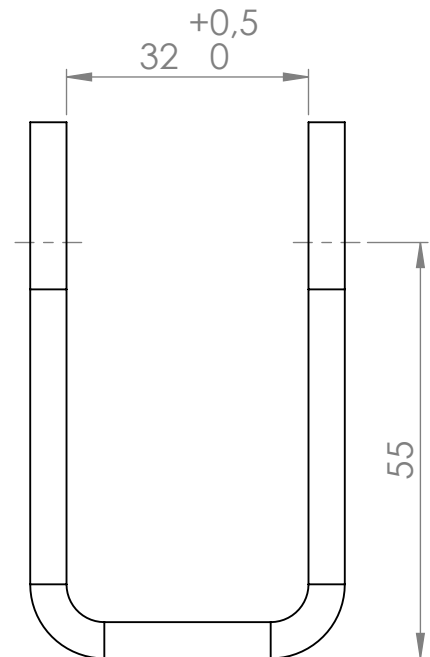
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



Observaciones
Cotas en chapa
desplegada con
tolerancia $\pm 0.2\text{mm}$

Fecha	Firma

Escala 1:1	Título

SOPORTE AMORTIGUADOR SUPERIOR

ROGO

Código

AH-CH-AS-D-000001

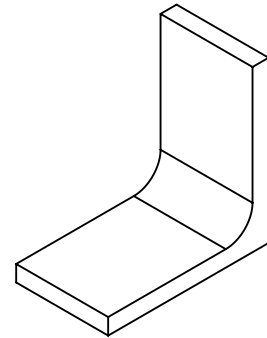
Material

Chapa e= 4.8 mm.
Acero SAE 1010

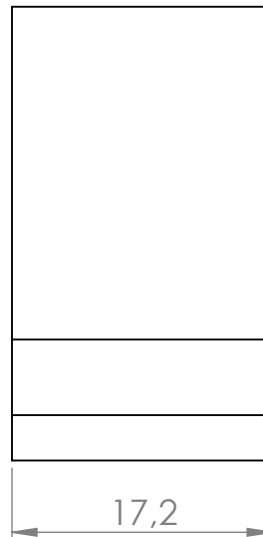
Tol. no indicadas
 $\pm 1 \text{ mm}$

Rug.

VISTA ISOMÉTRICA

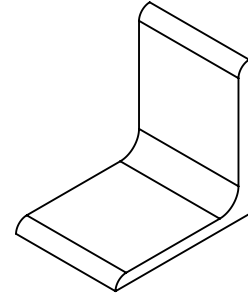


VISTA FRONTAL

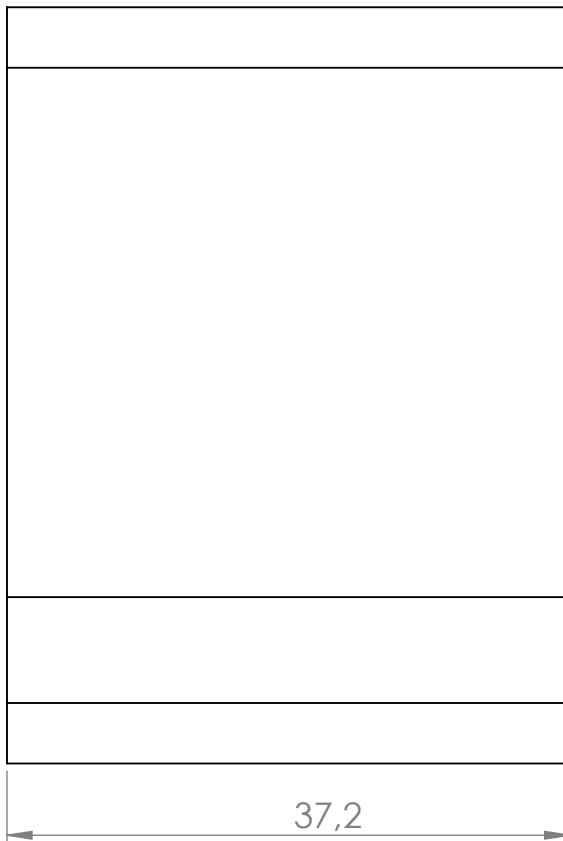


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala	Título		
	2:1	PERFIL ÁNGULO 30x30x3-17.2 mm		AH-CH-AS-D-000002
				Material
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Perfil comercial ángulo 30x30x3 mm. Acero SAE 1010

VISTA ISOMÉTRICA

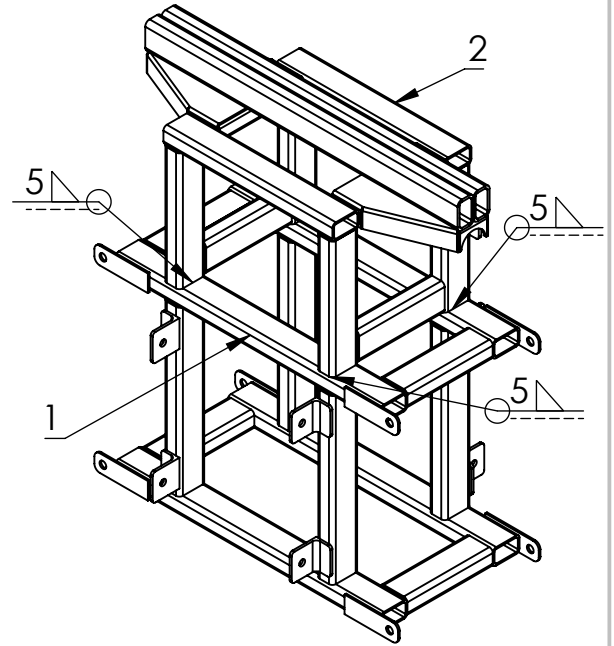


VISTA FRONTAL

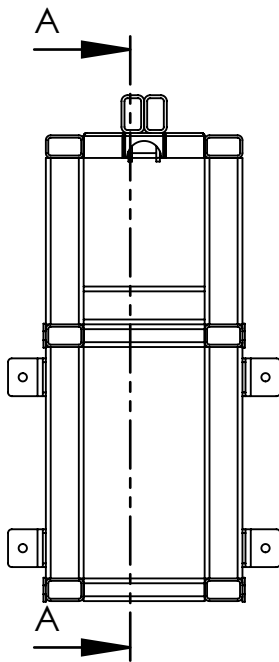


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala	Título		
	2:1	PERFIL ÁNGULO 50x50x4-37.2 mm.		AH-CH-AS-D-000003
				Material
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Perfil comercial ángulo 50x50x4 mm. Acero SAE 1010

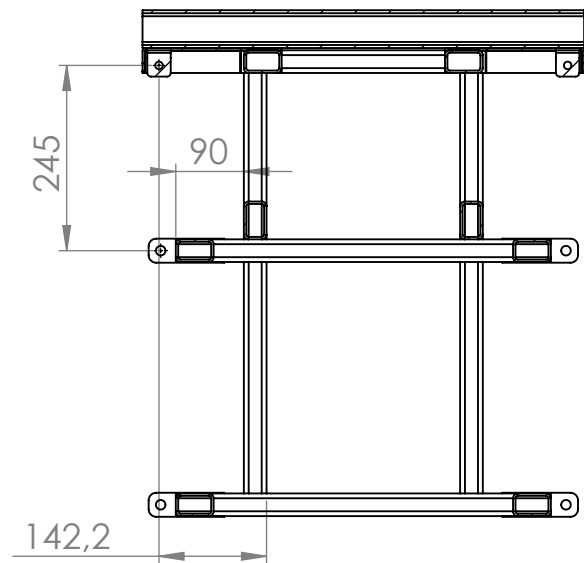
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA

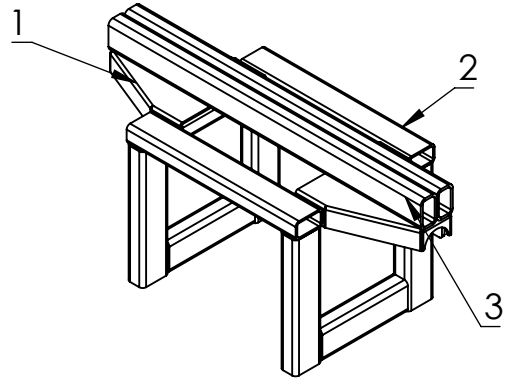


SECCIÓN A-A

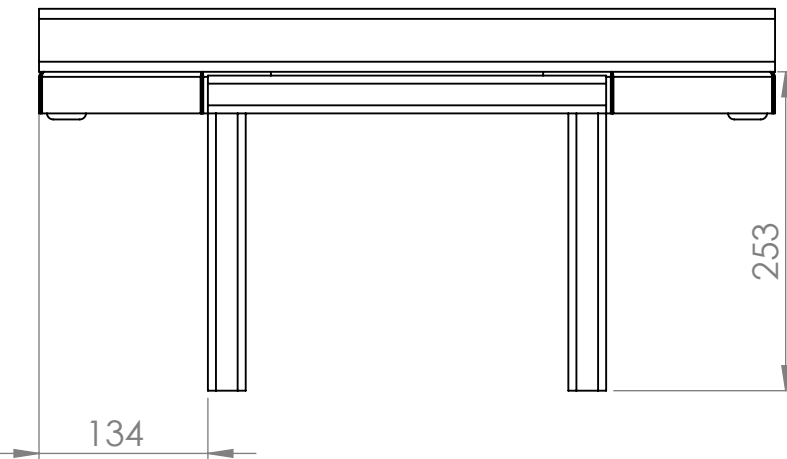
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-CH-AS-0-010000	1
2	AH-CH-AS-T-010000	1

Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
	Escala 1:10	Título	Código AH-CH-AS-T-000000
		<h2>SOPORTE DE SUSPENSIÓN TRASERO</h2>	Material
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.		

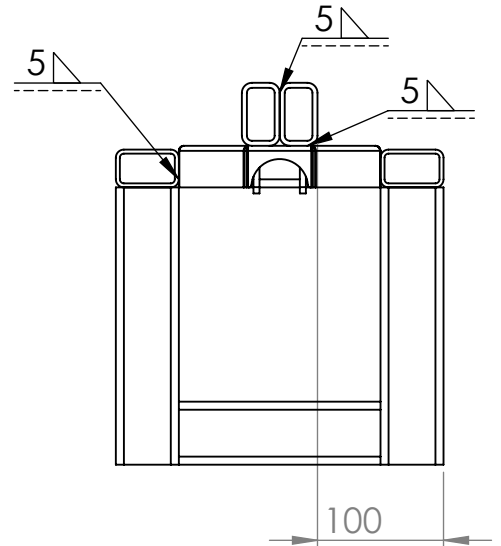
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



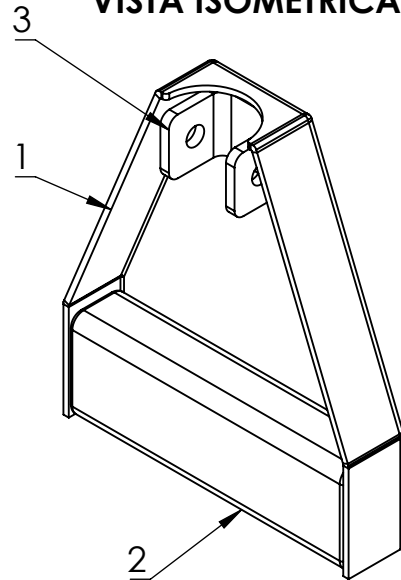
VISTA LATERAL IZQUIERDA



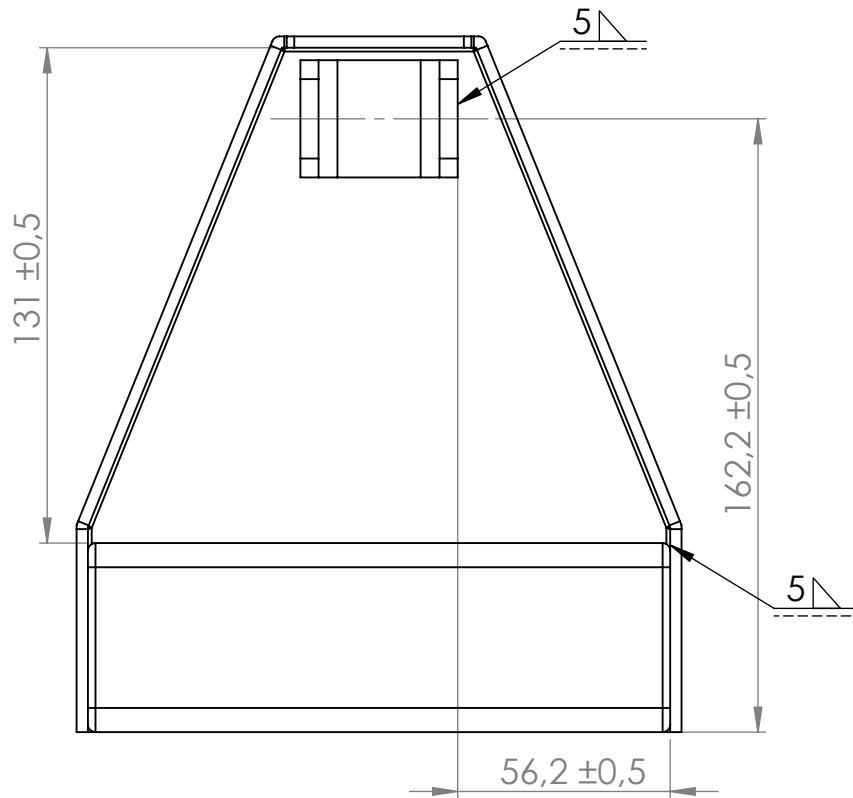
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-CH-AS-T-010100	2
2	AH-CH-AS-T-010200	1
3	AH-CH-AS-T-010001	2

Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
	Escala 1:6	Título	Código
		ENSAMBLAJE SOPORTE DE SUSPENSIÓN ST	AH-CH-AS-T-010000
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.		Material

VISTA ISOMÉTRICA



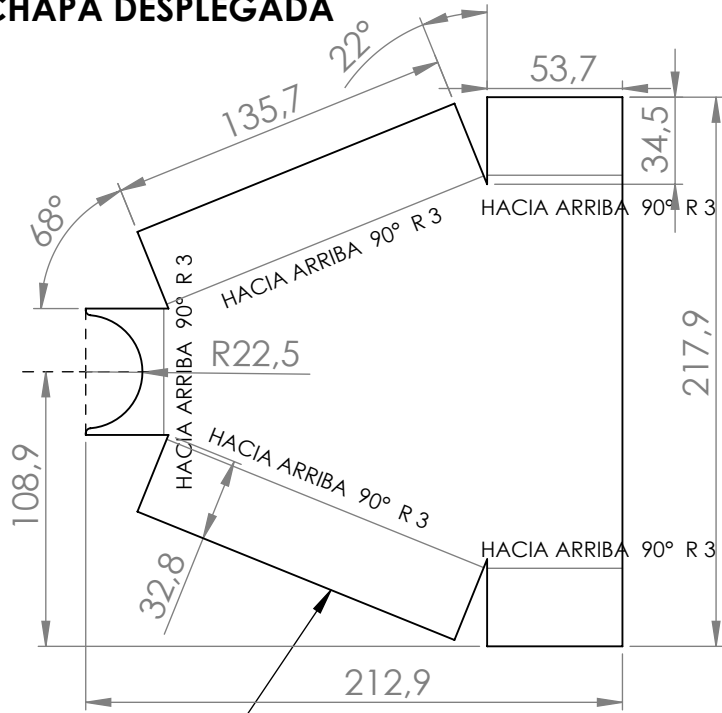
VISTA FRONTAL



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	AH-CH-AS-T-010101	1
2	AH-CH-AS-T-010102	1
3	AH-CH-AS-T-010103	1

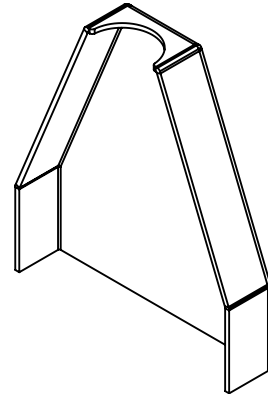
Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Escala	Título	Código	
1:2	ENSAMBLAJE TRAPEZIO	AH-CH-AS-T-010100	
		Material	
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.		

CHAPA DESPLEGADA

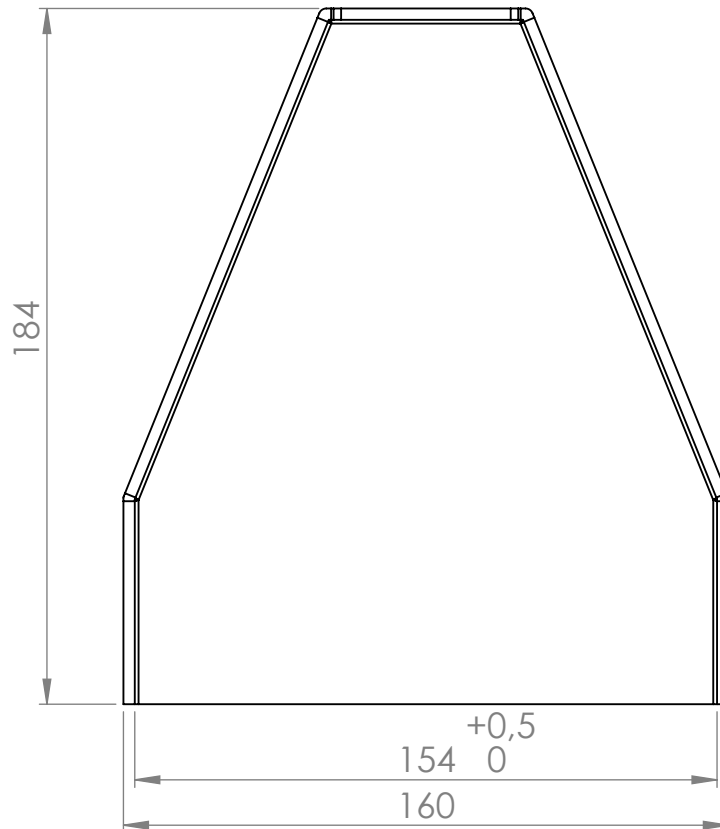


Escala 1:3

VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



Observaciones
Cotas en chapa
desplegada con
tolerancia $\pm 0.2\text{mm}$

	Fecha	Firma
Dibujado		
Revisado		
Aprobado		

Escala 1:2	Título

**CHAPA TRAPEZOIDAL
TRASERA**

ROGO

Código

AH-CH-AS-T-010101

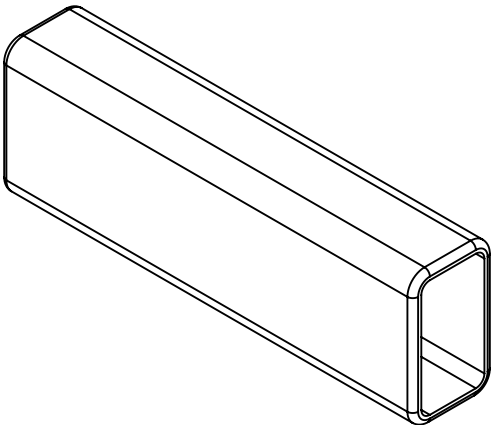
Material

Chapa e= 3 mm.
Acero Docol 220 BH

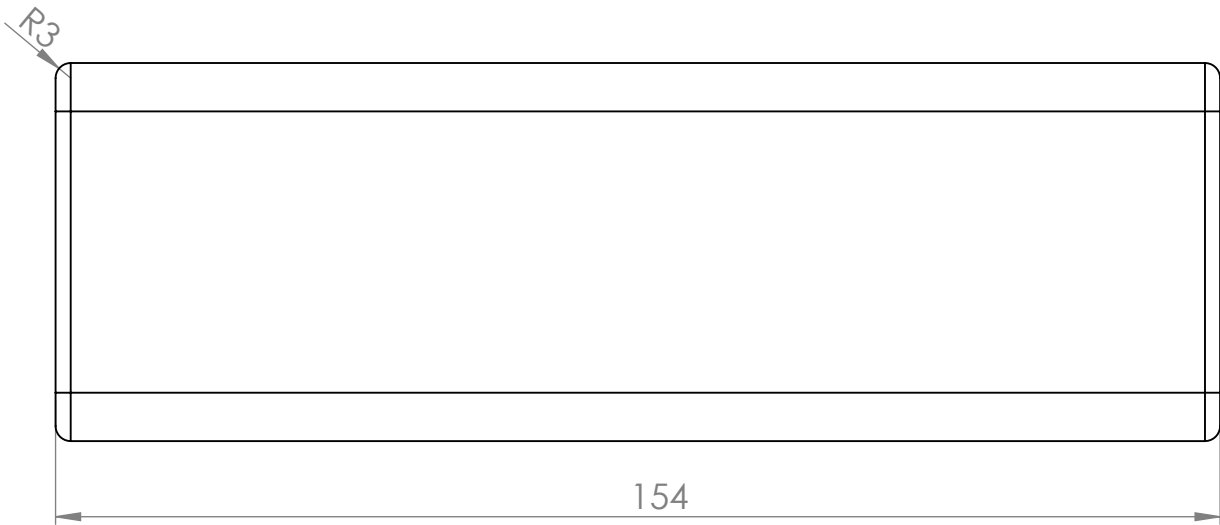
Tol. no indicadas
 $\pm 1\text{ mm}$

Rug.

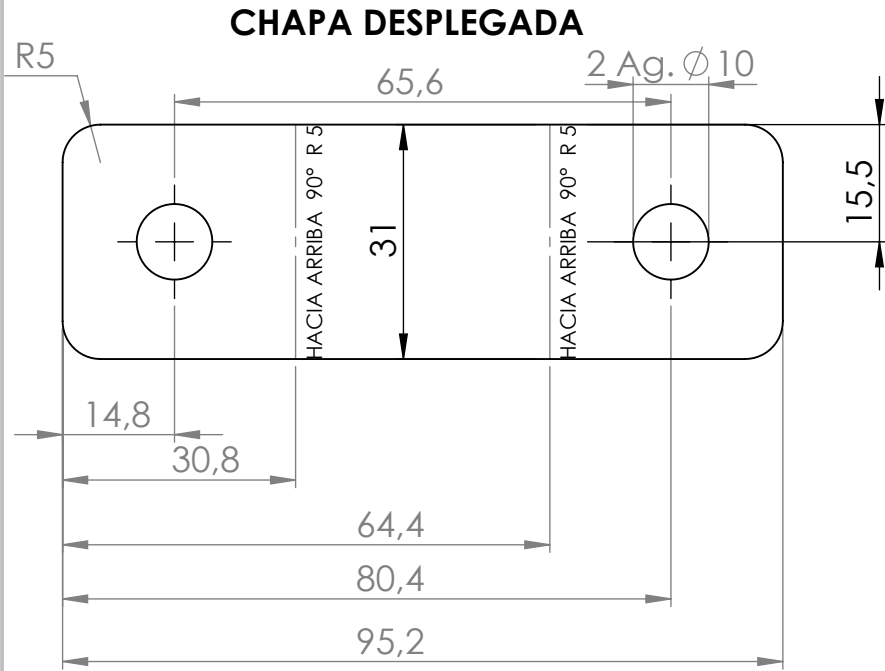
VISTA ISOMÉTRICA



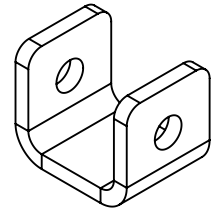
VISTA FRONTAL



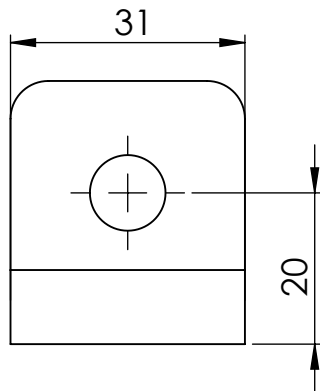
Observaciones Extremos amolados	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:1	Título		
		PERFIL CAÑO ESTRUCTURAL 50x30x3.2-154 mm.		AH-CH-AS-T-010102
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Material Perfil comercial caño estructural 50x30x3.2 mm. Acero SAE 1010



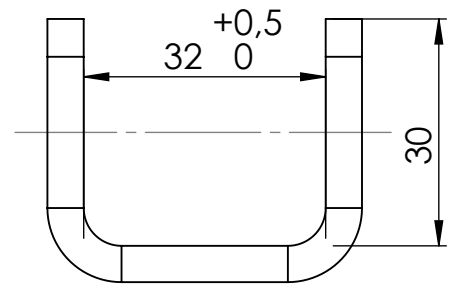
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



Observaciones
Cotas en chapa
desplegada con
tolerancia $\pm 0.2\text{mm}$

	Fecha	Firma
Dibujado		
Revisado		
Aprobado		

Escala 1:2	Título

**SOPORTE AMORTIGUADOR
TRAPEZIO**

ROGO

Código

AH-CH-AS-T-010103

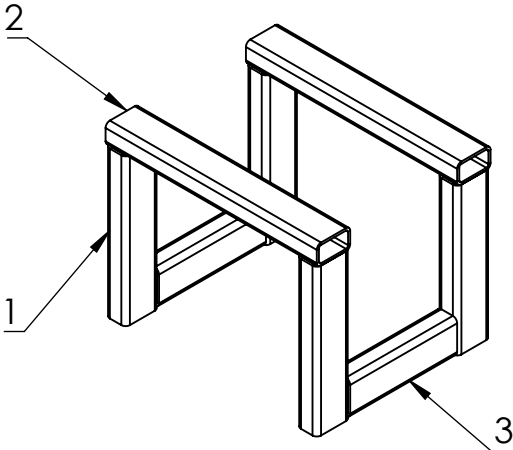
Material

Chapa e= 4.8 mm.
Acero SAE 1010

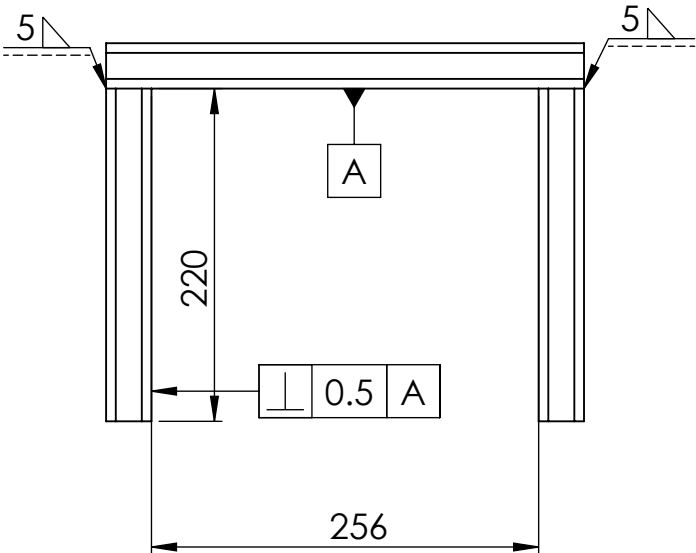
Tol. no indicadas
 $\pm 1\text{ mm}$

Rug.

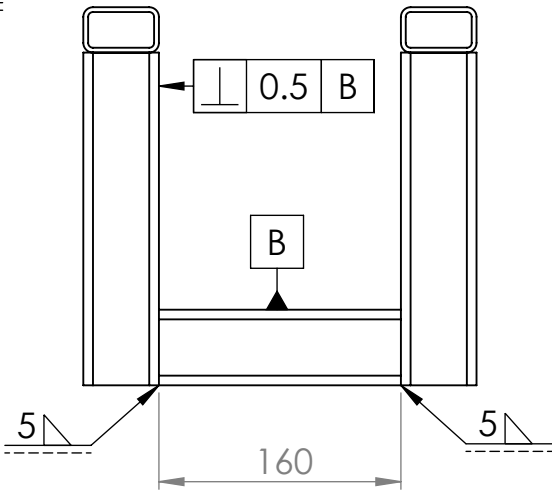
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



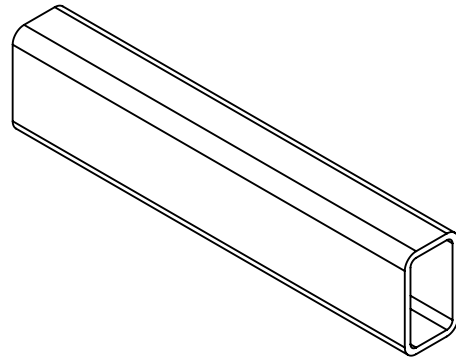
VISTA LATERAL IZQUIERDA



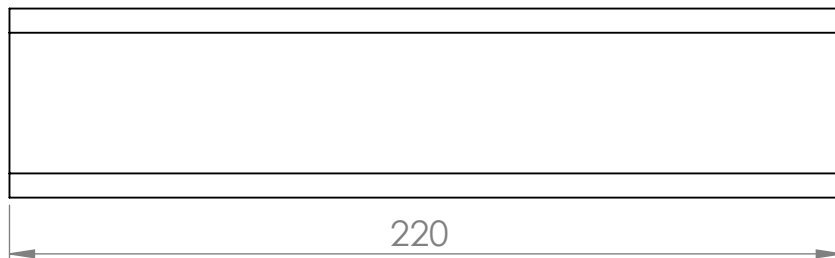
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-CH-AS-T-010201	4
2	AH-CH-AS-T-010202	2
3	AH-CH-AS-0-010001	2

Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Escala 1:5	Título ENSAMBLAJE N TRASERO		Código AH-CH-AS-T-010200
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.		Material Perfil comercial caño estructural 50x30x3.2 mm. Acero SAE 1010

VISTA ISOMÉTRICA

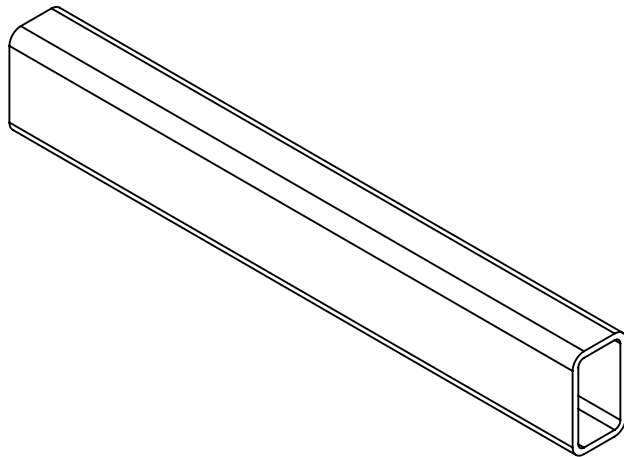


VISTA FRONTAL

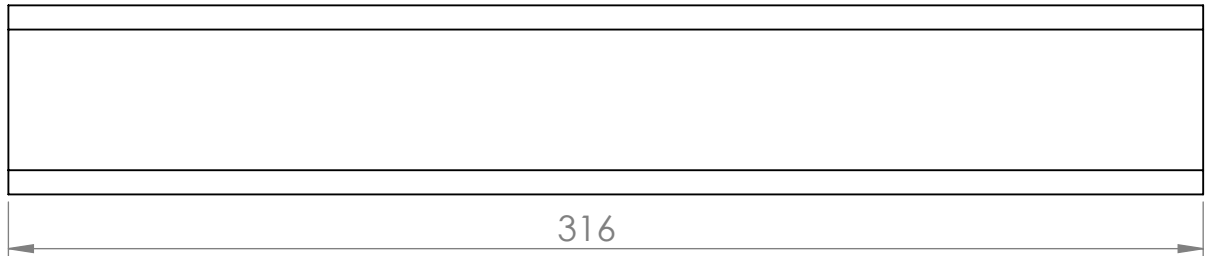


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:2	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm		PERFIL CAÑO ESTRUCTURAL 50x30x3.2-220 mm.		AH-CH-AS-T-010201
	Rug.			Material Perfil comercial caño estructural 50x30x3.2 mm. Acero SAE 1010

VISTA ISOMÉTRICA

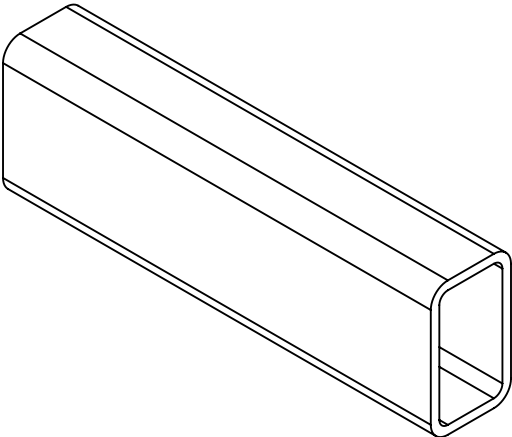


VISTA FRONTAL



Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:2	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	PERFIL CAÑO ESTRUCTURAL 50x30x3.2-316 mm.		AH-CH-AS-T-010202
				Material Perfil comercial caño estructural 50x30x3.2 mm. Acero SAE 1010

VISTA ISOMÉTRICA

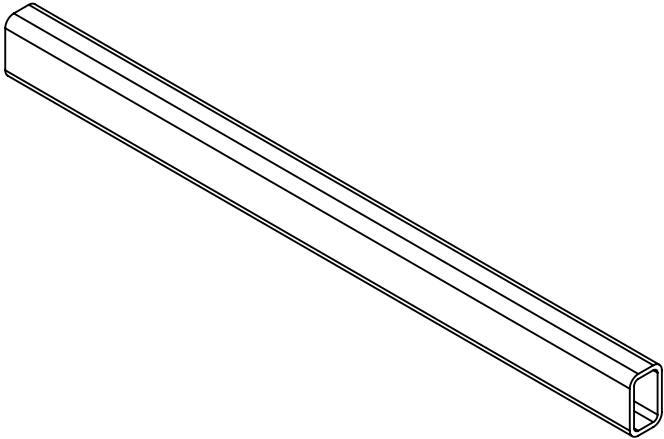


VISTA FRONTAL

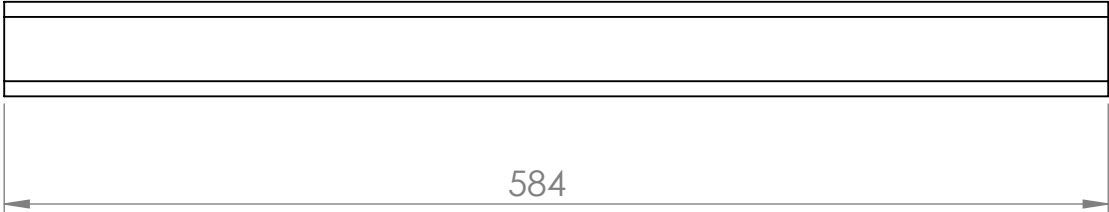


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:1	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	PERFIL CAÑO ESTRUCTURAL 50x30x3.2-160 mm.		Material
				Perfil comercial caño estructural 50x30x3.2 mm. Acero SAE 1010

VISTA ISOMÉTRICA

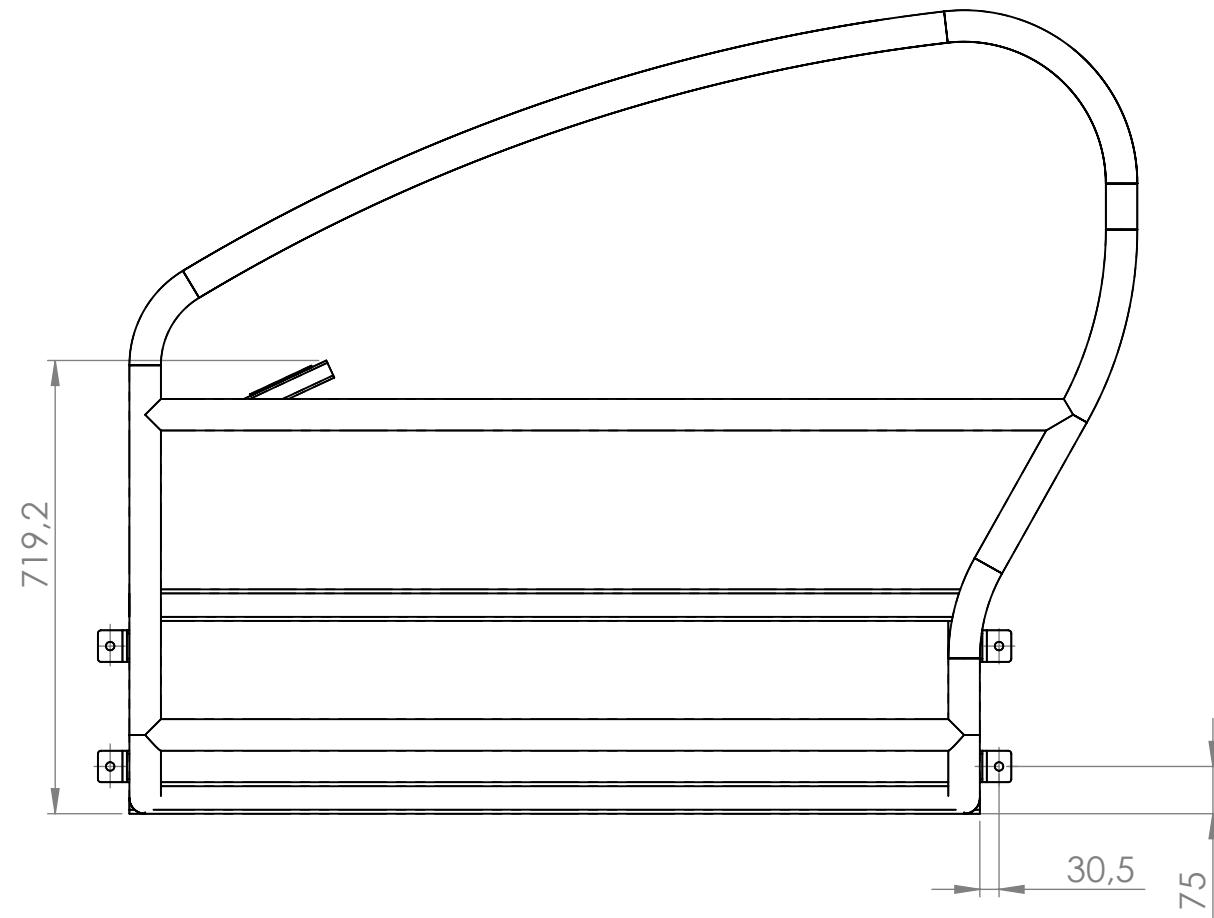


VISTA FRONTAL

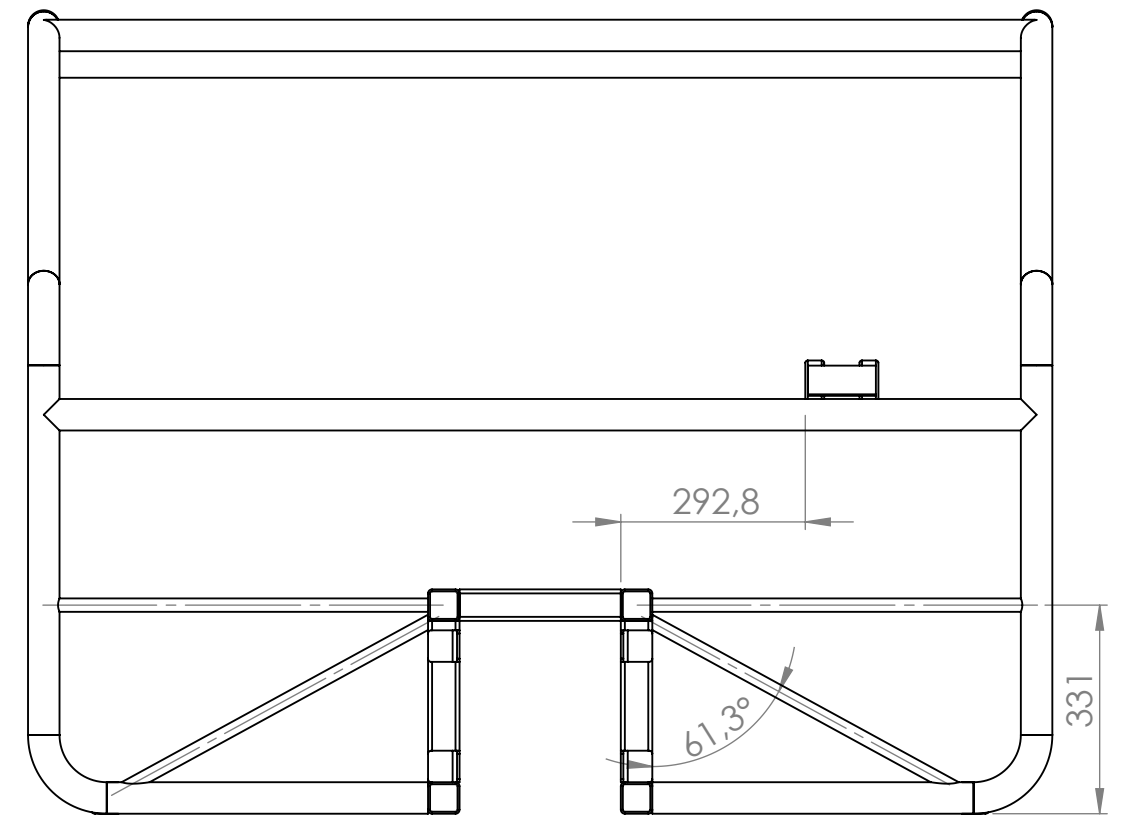


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:4	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	PERFIL CAÑO ESTRUCTURAL 50x30x4-584 mm.		Material Perfil comercial caño estructural 50x30x4 mm. Acero SAE 1010

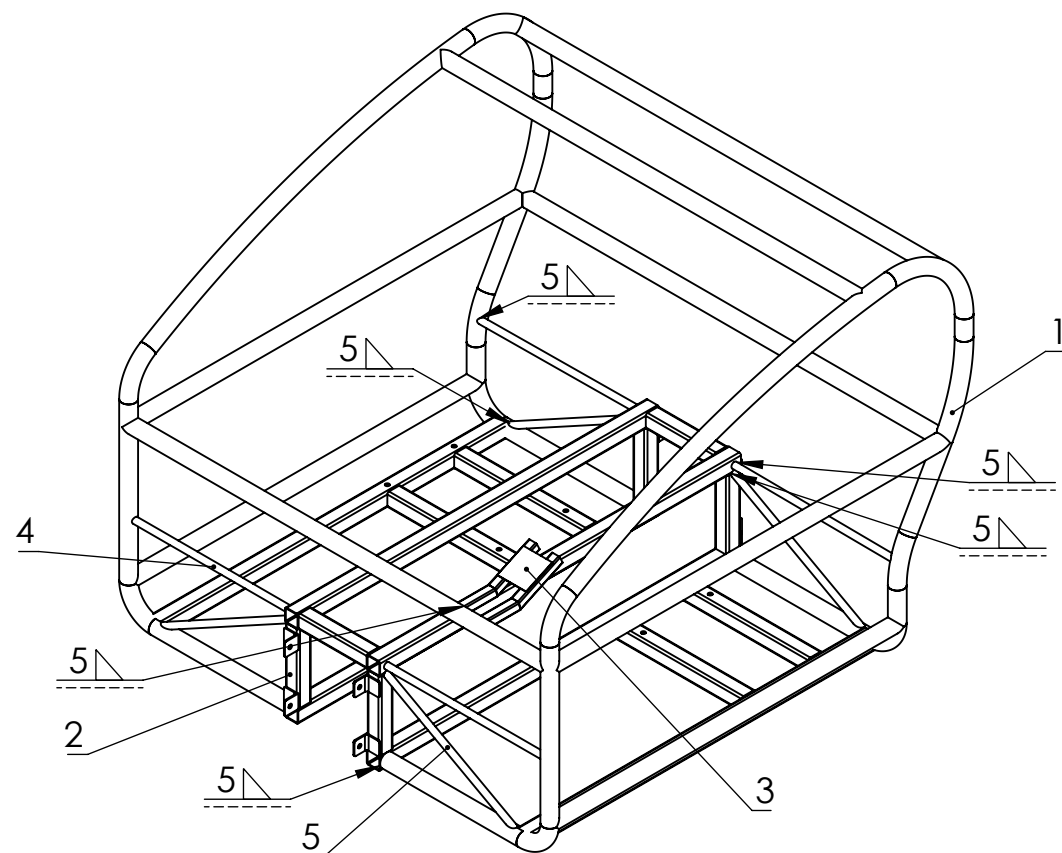
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



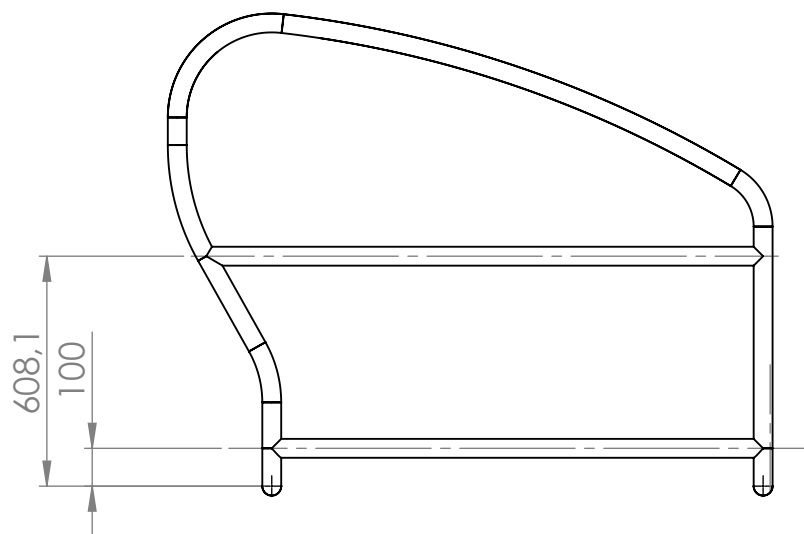
VISTA ISOMÉTRICA



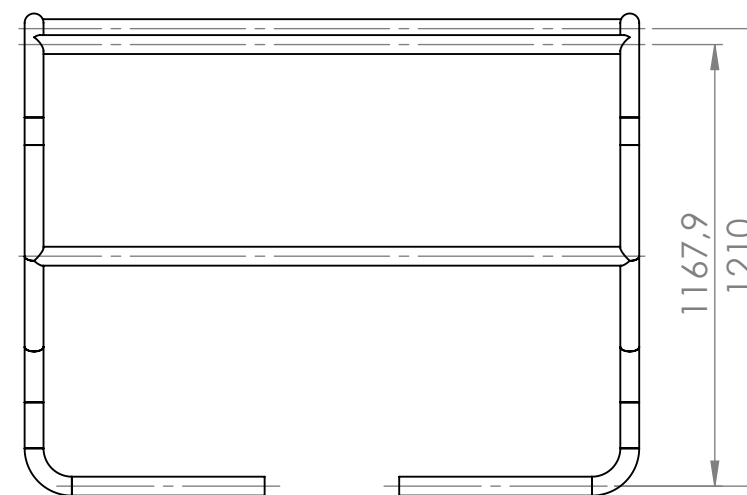
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-CH-AV-0-000100	1
2	AH-CH-AV-0-000200	1
3	AH-CH-AV-0-000300	1
4	AH-CH-AV-0-000001	4
5	AH-CH-AV-0-000002	4

Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Escala 1:12	Título ANTIVUELCO	Código AH-CH-AV-0-000000
	Rug.		Material

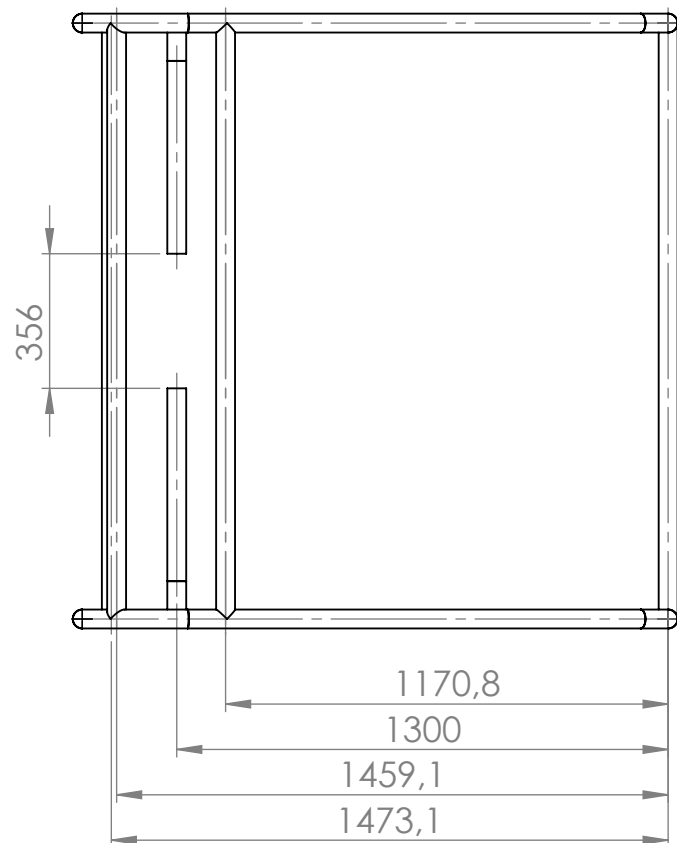
VISTA FRONTAL



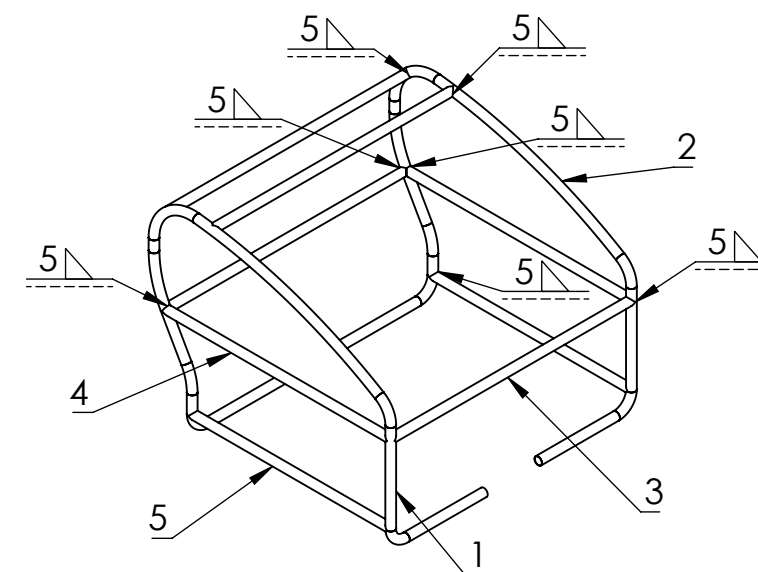
VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA SUPERIOR



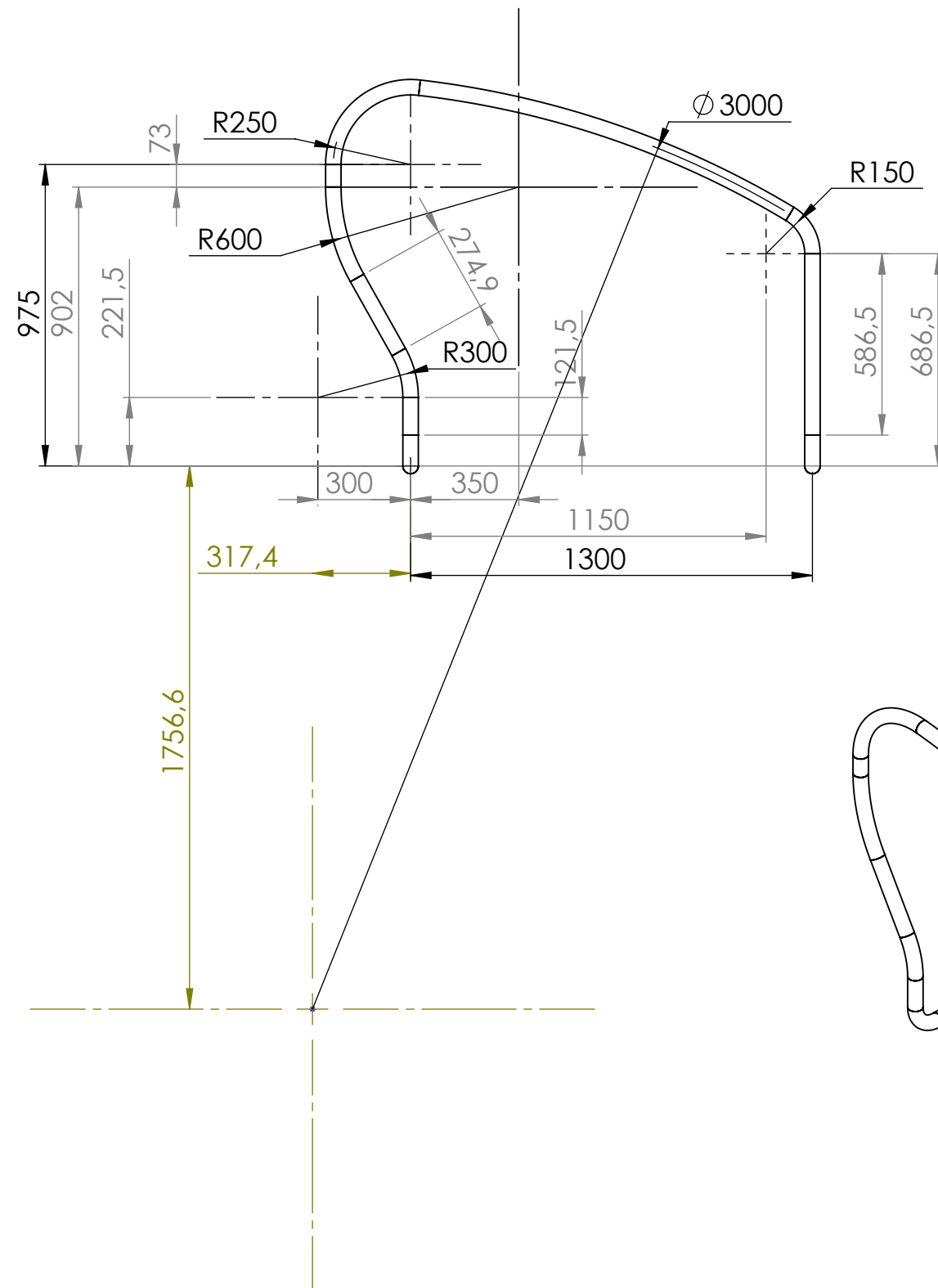
VISTA ISOMÉTRICA



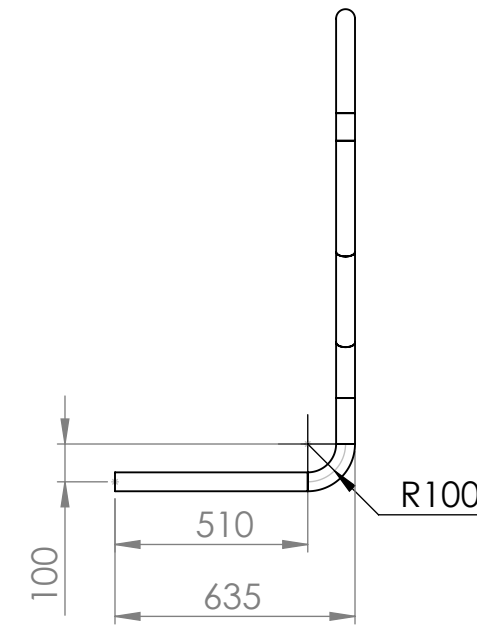
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-CH-AV-0-000101	1
2	AH-CH-AV-0-000102	1
3	AH-CH-AV-0-000103	4
4	AH-CH-AV-0-000104	2
5	AH-CH-AV-0-000105	2

Observaciones Se sueldan ambos extremos de los perfiles.	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Revisado		ENSAMBLAJES PERFILES REDONDOS
	Aprobado		
	Escala 1:20	Título	
	Rug.		Material

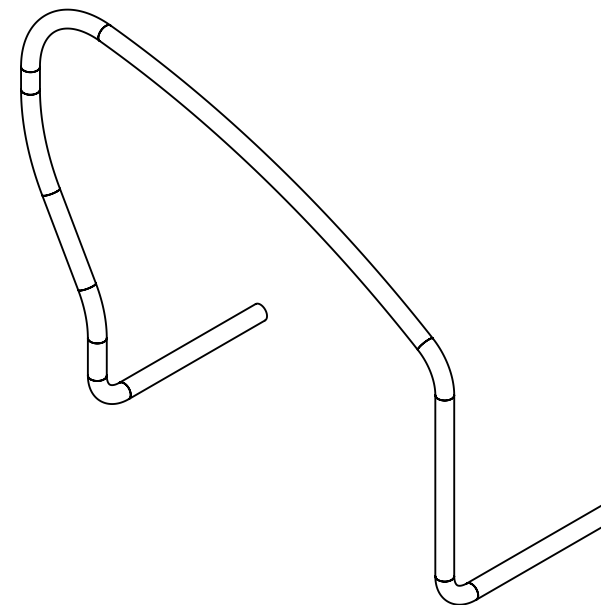
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA

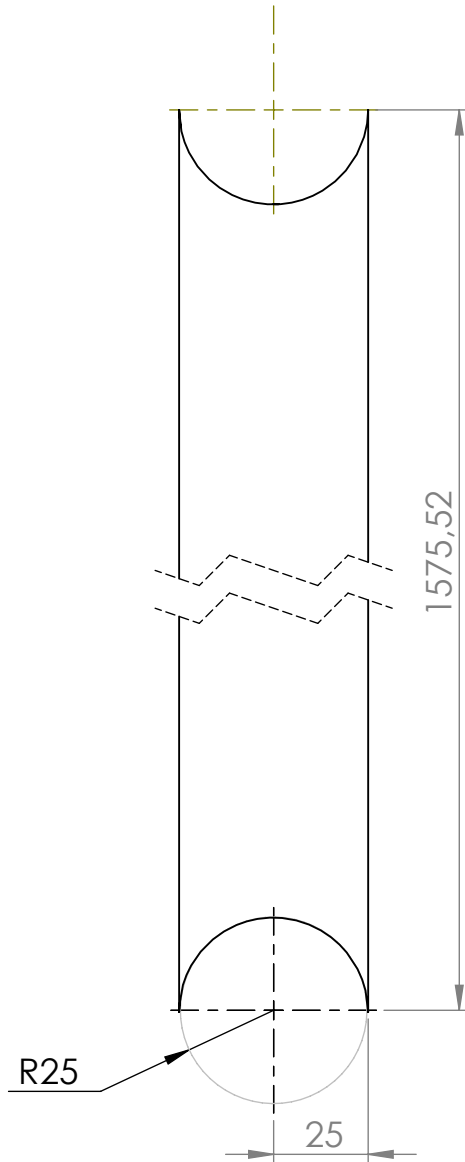


VISTA ISOMÉTRICA



Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala	Título		
	1:20	ANTIVUELCO LATERAL DERECHO		AH-CH-AV-0-000101
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Material Perfil comercial redondo 50x2 mm. Acero SAE 4130

VISTA FRONTAL

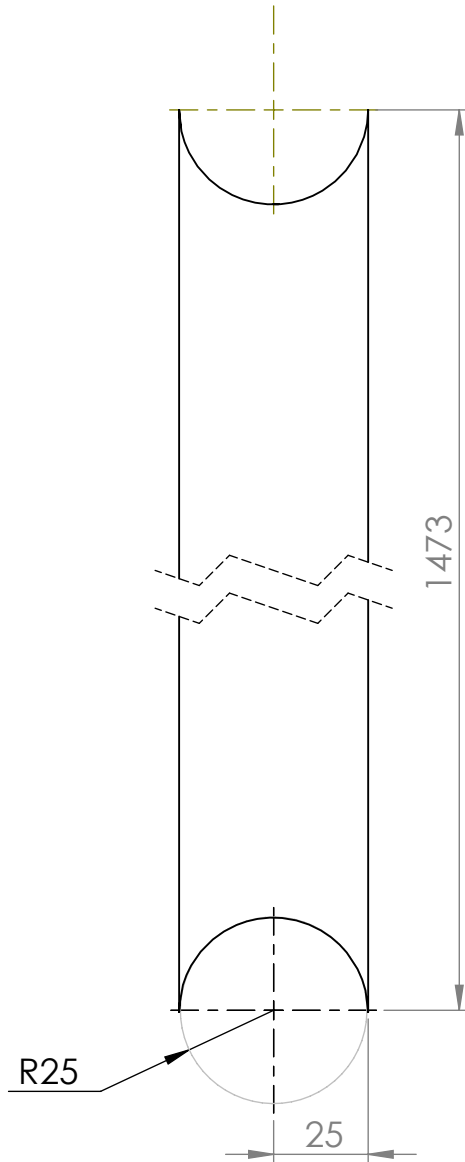


VISTA ISOMÉTRICA



Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:2	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	PERFIL REDONDO 50x2-1576 mm.		Material Perfil comercial redondo 50x2 mm. Acero SAE 4130

VISTA FRONTAL

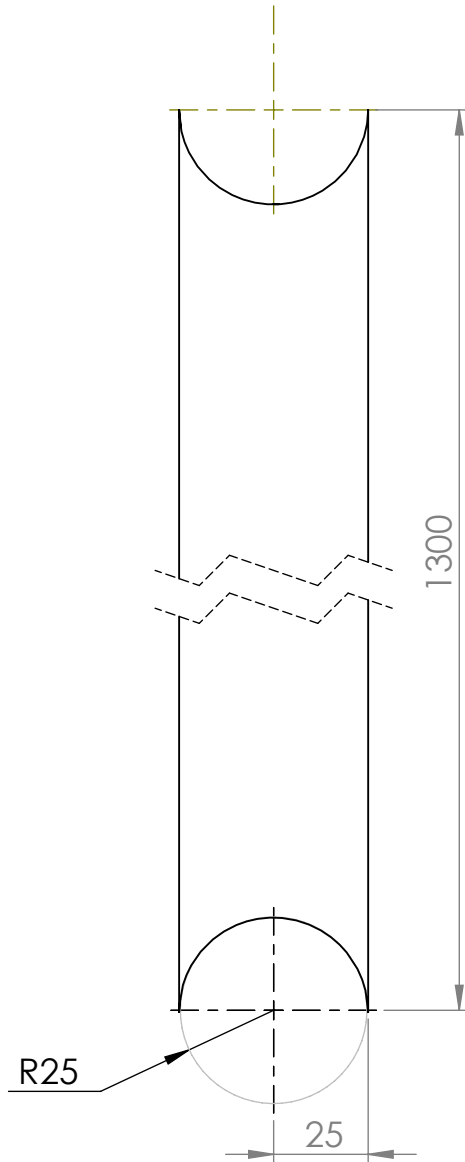


VISTA ISOMÉTRICA



Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:2	Título		
		PERFIL REDONDO 50x2-1473 mm.		AH-CH-AV-0-000104
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Material Perfil comercial redondo 50x2 mm. Acero SAE 4130

VISTA FRONTAL

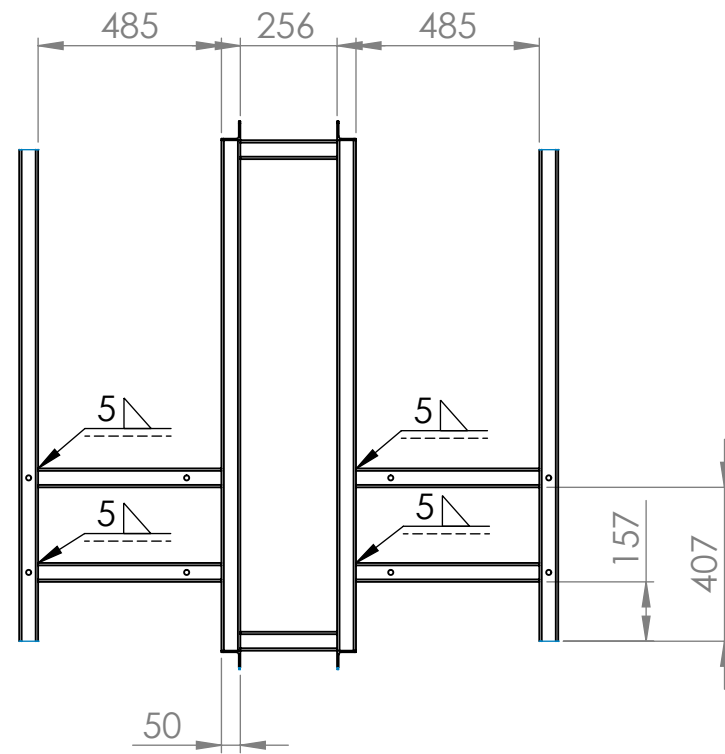


VISTA ISOMÉTRICA

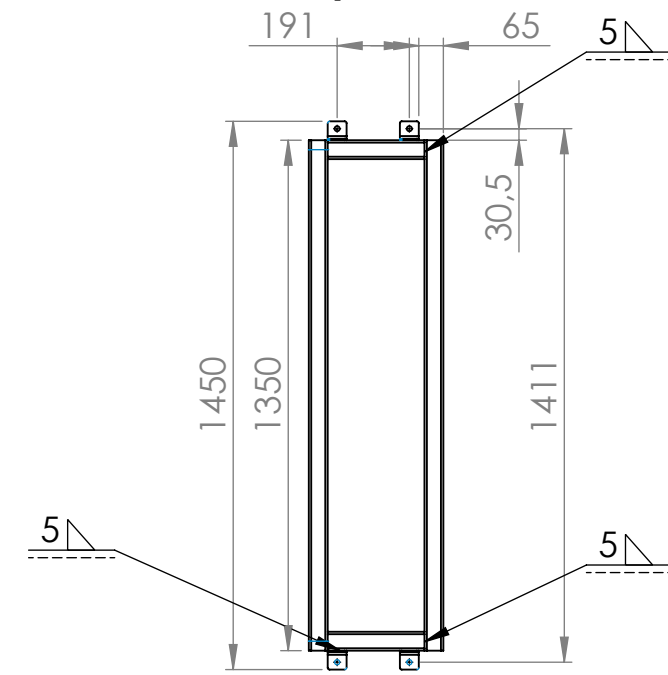


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:2	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	PERFIL REDONDO 50x2-1300 mm.		Material Perfil comercial redondo 50x2 mm. Acero SAE 4130

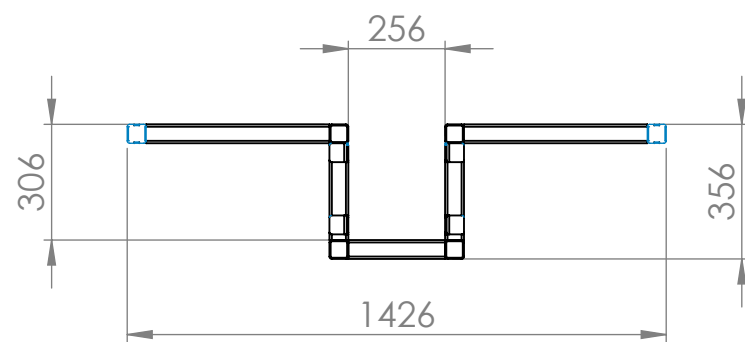
VISTA FRONTAL



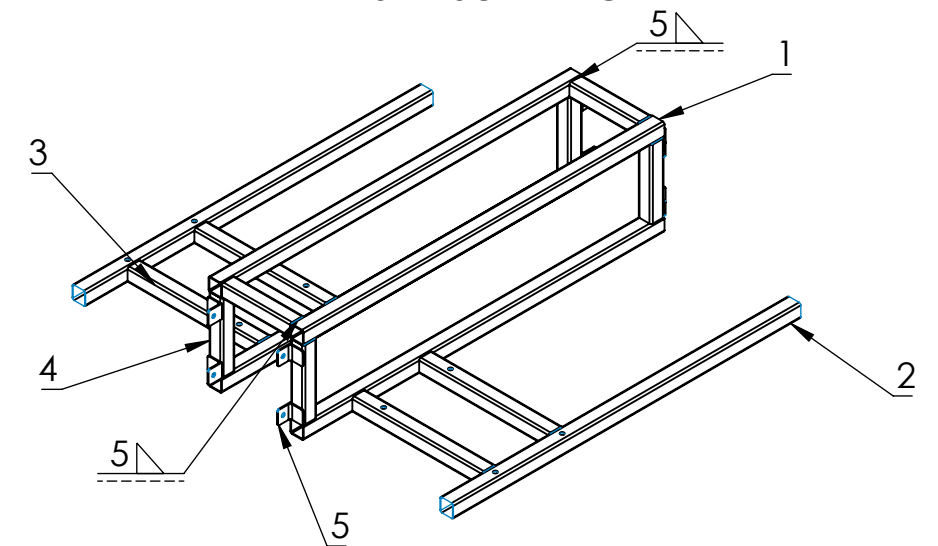
VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA SUPERIOR



VISTA ISOMÉTRICA

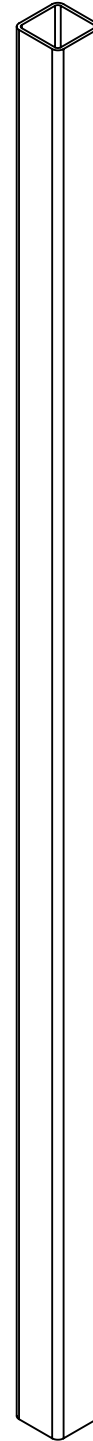
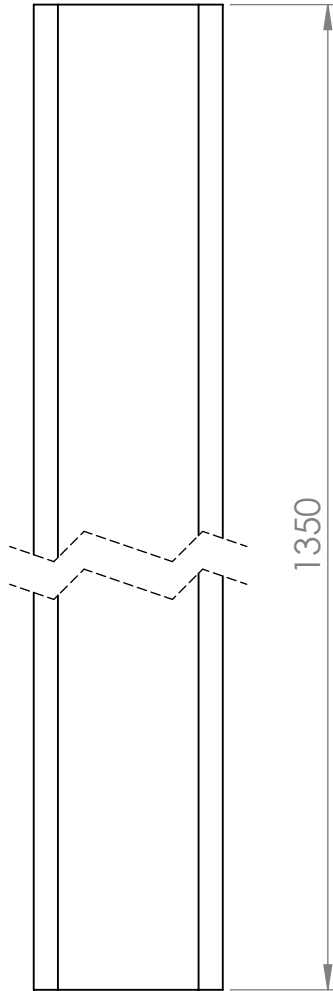


N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-CH-AV-0-000201	4
2	AH-CH-AV-0-000202	2
3	AH-CH-AV-0-000203	4
4	AH-CH-AV-0-000204	6
5	AH-CH-AV-0-000205	8

Observaciones Se sueldan ambos extremos de los perfiles.	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:20	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	ENSAMBLAJE PERFILES CAÑOS ESTRUCTURALES		Material

VISTA ISOMÉTRICA

VISTA FRONTAL

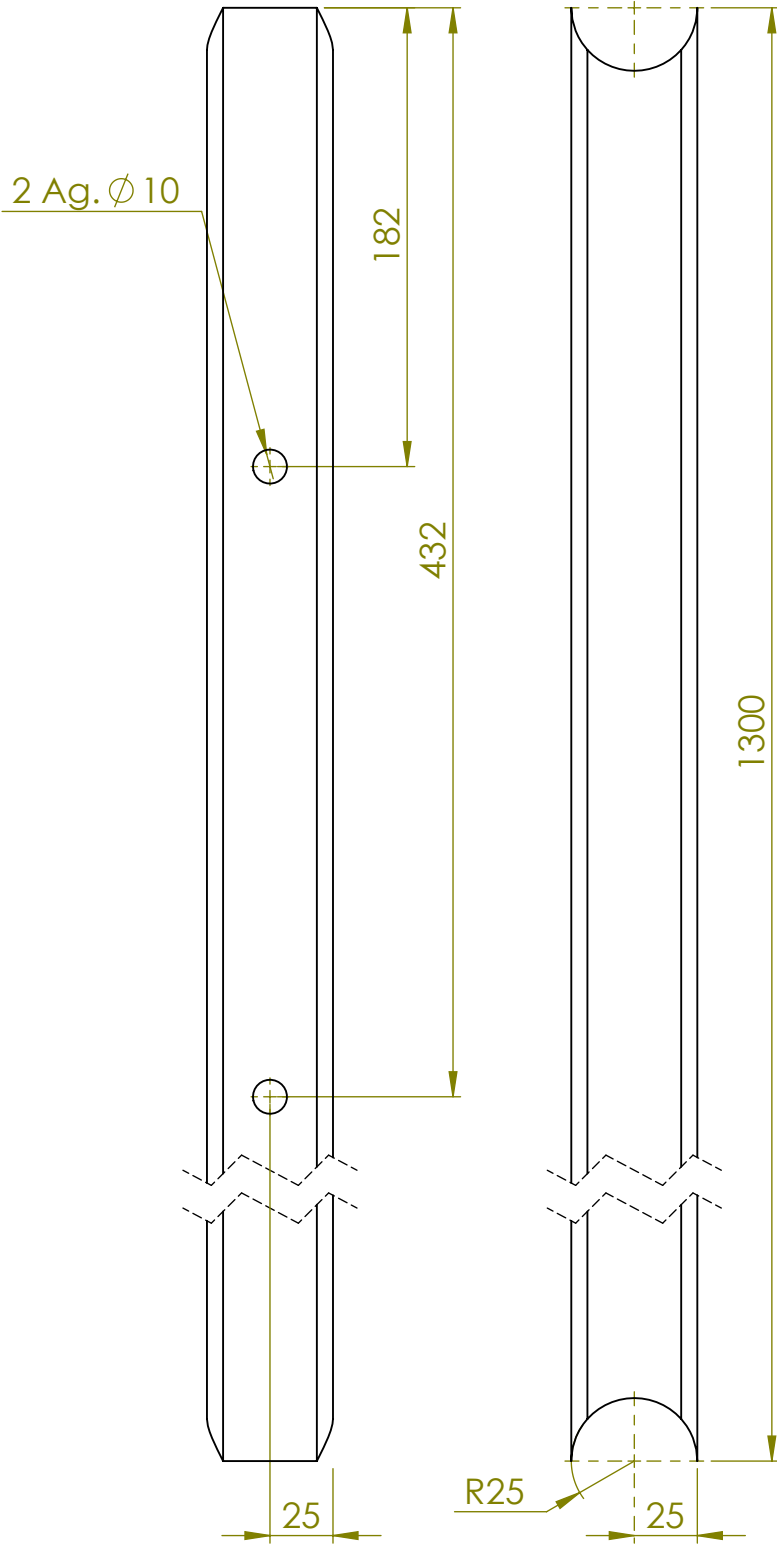


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:2	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm		PERFIL CAÑO ESTRUCTURAL 50x50x3.2-1350 mm.		AH-CH-AV-0-000201
	Rug.			Material Perfil comercial caño estructural 50x30x3.2 mm. Acero SAE 4130

VISTA FRONTAL

VISTA LATERAL IZQUIERDA

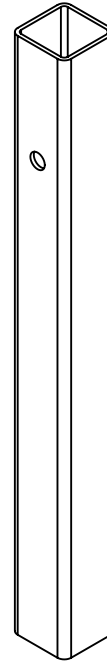
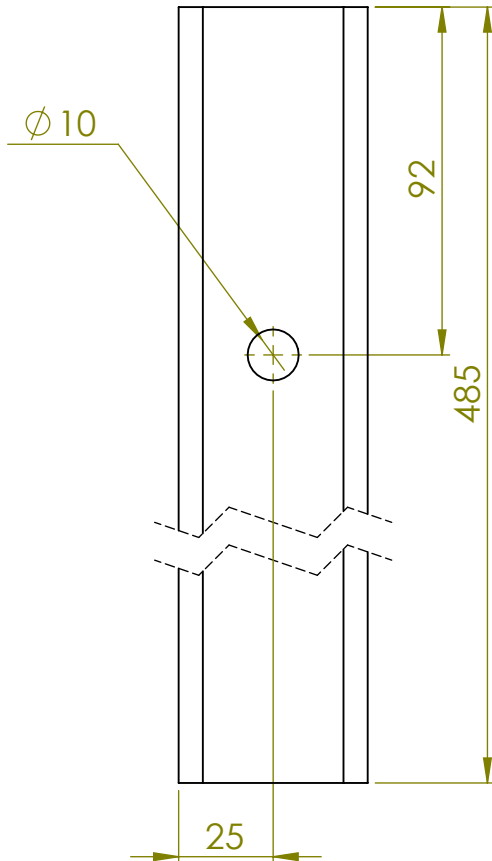
VISTA ISOMÉTRICA



Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Escala 1:3	Título		Código
	PERFIL CAÑO ESTRUCTURAL 50x50x3.2-1300mm CORTADO Y AGUJERADO.		AH-CH-AV-0-000202
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.		Material Perfil comercial caño estructural 50x30x3.2 mm. Acero SAE 4130

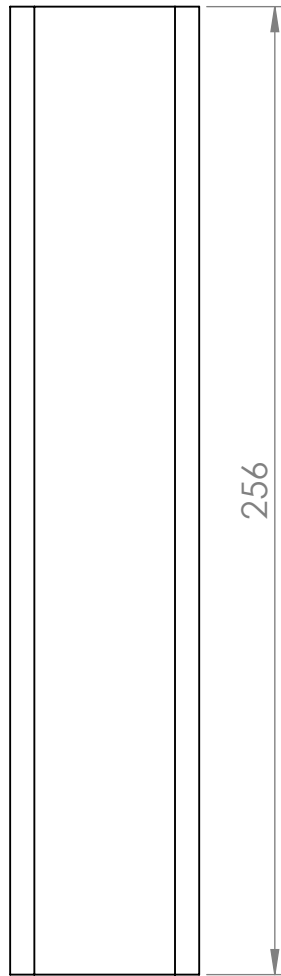
VISTA FRONTAL

VISTA ISOMÉTRICA

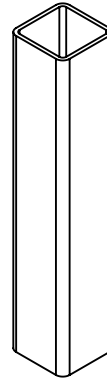


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:2	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	PERFIL CAÑO ESTRUCTURAL 50x50x3.2-485 mm.		Material Perfil comercial caño estructural 50x30x3.2 mm. Acero SAE 4130

VISTA FRONTAL

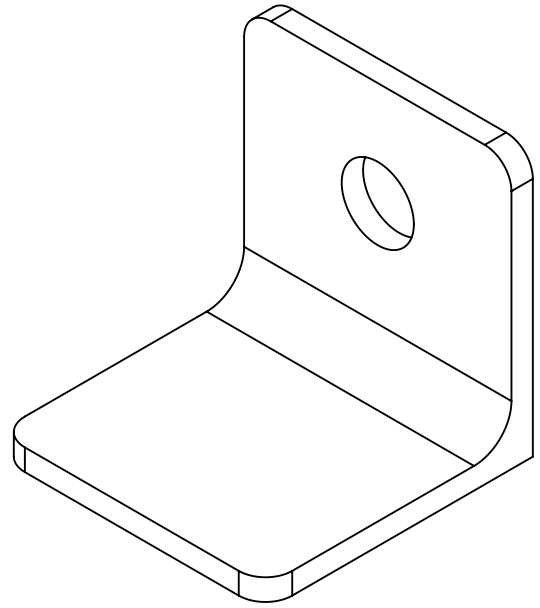


VISTA ISOMÉTRICA

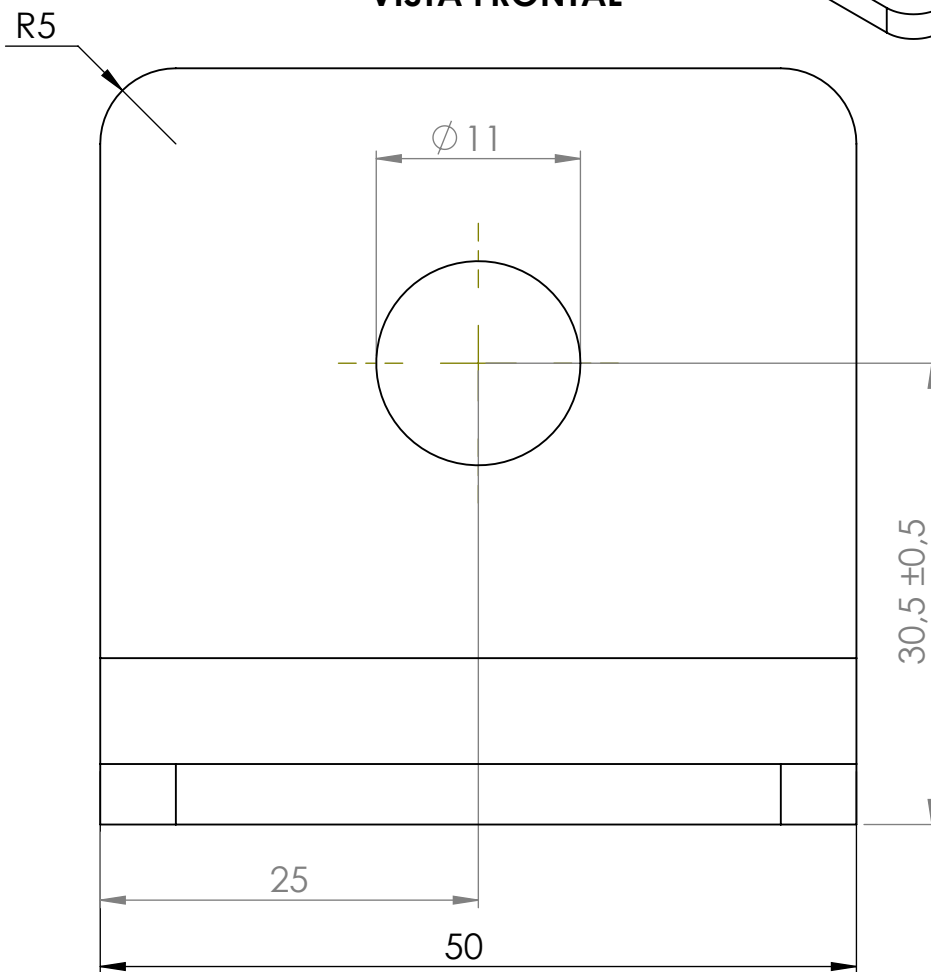


Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Escala 1:2	Título	
		PERFIL CAÑO ESTRUCTURAL 50x50x3.2-256 mm.	
	Rug.	Código	Material
		AH-CH-AV-0-000204	Perfil comercial caño estructural 50x30x3.2 mm. Acero SAE 4130

VISTA ISOMÉTRICA

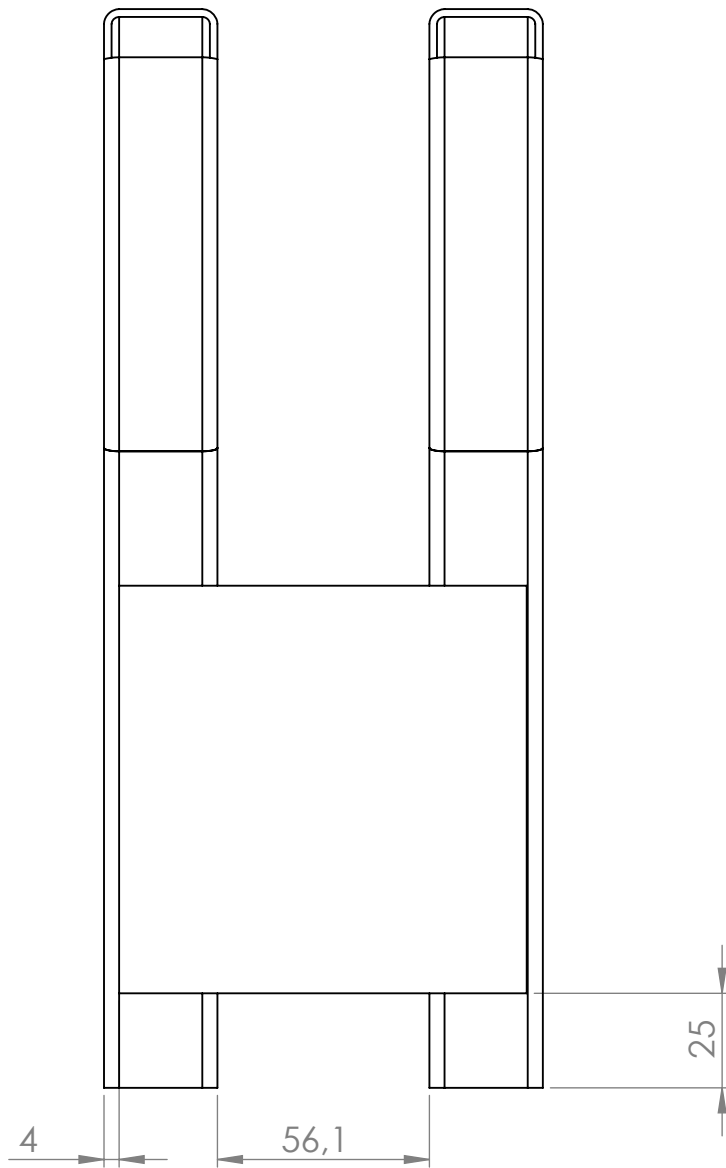


VISTA FRONTAL

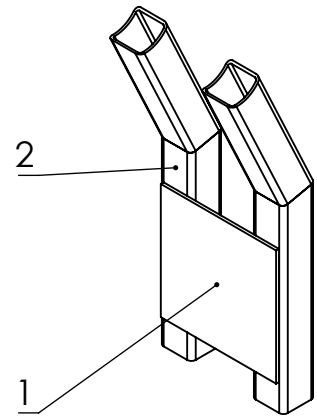


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala	Título		
	2:1	PERFIL ÁNGULO 50x50x4-50 mm.		AH-CH-AV-0-000205
				Material
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Perfil comercial ángulo 50x50x4 mm. Acero SAE 1010

VISTA FRONTAL

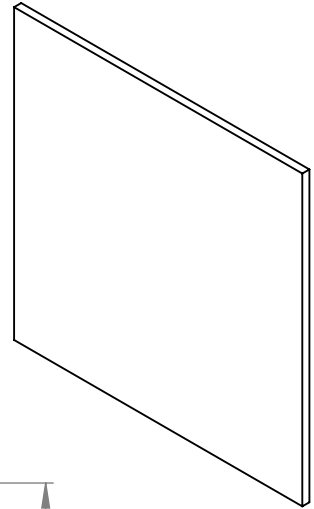


VISTA ISOMÉTRICA

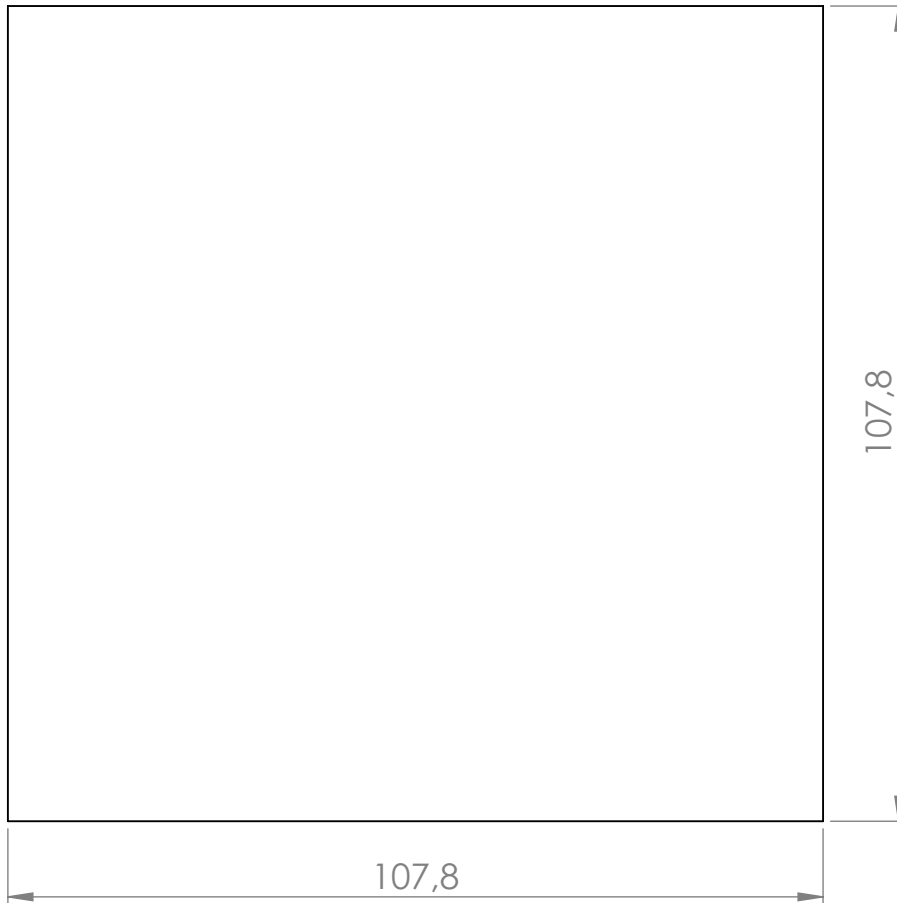


N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO		CANTIDAD
1	AH-CH-AV-0-000301		1
2	AH-CH-AV-0-000302		2
Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Escala 1:2	Título		Código
	SOPORTE COLUMNA DIRECCIÓN		AH-CH-AV-0-000300
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.		Material

VISTA ISOMÉTRICA

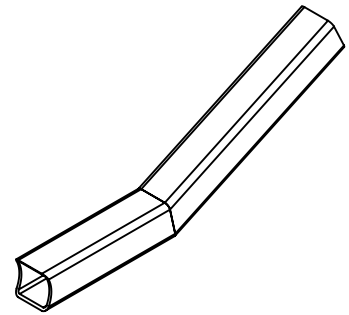


VISTA FRONTAL

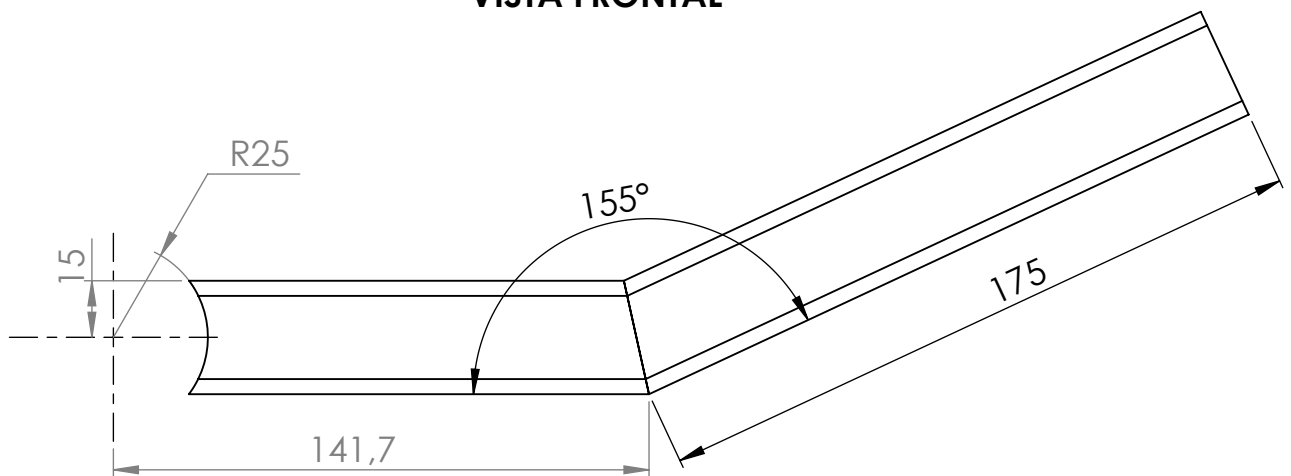


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	ROGO
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:1	Título		
		PLACA UNIÓN CAÑOS		AH-CH-AV-0-000301
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Material Chapa e=2.66 mm. Acero SAE 1010

VISTA ISOMÉTRICA

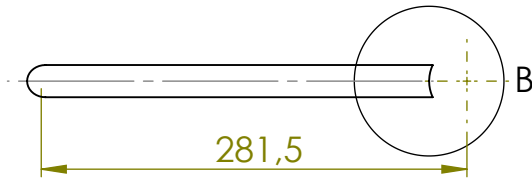


VISTA FRONTAL

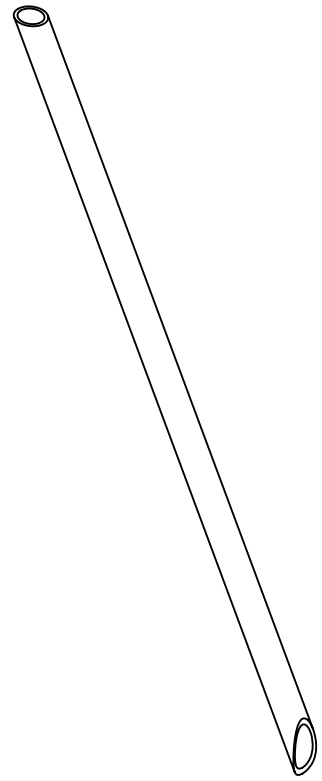


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:2	Título		
		CAÑO SOPORTE VOLANTE		AH-CH-AV-0-000302
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Material Perfil comercial caño estructural 30x30x2 mm. Acero SAE 1010

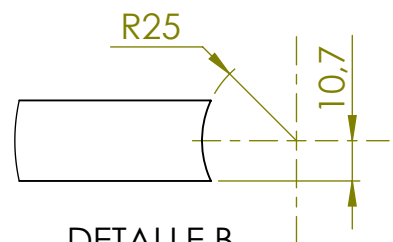
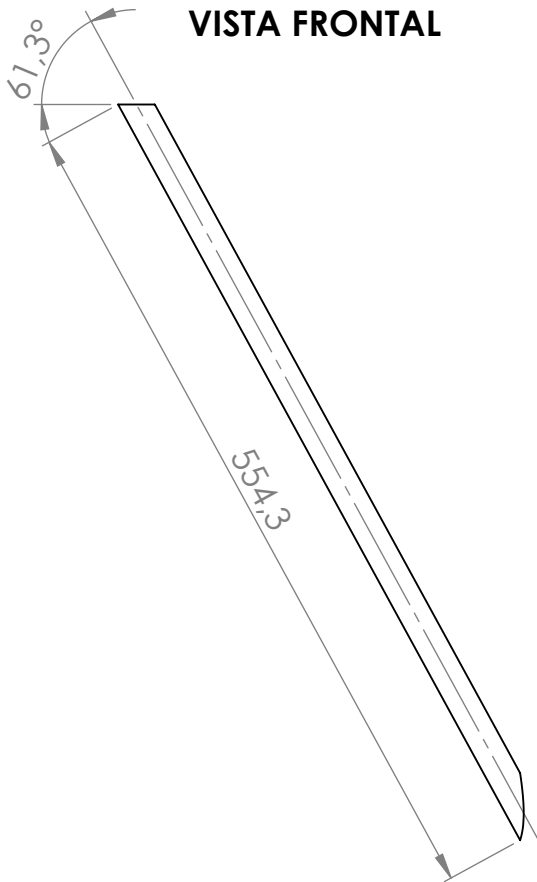
VISTA SUPERIOR



VISTA ISOMÉTRICA



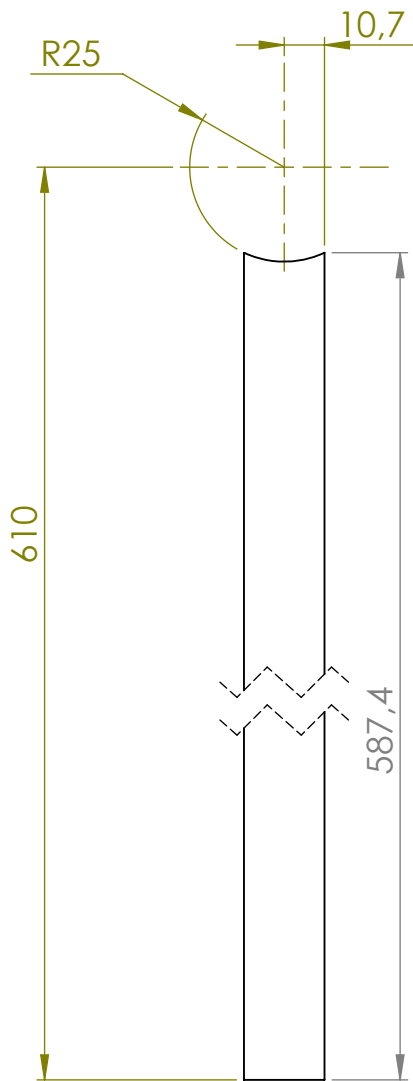
VISTA FRONTAL



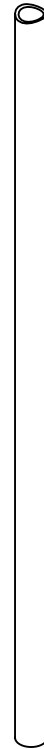
DETALLE B
ESCALA 1 : 2

Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:5	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	PERFIL REDONDO 21.3x2.3-660 mm.		Material Perfil comercial redondo 21.3x2.3 mm. Acero SAE 4130
				AH-CH-AV-0-000001

VISTA FRONTAL

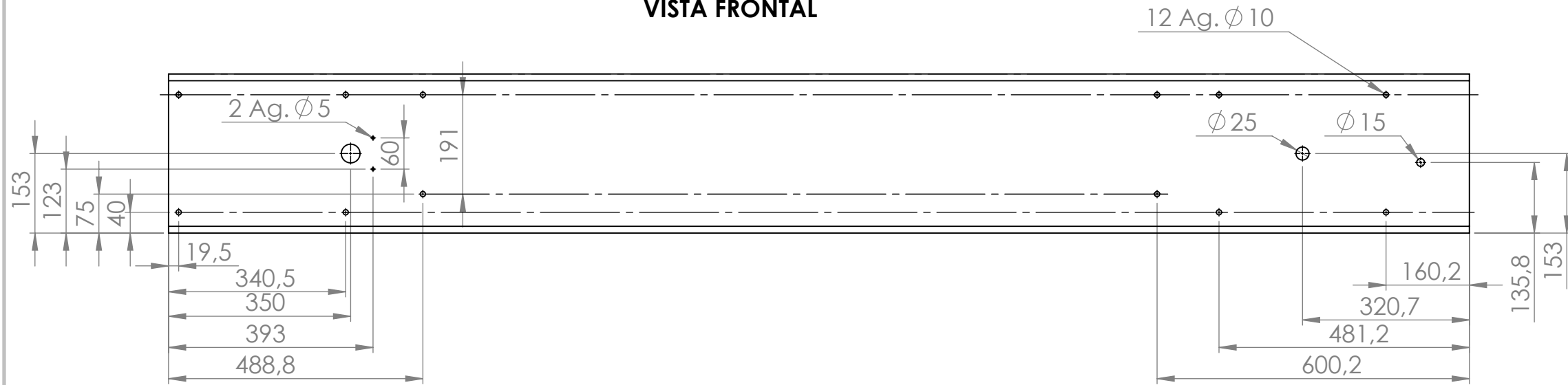


VISTA ISOMÉTRICA

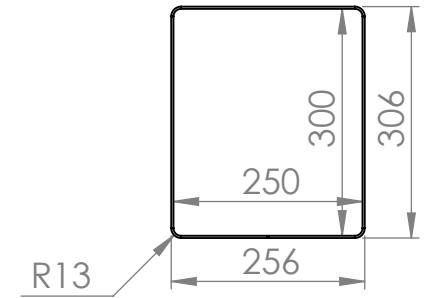


Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Escala 1:2	Título	Código
	Rug.	PERFIL REDONDO 21.3x2.3-610 mm.	AH-CH-AV-0-000002
			Material Perfil comercial redondo 21.3x2.3 mm. Acero SAE 4130

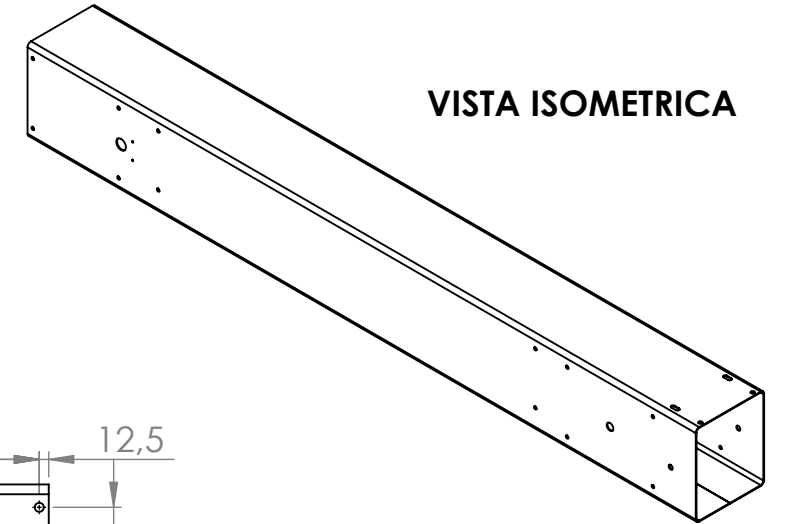
VISTA FRONTAL



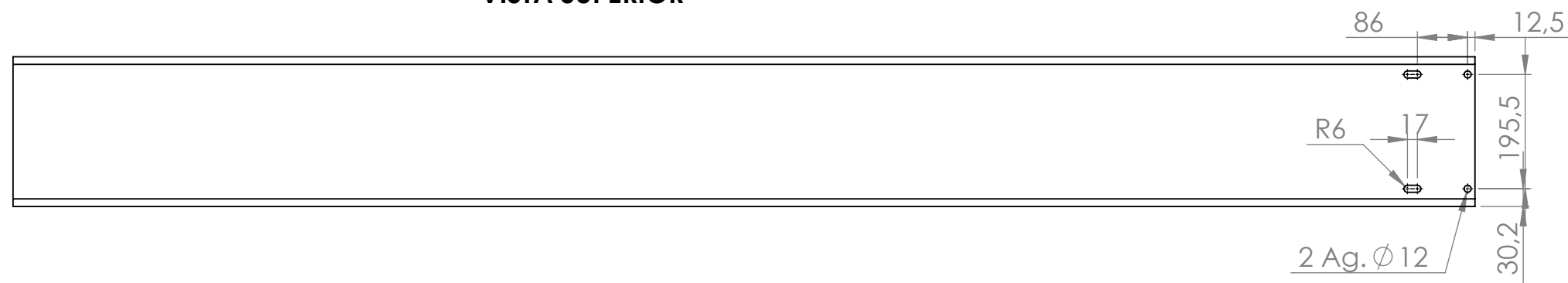
VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA ISOMETRICA

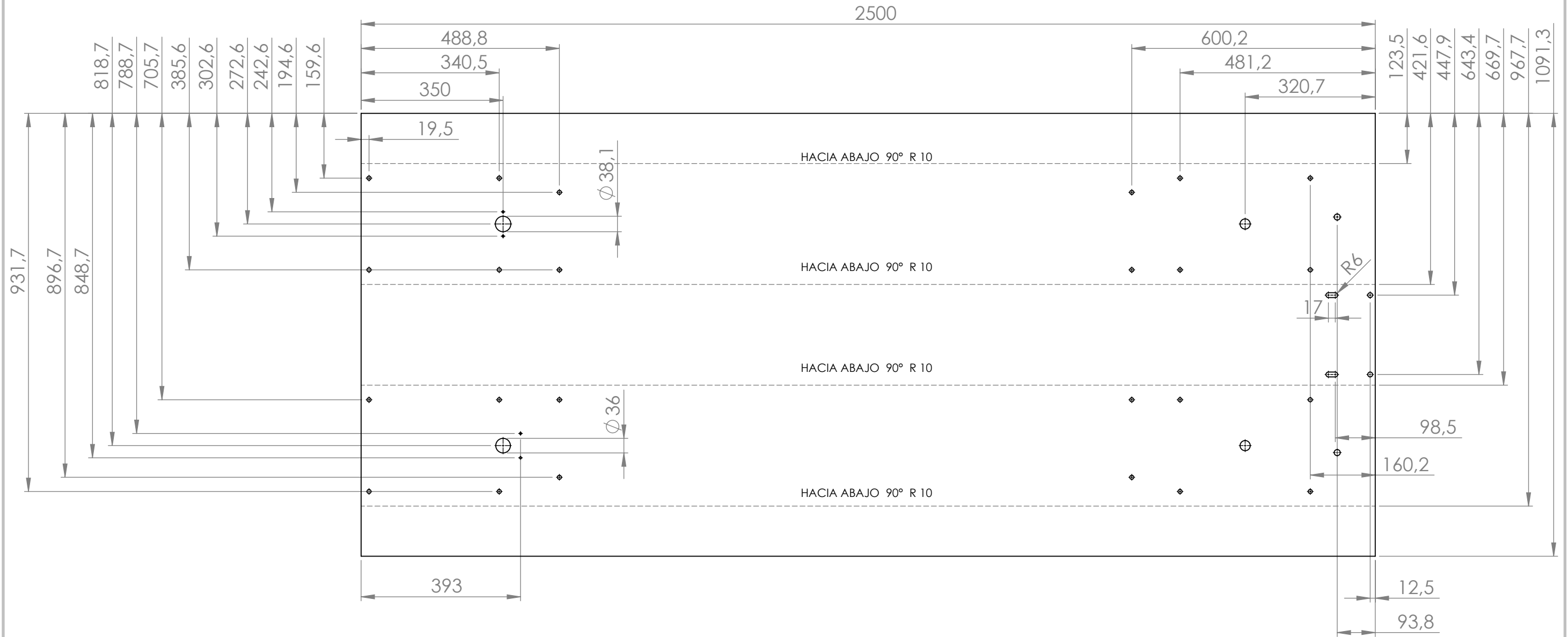


VISTA SUPERIOR



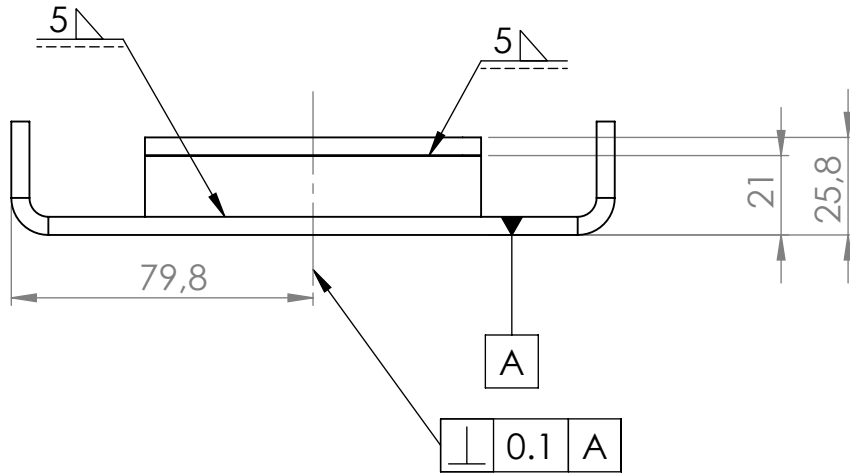
Observaciones Cotas en chapa desplegada con tolerancia $\pm 0.2\text{mm}$	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:10	Título		
Tol. no indicadas	Rug.	VIGA CAJÓN		Material Chapa e=3mm. Acero Docol 220 BH

CHAPA DESPLEGADA

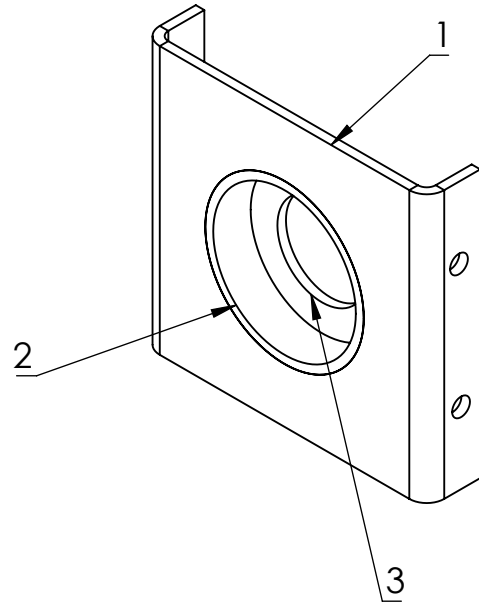


Observaciones Cotas en chapa desplegada con tolerancia ±0.2mm	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:10	Título		
Tol. no indicadas	Rug.	VIGA CAJÓN		Código AH-CH-VC-0-000001
				Material Chapa e=3mm. Acero Docol 220 BH

VISTA FRONTAL



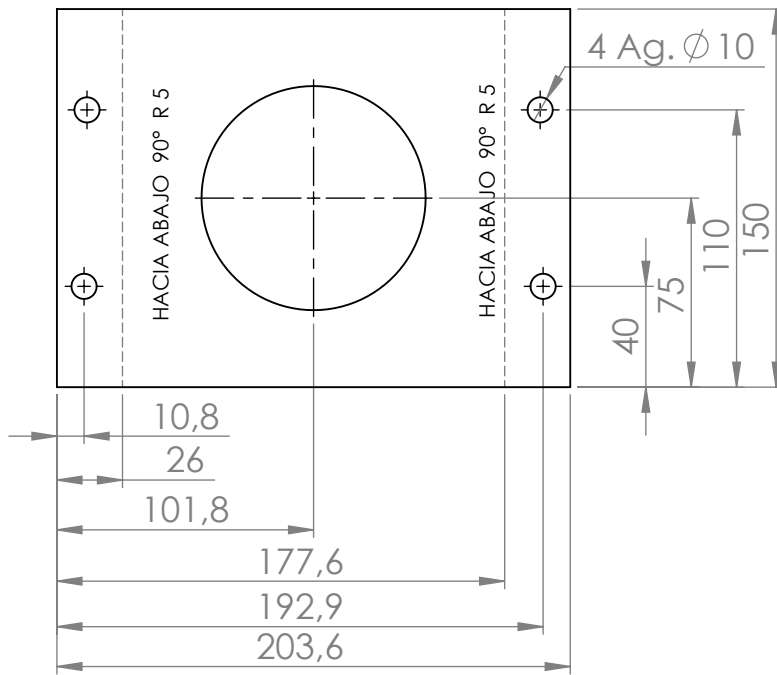
VISTA ISOMÉTRICA



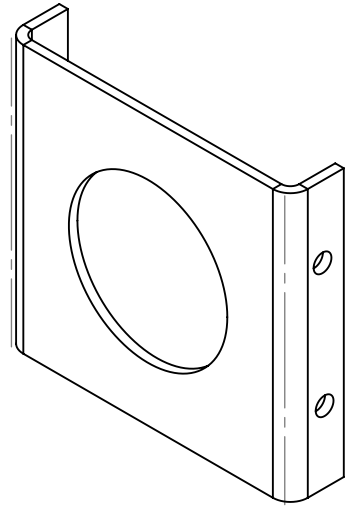
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-TR-00-0-000101	1
2	AH-TR-00-0-000102	1
3	AH-TR-00-0-000103	1

Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
	Escala 1:3	Título	Código AH-TR-00-0-000100
		SOPORTE RODAMIENTO	Material
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.		

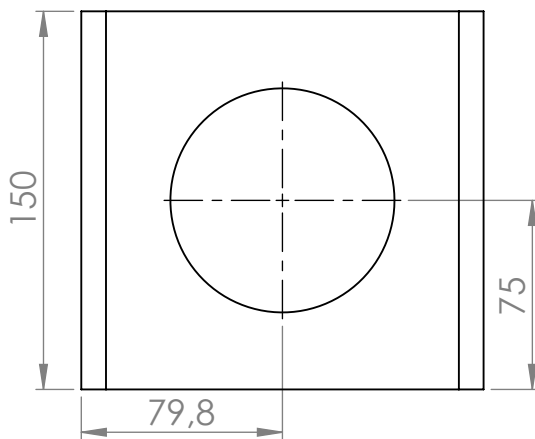
CHAPA DESPLEGADA



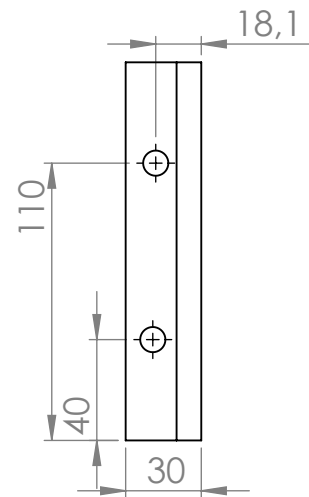
VISTA ISOMÉTRICA



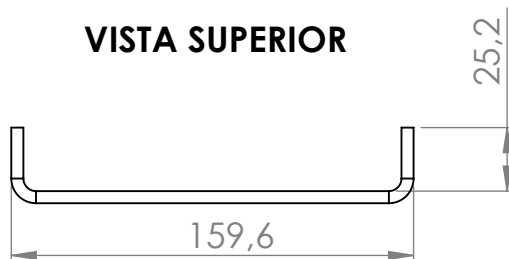
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA SUPERIOR



Observaciones
Cotas en chapa
desplegada con
tolerancia $\pm 0.2\text{mm}$

	Fecha	Firma
Dibujado		
Revisado		
Aprobado		

Escala
1:3

Título



Tol. no indicadas
 $\pm 1\text{ mm}$

Rug.

ROGO

Código

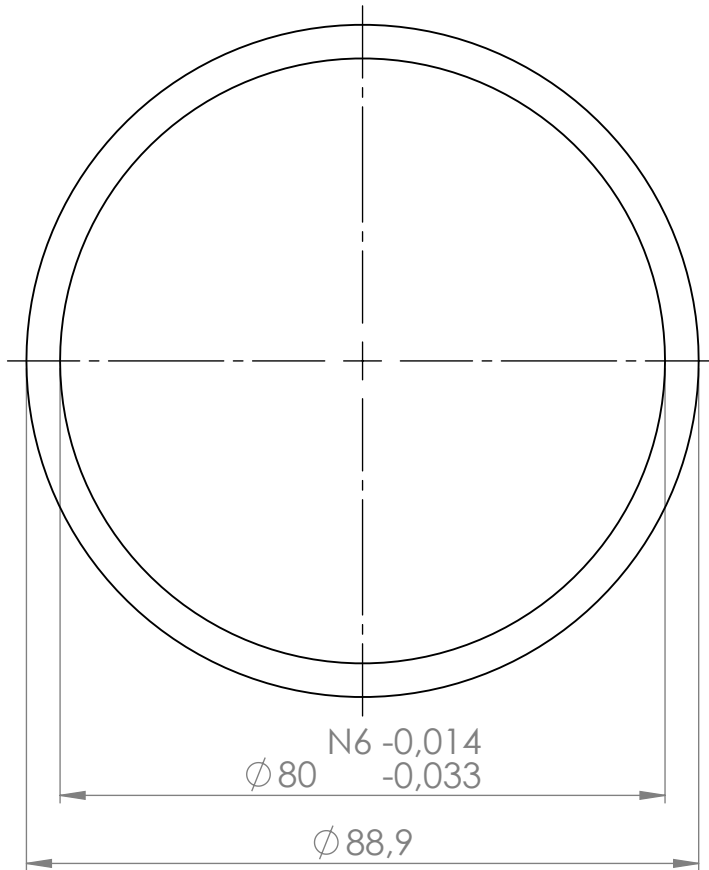
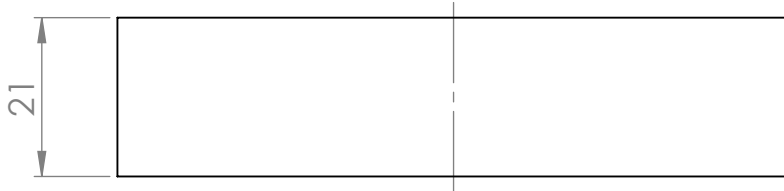
AH-TR-00-0-000101

Material

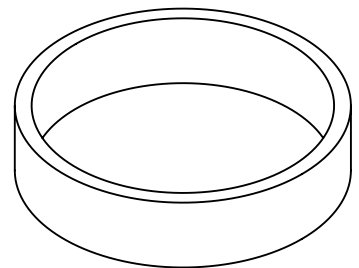
Chapa e= 4.8 mm.
Acero SAE 1010

CHAPÓN SOPORTE RODAMIENTO

VISTA FRONTAL

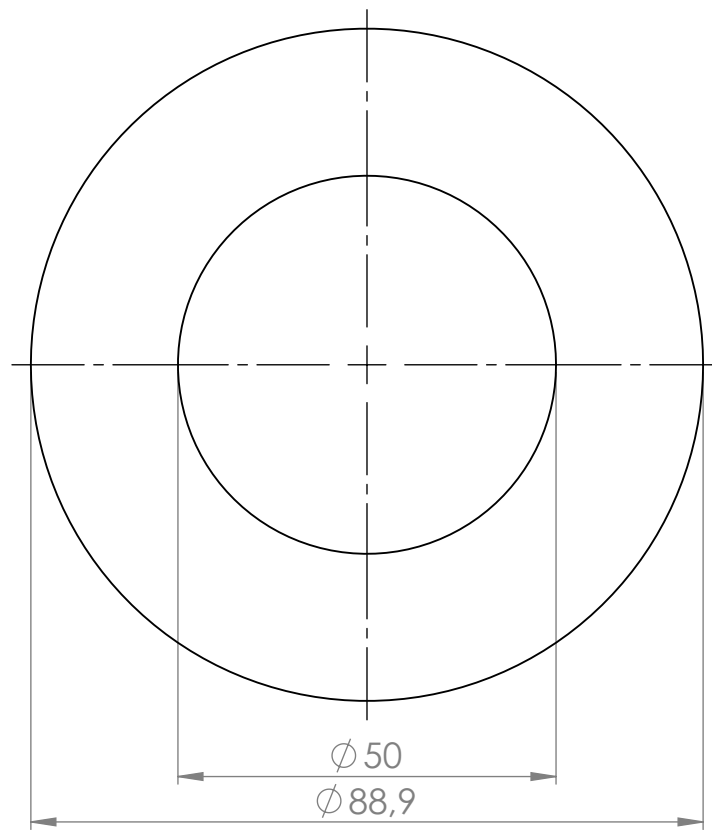


VISTA ISOMÉTRICA

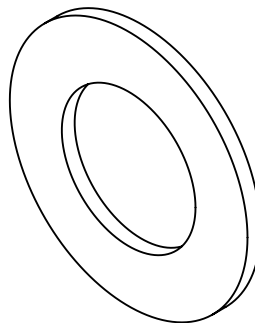


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:1	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	TUBO PORTA RODAMIENTO		AH-TR-00-0-000102
				Material Tubo redondo 88.9x4.75mm. Acero SAE 1010

VISTA FRONTAL

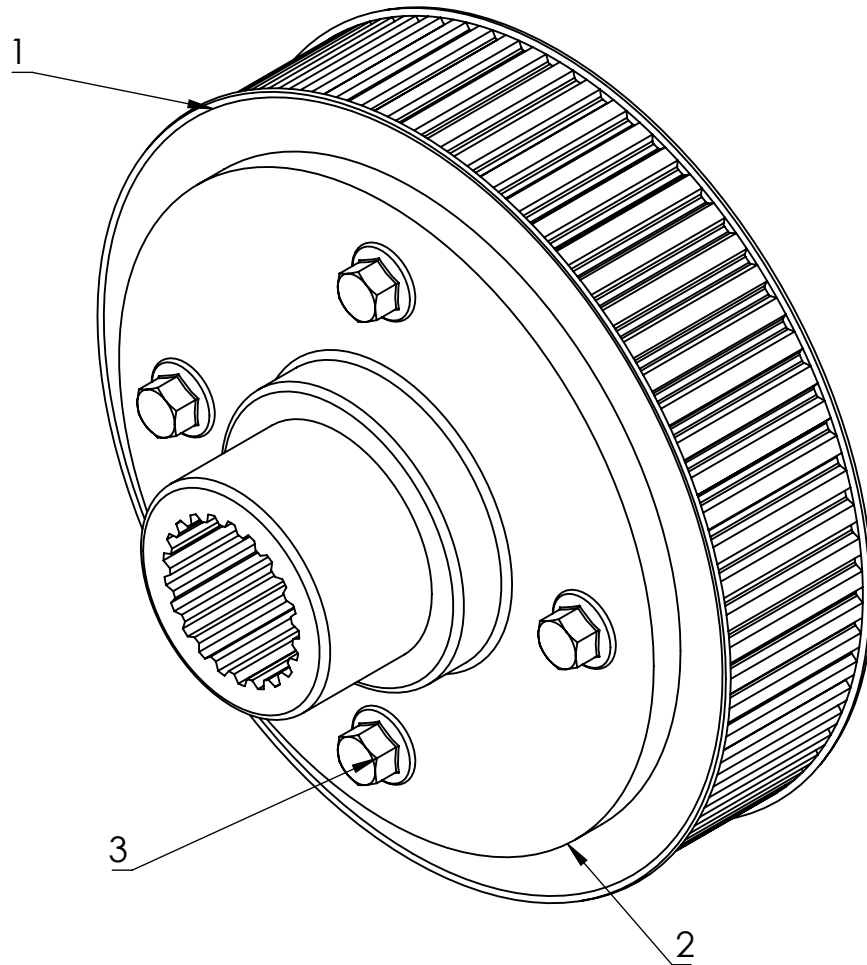


VISTA ISOMÉTRICA



Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:1	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	TAPA TUBO PORTARODAMIENTO		AH-TR-00-0-000103
				Material Chapa e= 4.8 mm. Acero SAE 1010

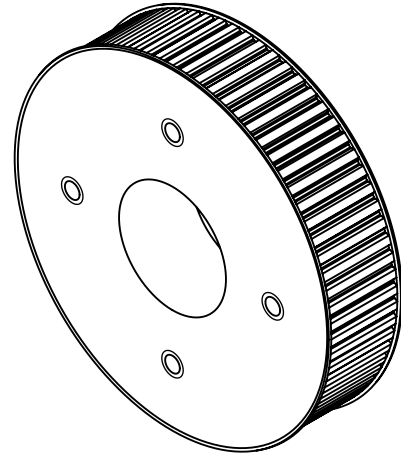
VISTA ISOMÉTRICA



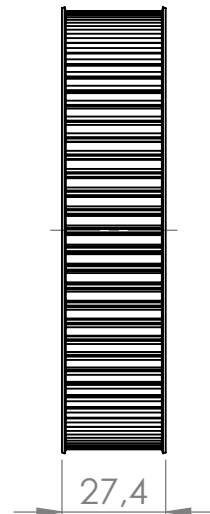
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-TR-00-0-000201	1
2	AH-TR-00-0-000202	1
3	B M5x08x12-HA-12	4

Observaciones	Fecha	Firma	ROGO
Dibujado			
Revisado			
Aprobado			
Escala 1:2	Título		Código
	ENSAMBLAJE POLEA GRANDE Y CUBO		AH-TR-00-0-000200
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.		Material

VISTA ISOMÉTRICA

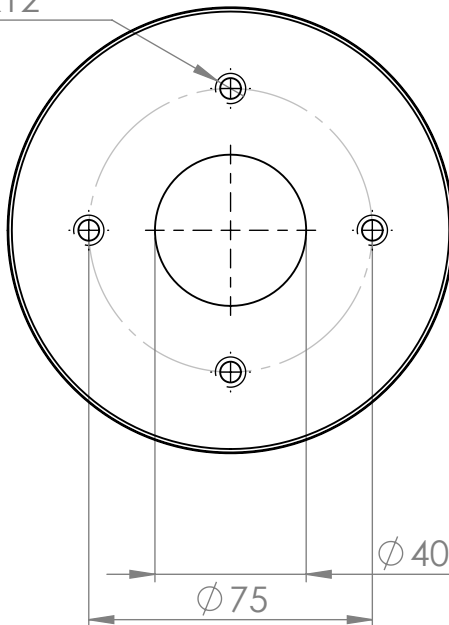


VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA FRONTAL

4 Ag. $\varnothing 4.2 \times 15$
M5x0.8x12



$\varnothing 40$ F7 +0,050
+0,025

Observaciones
Se parte de polea comercial, a la cual se le modifica su centro y se realizan las perforaciones pertinentes.

Dibujado	Fecha	Firma
Revisado		
Aprobado		

Escala 1:2	Título

POLEA GRANDE

ROGO

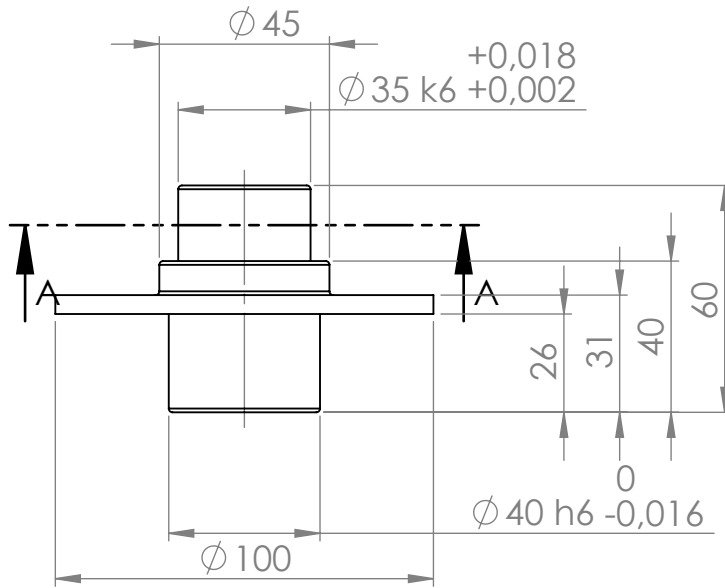
Código
AH-TR-00-0-000201

Tol. no indicadas
 ± 1 mm

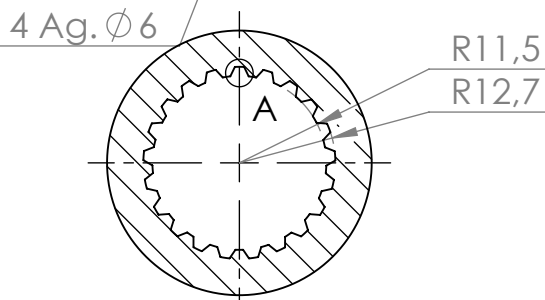
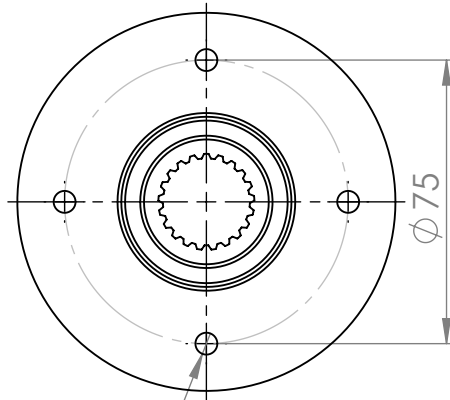
Rug.

Material
Aluminio

VISTA FRONTAL

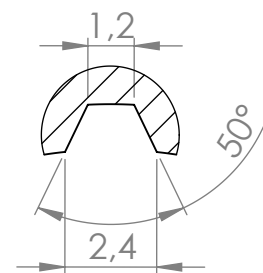
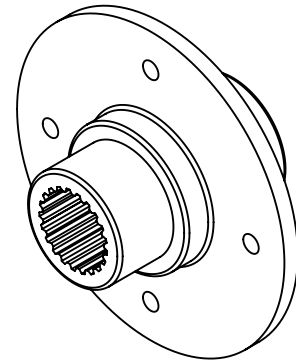


VISTA SUPERIOR



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

VISTA ISOMÉTRICA



DETALLE A
ESCALA 5 : 1

Observaciones
Redondeo no
especificado
1mm.

Fecha	Firma
Dibujado	
Revisado	
Aprobado	

Escala
1:2

Título



Tol. no indicadas
 $\pm 1 \text{ mm}$

Rug.

**CUBO POLEA
GRANDE**

ROGO

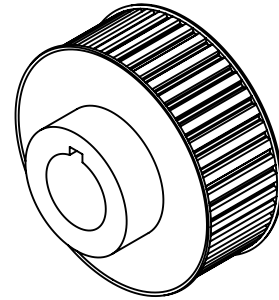
Código

AH-TR-00-0-000202

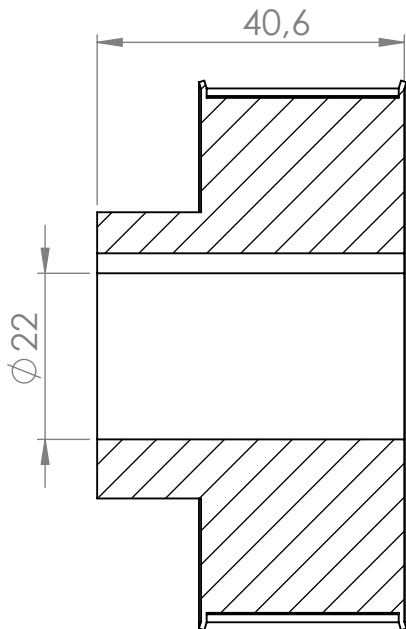
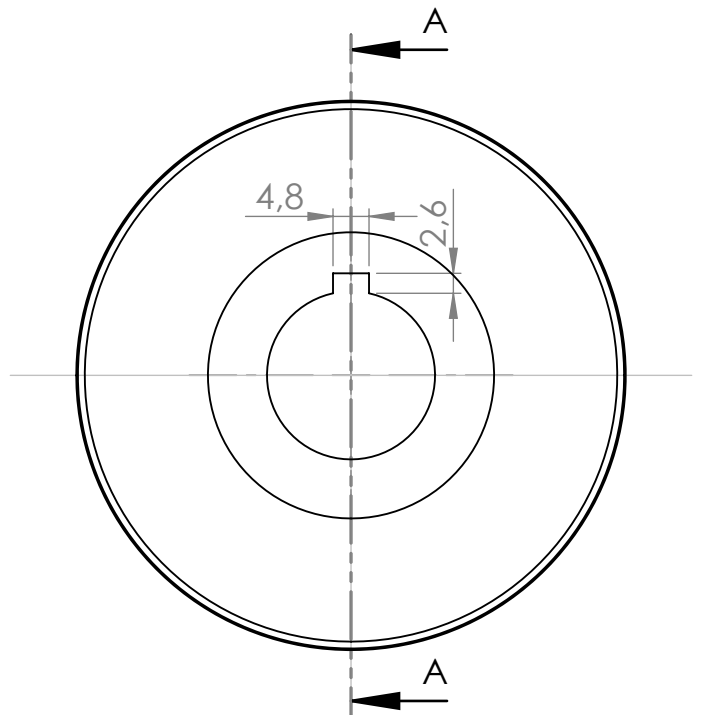
Material

Aluminio 6061-T6

VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



SECCIÓN A-A

Observaciones
Se parte de polea comercial, a la cual se le modifica su centro y se realiza ranura para claveta.

Dibujado	Fecha	Firma
Revisado		
Aprobado		

Escala 1:1	Título

Tol. no indicadas
± 1 mm

Rug.

POLEA PEQUEÑA

ROGO

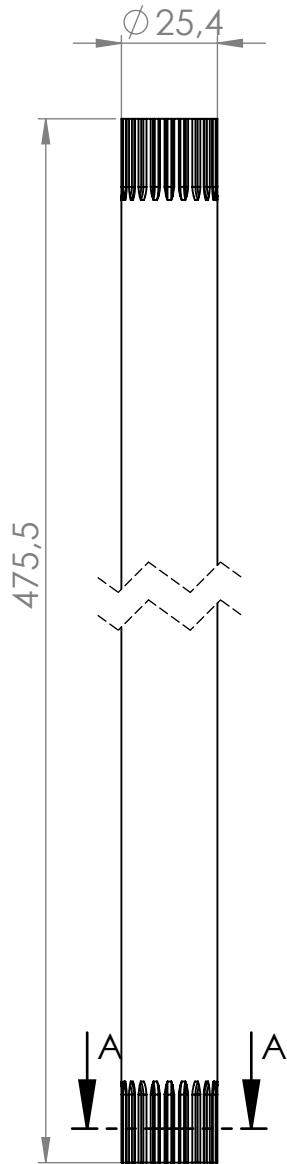
Código

AH-TR-00-0-000001

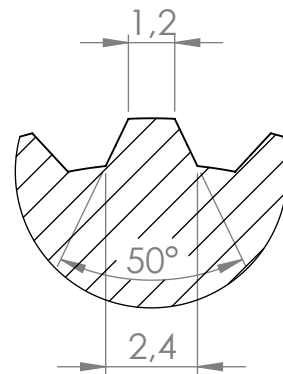
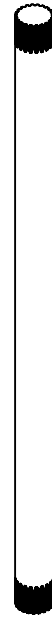
Material

Aluminio

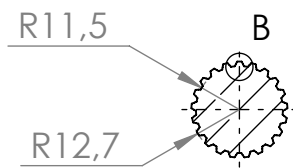
VISTA FRONTAL



VISTA ISOMÉTRICA



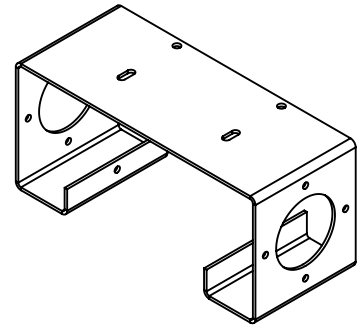
DETALLE B
ESCALA 5 : 1



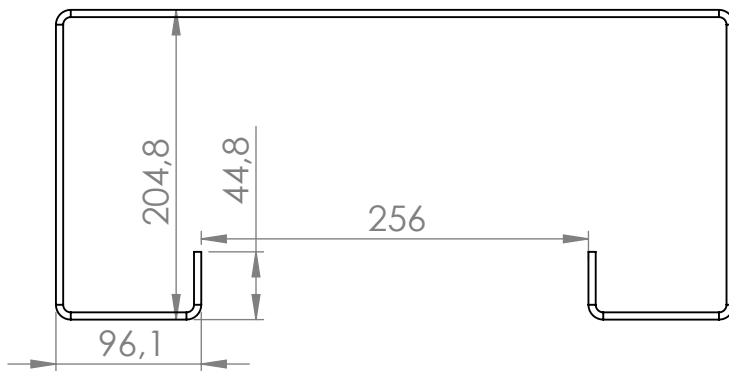
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Escala 1:2	Título SEMIEJE	Código AH-TR-00-0-000002
	Rug.		Material Barra comercial redonda 25.4 mm. Acero SAE 1010

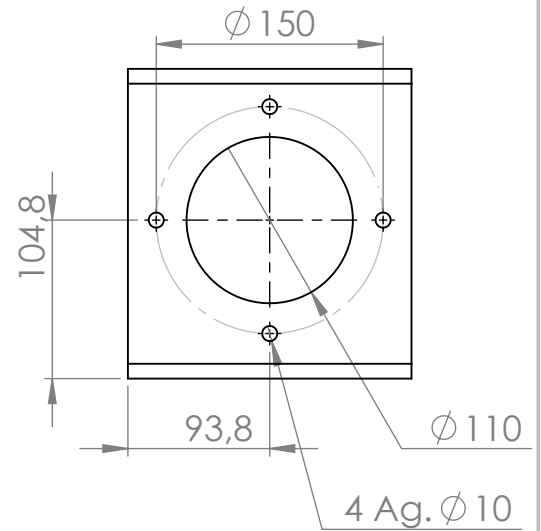
VISTA ISOMÉTRICA



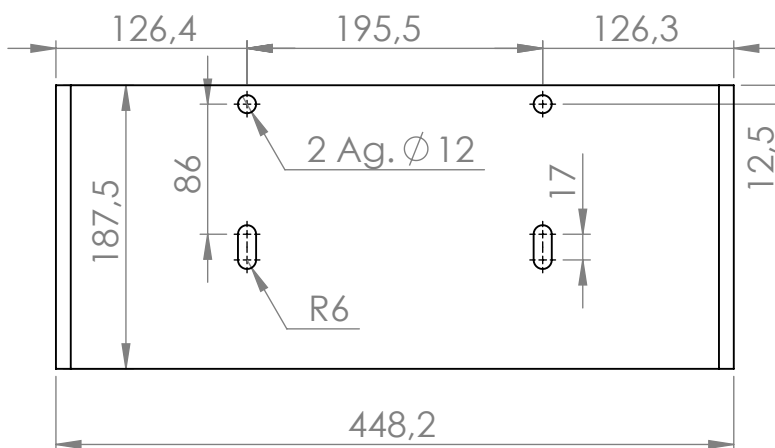
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA

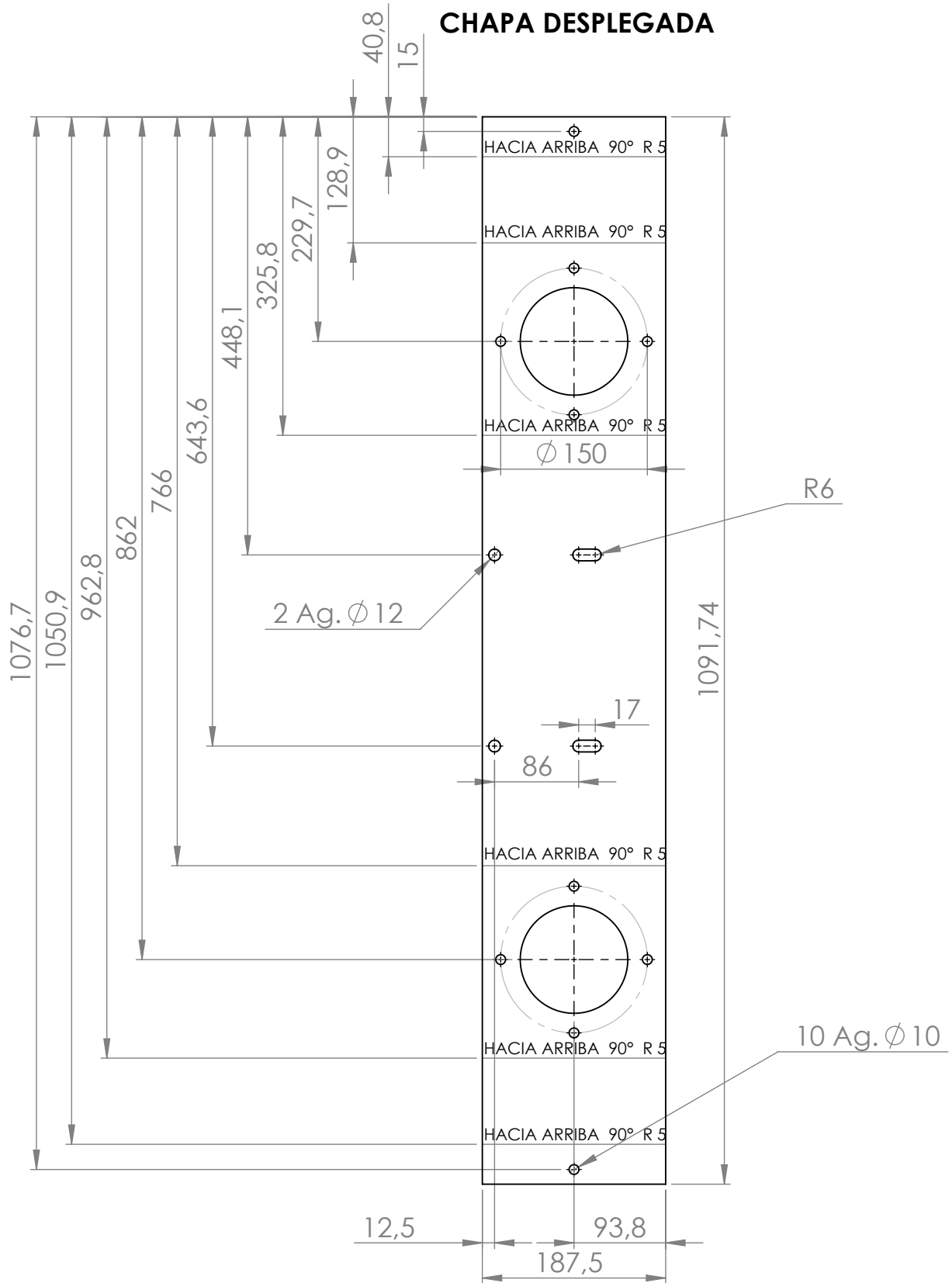


VISTA SUPERIOR



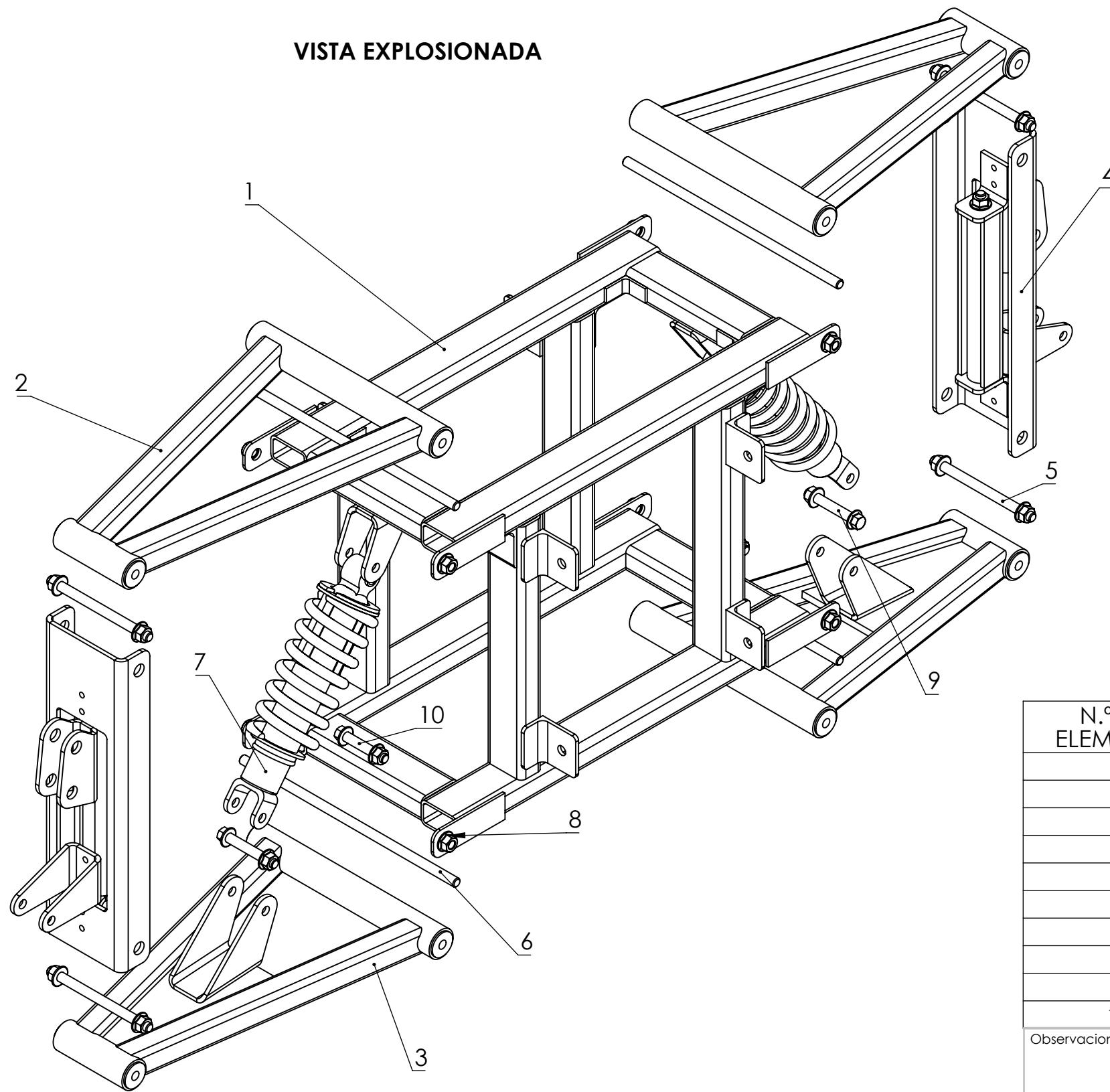
Observaciones Cotas en chapa desplegada con tolerancia $\pm 0.2\text{mm}$	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:1	Título		
Tol. no indicadas $\pm 1\text{ mm}$	Rug.	SOPORTE MOTORES		AH-MO-00-0-000001
				Material Chapa e= 4.8 mm. Acero SAE 1010

CHAPA DESPLEGADA

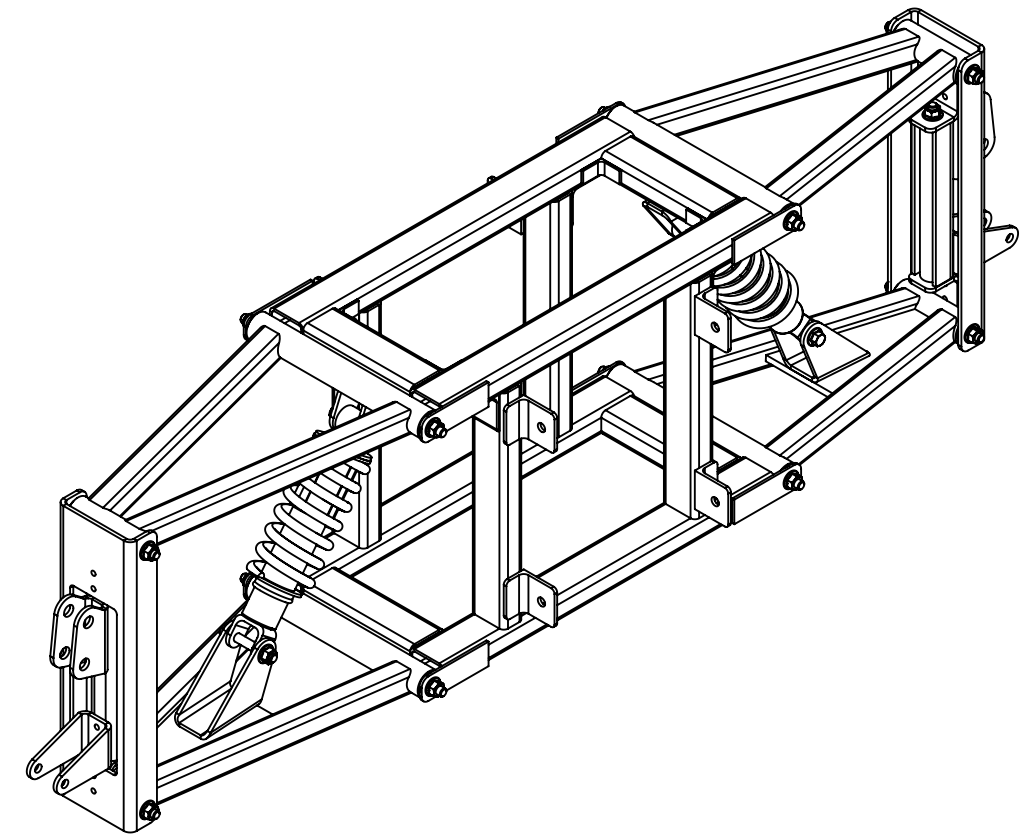


Observaciones Cotas en chapa desplegada con tolerancia $\pm 0.2\text{mm}$	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:6	Título		
Tol. no indicadas $\pm 1\text{ mm}$	Rug.	SOPORTE MOTORES		AH-MO-00-0-000001
				Material Chapa e= 4.8 mm. Acero SAE 1010

VISTA EXPLOSIONADA



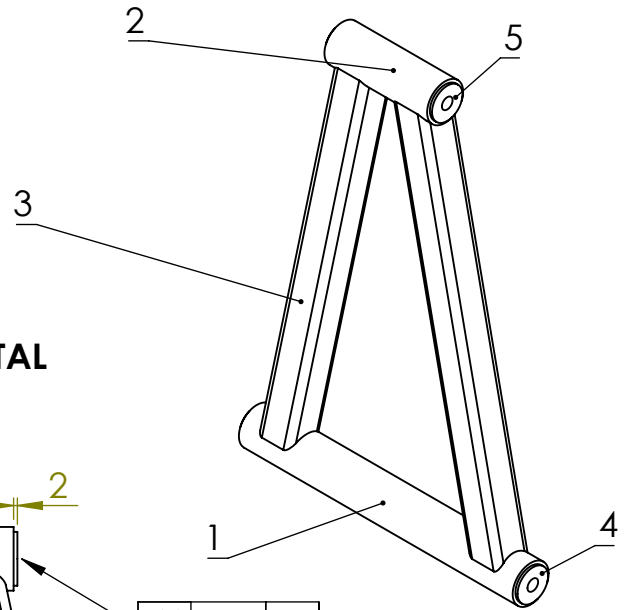
VISTA ISOMÉTRICA



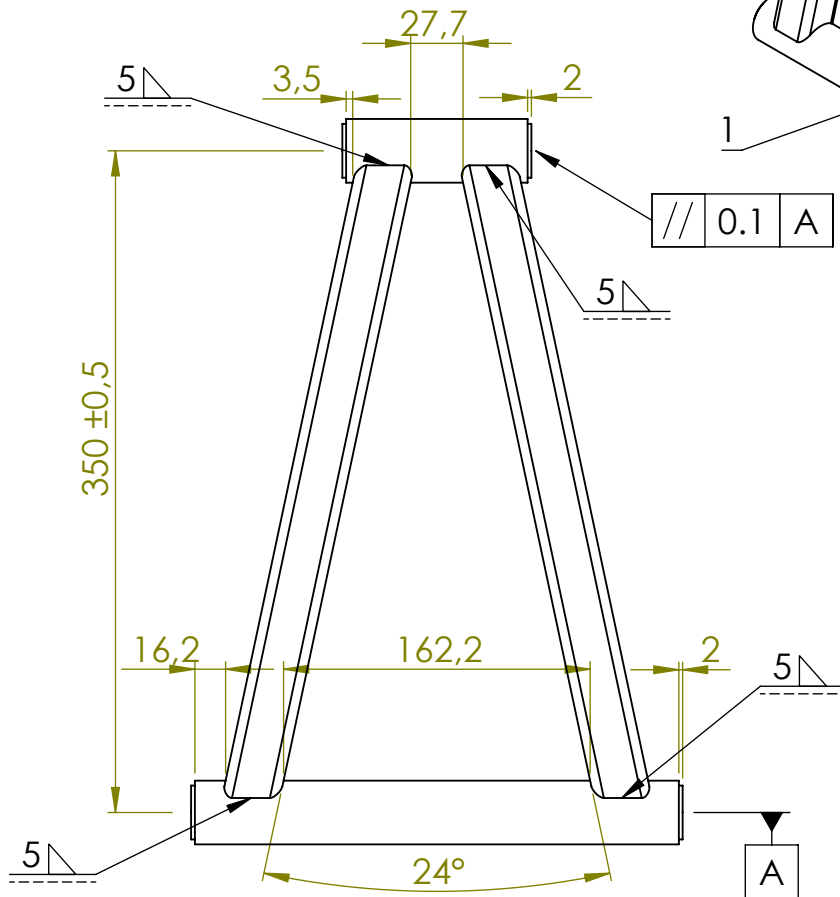
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-CH-AS-D-000000	1
2	AH-SU-PA-D-010000	2
3	AH-SU-PA-D-020000	2
4	AH-SU-PA-D-030000	2
5	AH-SU-PA-0-000002	4
6	AH-SU-PA-0-000003	4
7	AH-SU-PA-0-C00001	2
8	T M10x1.5	20
9	B M10x1.5x65-HA-65	2
10	B M10x1.5x55-HA-55	2

Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Escala 1:5	Título TREN DELANTERO		Código AH-SU-PA-D-000000
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.		Material

VISTA ISOMÉTRICA



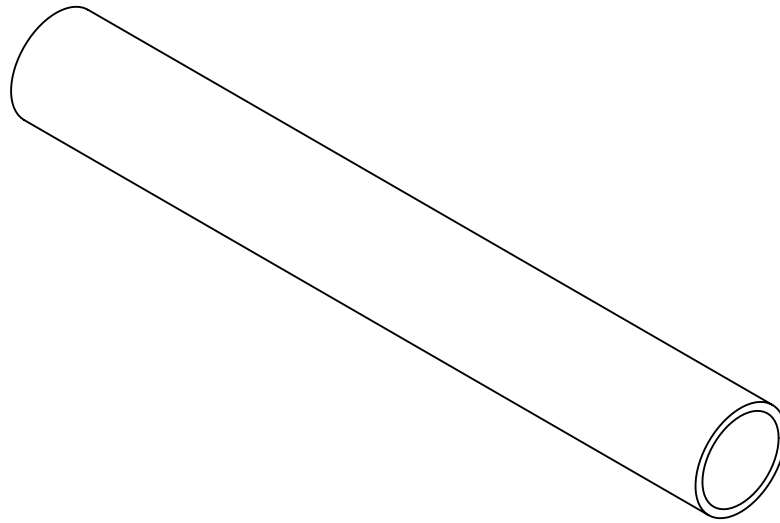
VISTA FRONTAL



N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-SU-PA-0-000101	1
2	AH-SU-PA-0-000102	1
3	AH-SU-PA-0-000103	2
4	AH-SU-PA-0-000104	1
5	AH-SU-PA-0-000105	1

Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Escala 1:4	Título		Código
	ENSAMBLAJE PARRILLA		AH-SU-PA-0-000100
Tol. no indicadas	Rug.		Material

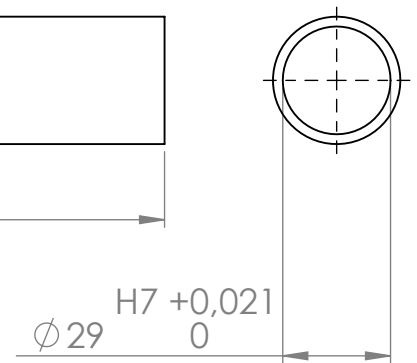
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL

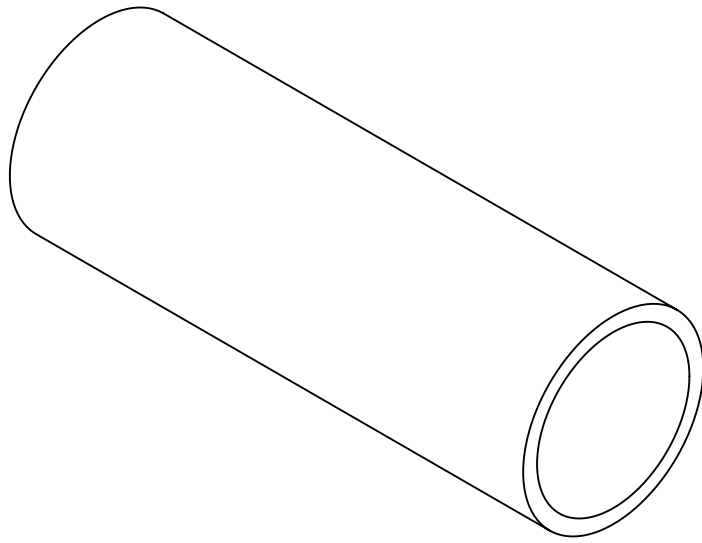


VISTA LATERAL IZQUIERDA

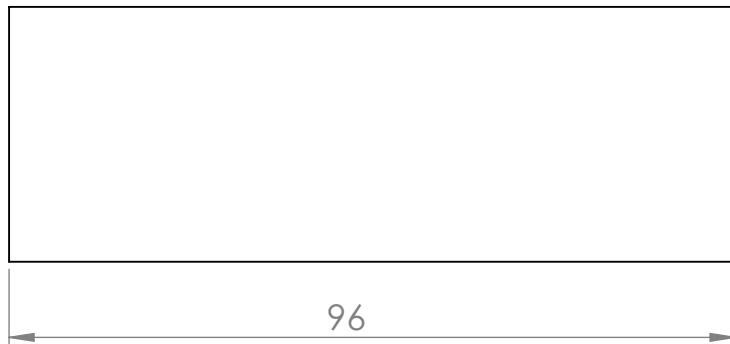


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:2	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	PERFIL REDONDO 33.7x2.6-256 mm.		Material Perfil comercial redondo 33.7x2.6 mm. Acero SAE 4130
				AH-SU-PA-0-000101

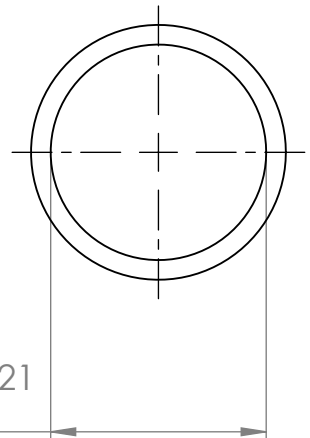
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL

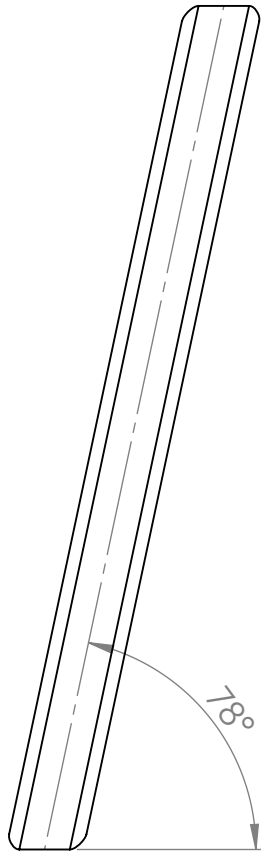


VISTA LATERAL IZQUIERDA

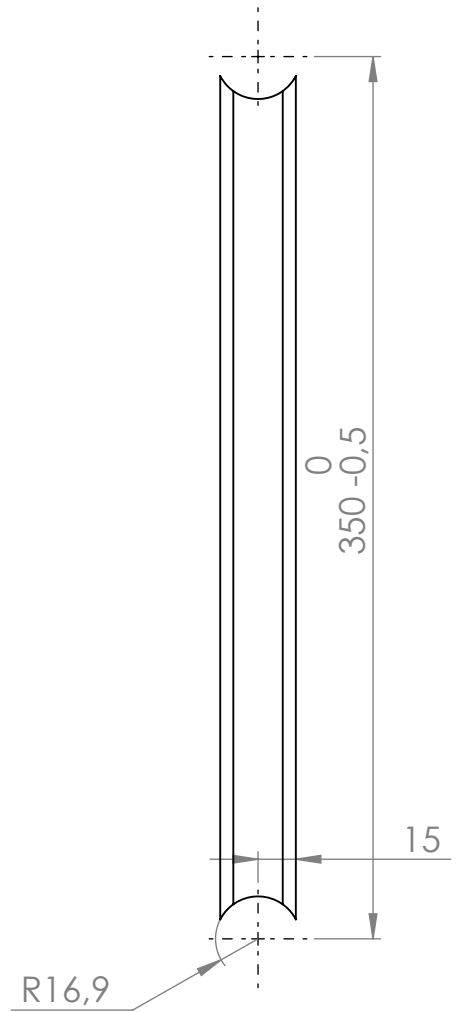


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:1	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	PERFIL REDONDO 33.7x2.6-96 mm.		Material Perfil comercial redondo 33.7x2.6 mm. Acero SAE 4130

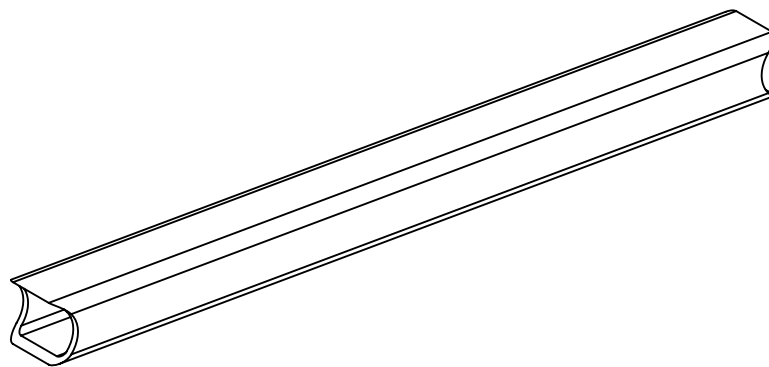
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA

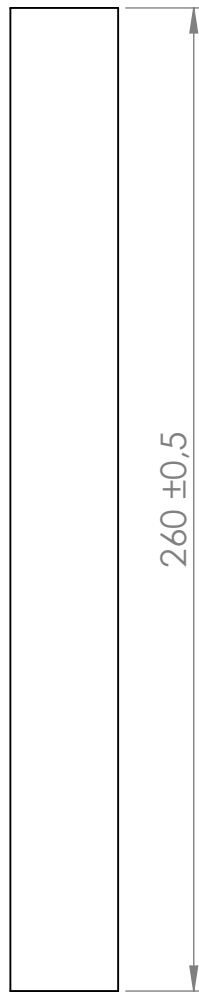


VISTA ISOMÉTRICA

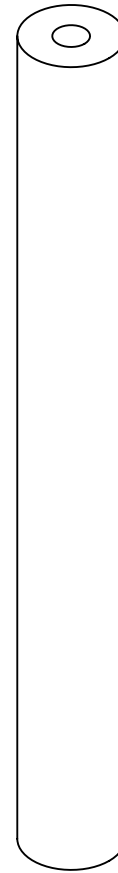


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:3	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	PERFIL CAÑO ESTRUCTURAL 30x30x2.6-358mm		Material Perfil comercial caño estructural 30x30x2.6 mm. Acero SAE 4130

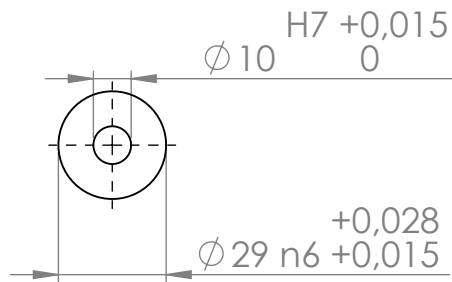
VISTA FRONTAL



VISTA ISOMÉTRICA

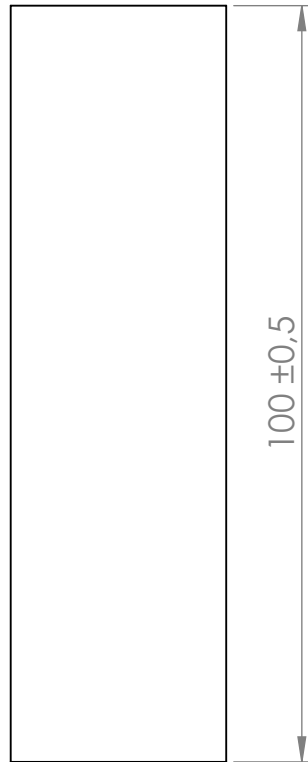


VISTA SUPERIOR

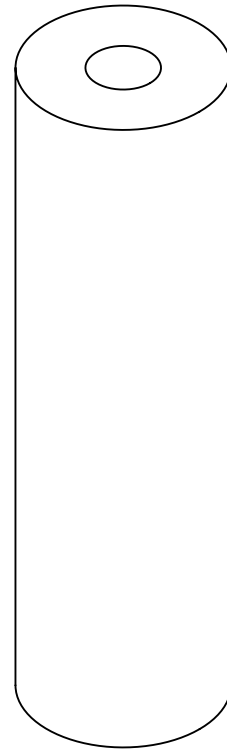


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:2	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	BUJE GRILON 260mm		AH-SU-PA-0-000104
				Material Barra comercial grilon $\varnothing 30$ mm

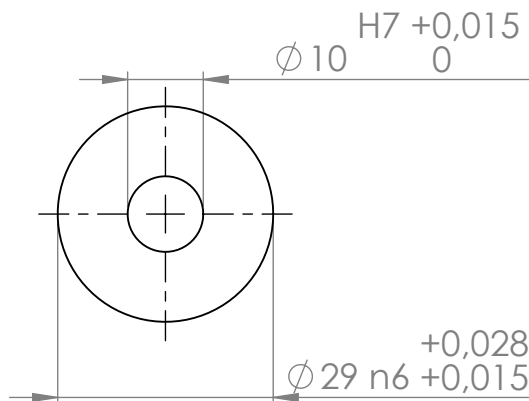
VISTA FRONTAL



VISTA ISOMÉTRICA

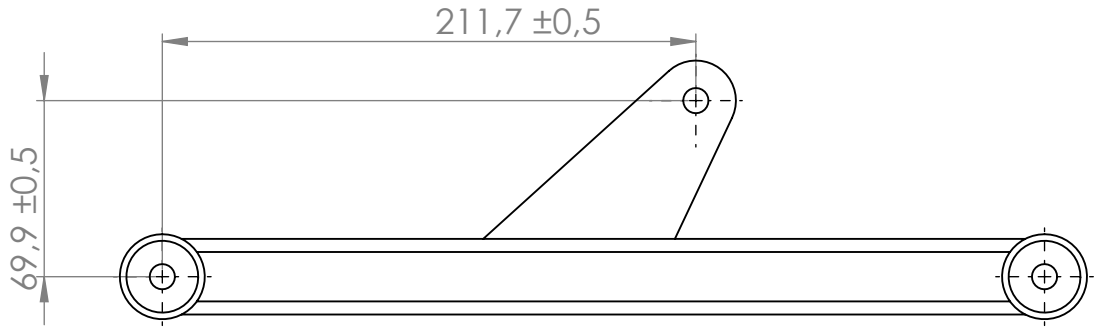


VISTA SUPERIOR

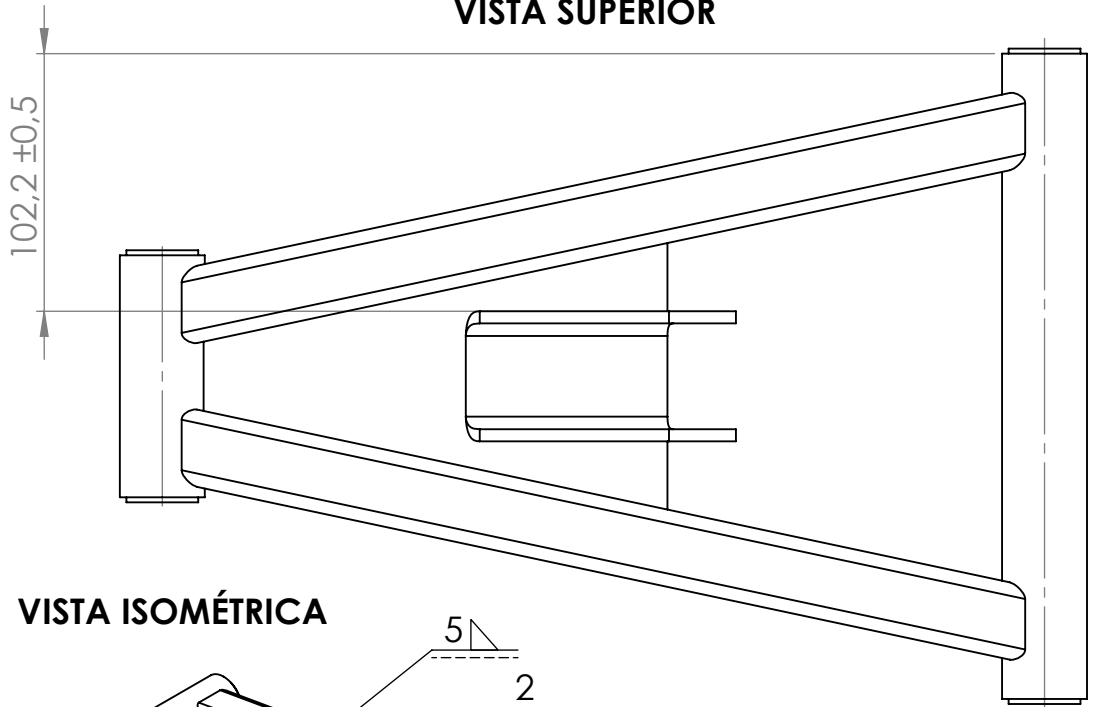


Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Escala 1:1	Título		Código
	BUJE GRILON 100mm		AH-SU-PA-0-000105
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.		Material Barra comercial grilon ϕ 30mm

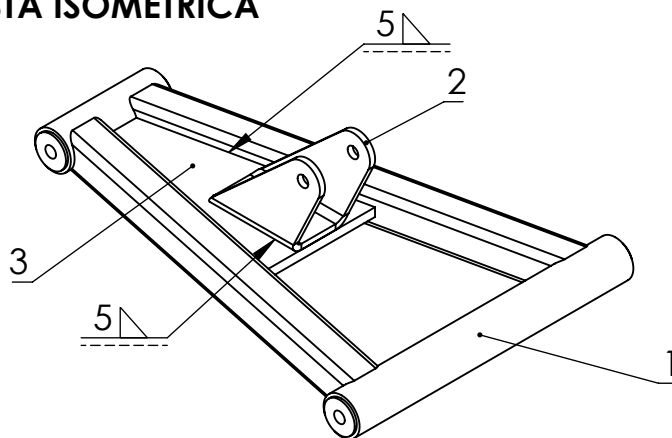
VISTA FRONTAL



VISTA SUPERIOR



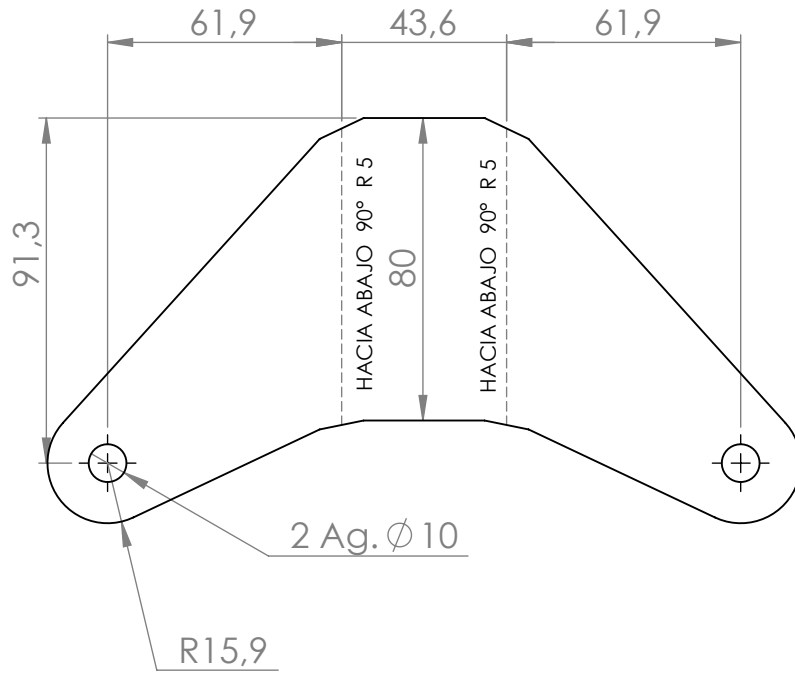
VISTA ISOMÉTRICA



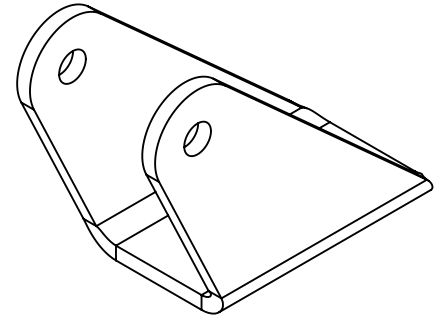
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-SU-PA-0-000100	1
2	AH-SU-PA-D-020001	1
3	AH-SU-PA-0-000001	1

Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
	Escala 1:3	Título	Código AH-SU-PA-D-020000
		ENSAMBLAJE PARRILLA INFERIOR DELANTERA	Material
Tol. no indicadas	Rug.		

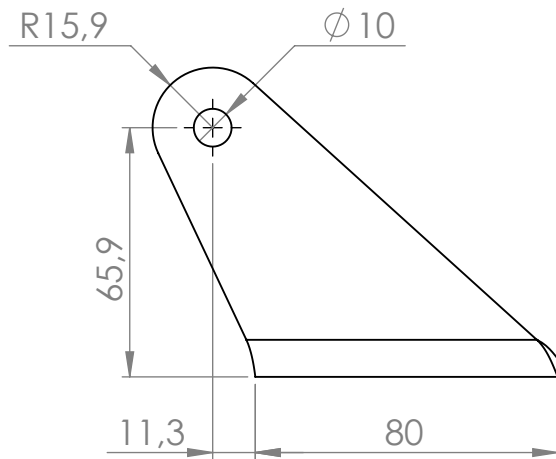
CHAPA DESPLEGADA



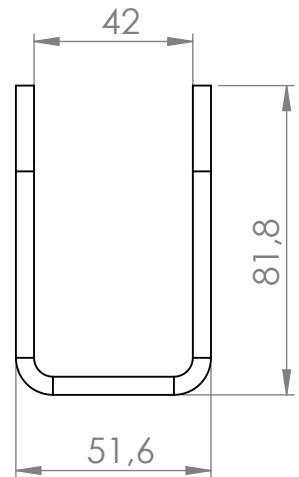
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



Observaciones
Cotas en chapa
desplegada con
tolerancia $\pm 0.2\text{mm}$

Fecha	Firma

Escala 1:2	Título

**SOPORTE AMORTIGUADOR
INFERIOR**

ROGO

Código

AH-SU-PA-D-020001

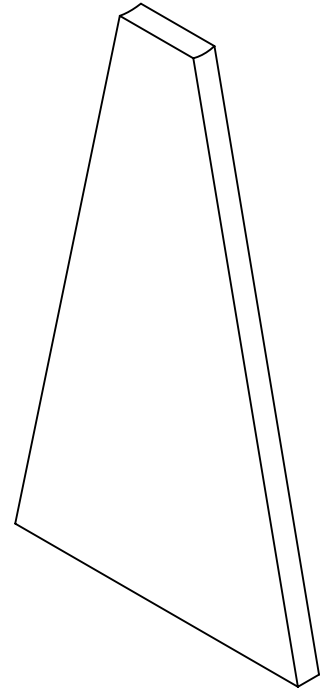
Material

Chapa e= 4.8 mm.
Acero SAE 1010.

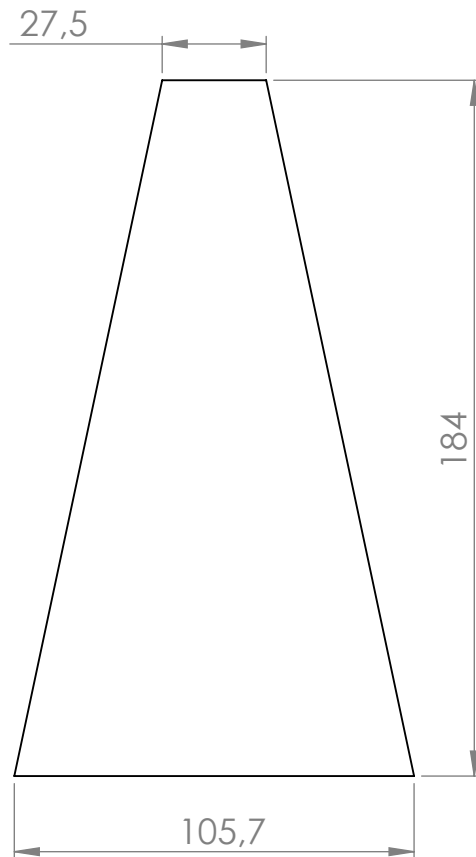
Tol. no indicadas
 $\pm 1\text{ mm}$

Rug.

VISTA ISOMÉTRICA

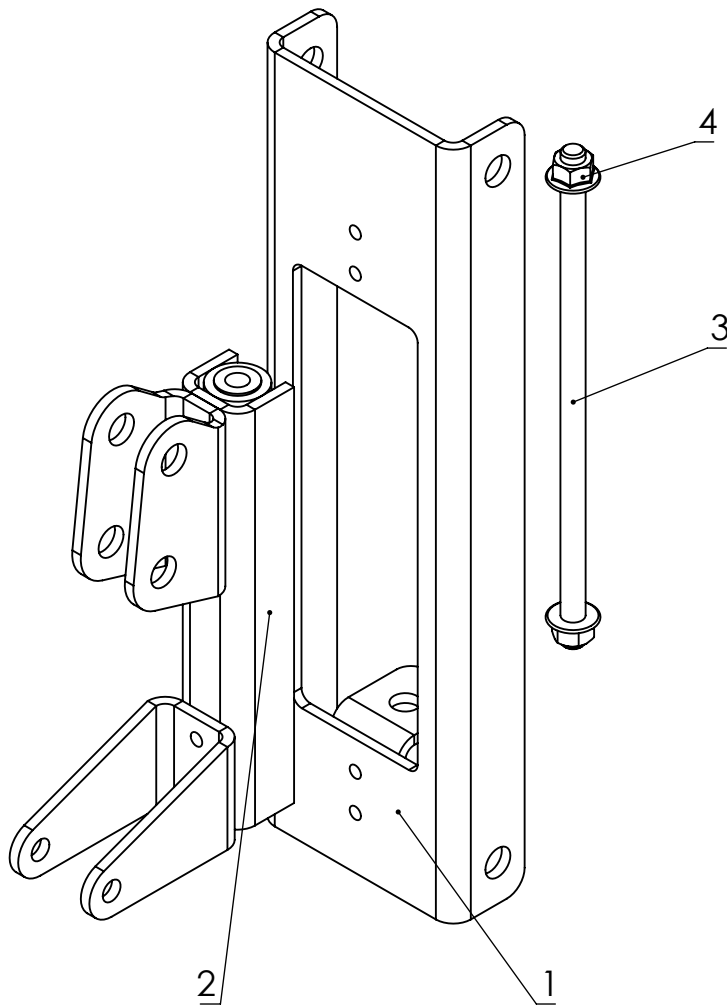


VISTA FRONTAL

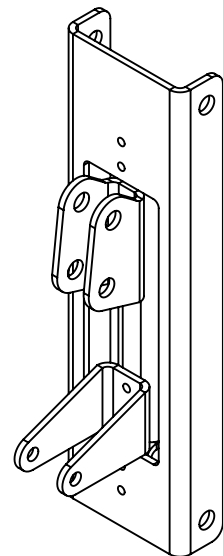


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala	Título		
	1:2	PLACA SOPORTE AGARRE AMORTIGUADOR		AH-SU-PA-0-000001
				Material
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Chapa e= 4.8 mm. Acero SAE 1010

VISTA EXPLOSIONADA



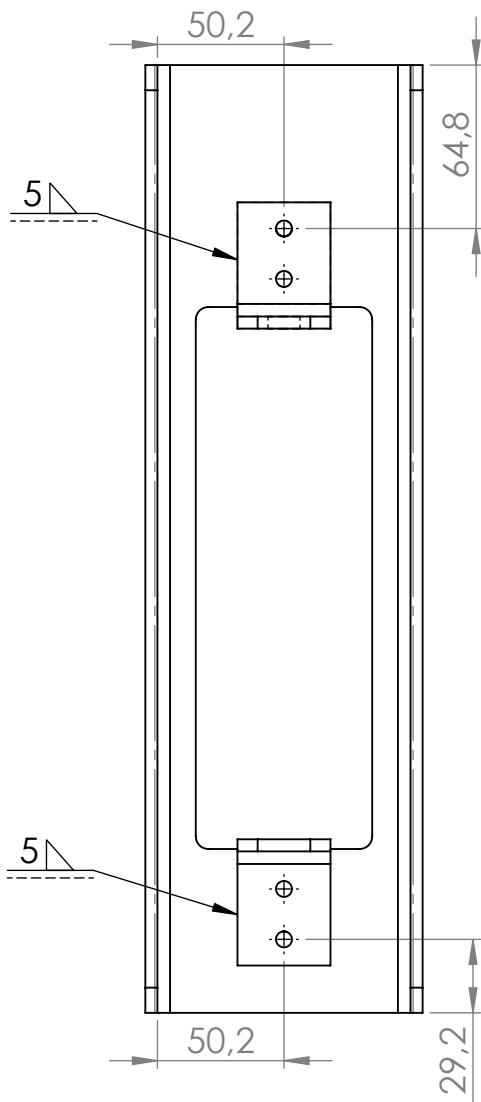
VISTA ISOMÉTRICA



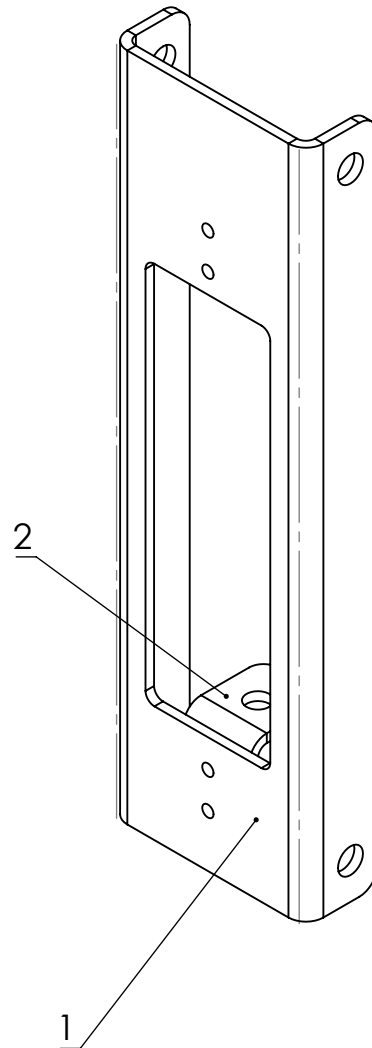
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-SU-PA-D-030100	1
2	AH-SU-PA-D-030200	1
3	AH-SU-PA-D-000001	1
4	T M10X1.5	2

Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
	Escala 1:3	Título	Código
		ENSAMBLAJE CHAPON DELANTERO	AH-SU-PA-D-030000
Tol. no indicadas	Rug.		Material

VISTA FRONTAL

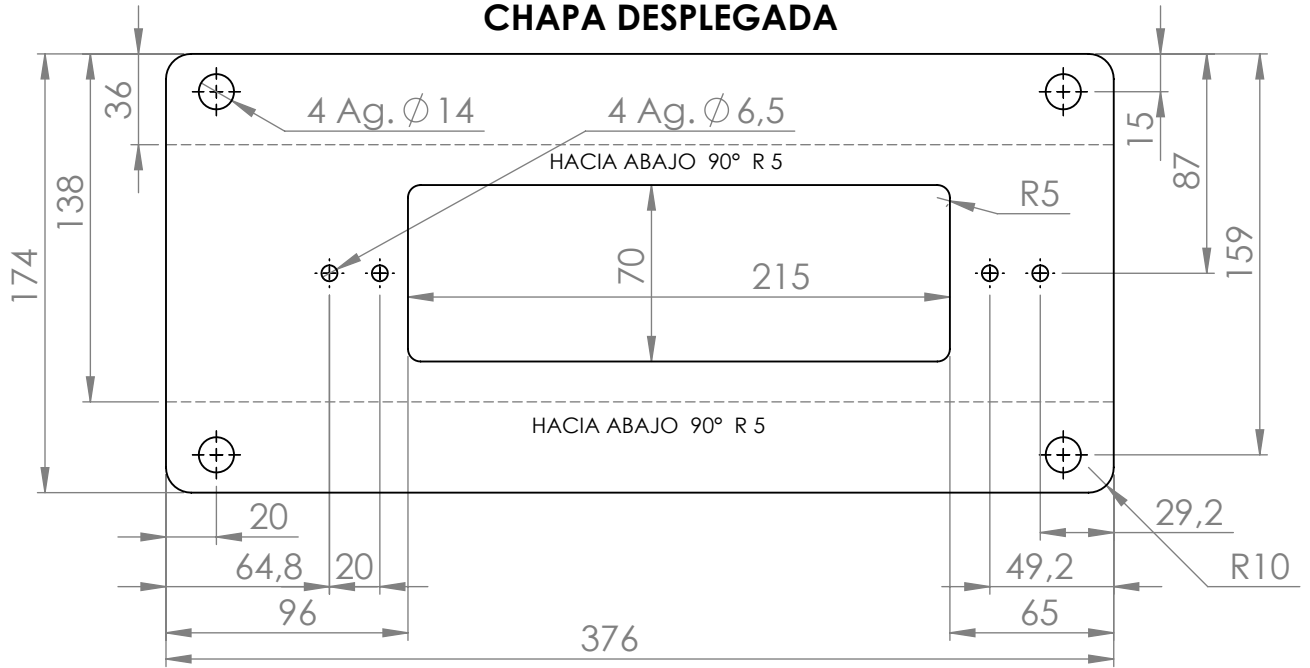


VISTA ISOMÉTRICA

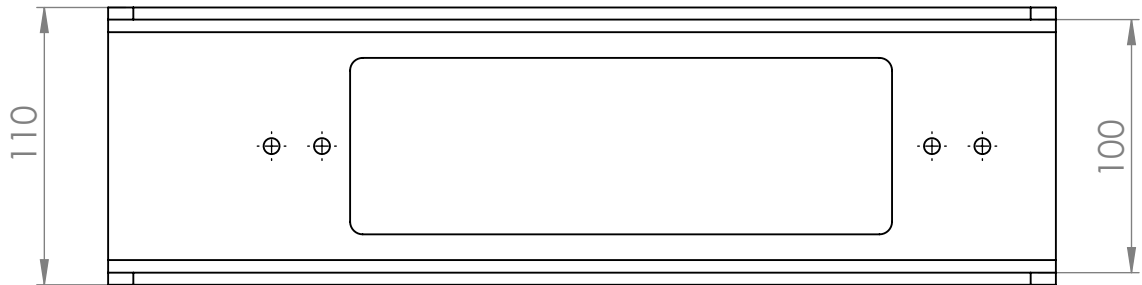


N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO		CANTIDAD
1	AH-SU-PA-D-030101		1
2	AH-SU-PA-0-030102		2
Observaciones Los agujeros realizados en ambas piezas son para posicionamiento y luego soldados.	Dibujado Revisado Aprobado	Fecha Firma	<h1>ROGO</h1>
Tol. no indicadas	Escala 1:3 	Título SUBENSAMBLAJE CHAPON DELANTERO	
	Rug.		Material

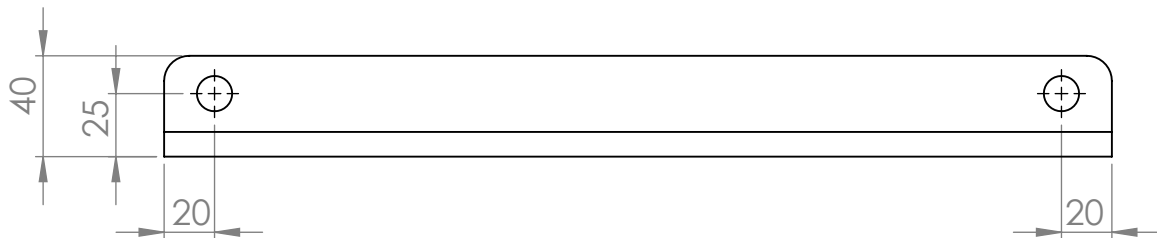
CHAPA DESPLEGADA



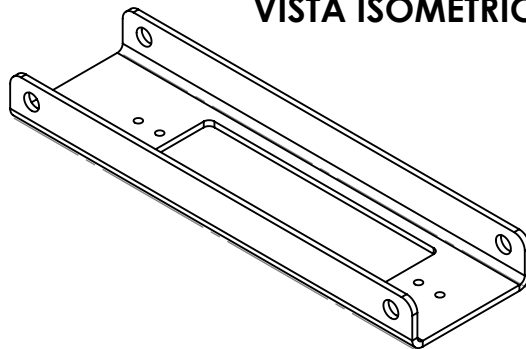
VISTA FRONTAL



VISTA SUPERIOR



VISTA ISOMÉTRICA



Observaciones
Cotas en chapa
desplegada con
tolerancia $\pm 0.2\text{mm}$

	Fecha	Firma
Dibujado		
Revisado		
Aprobado		

Escala
1:3

Título



Tol. no indicadas
 $\pm 1\text{ mm}$

Rug.

ROGO

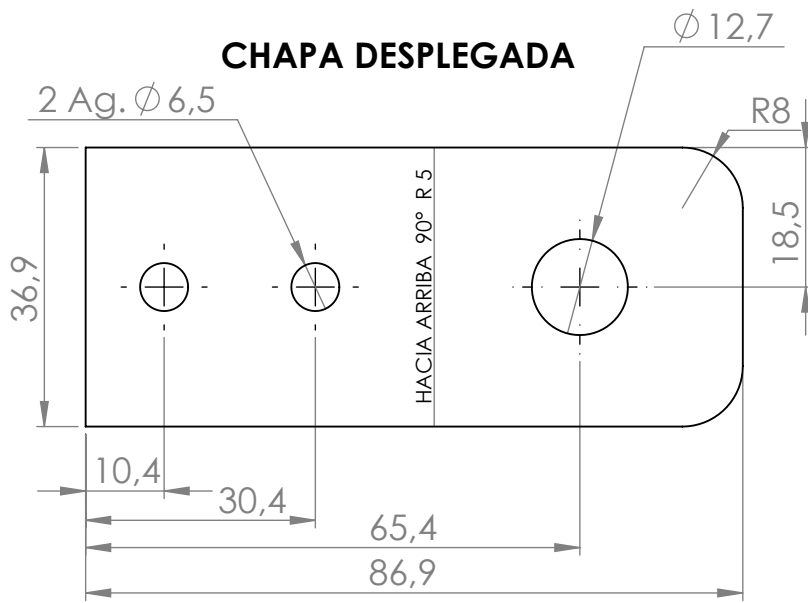
CHAPON DELANTERO PLEGADO

Código

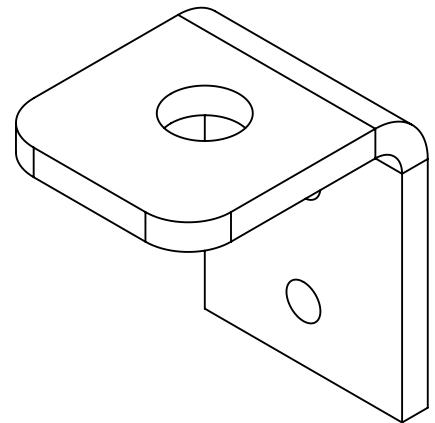
AH-SU-PA-D-030101

Material

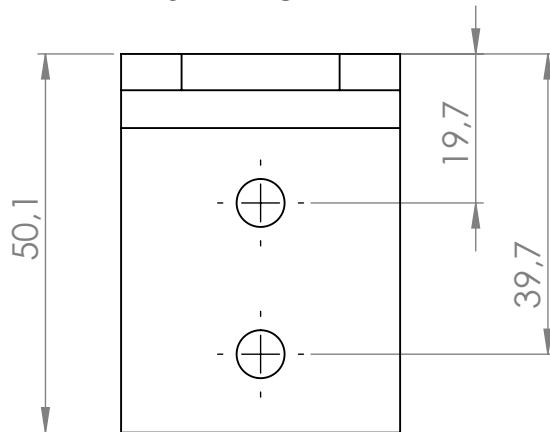
Chapa e= 4.8 mm.
Acero SAE 1010.



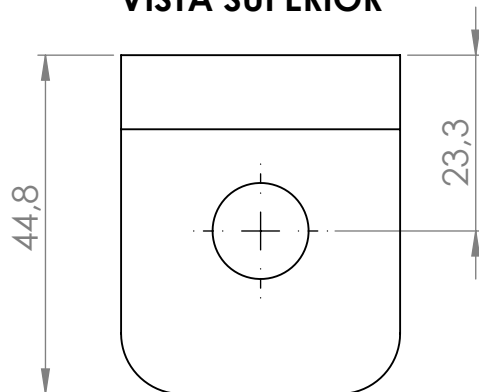
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



VISTA SUPERIOR



Observaciones
Esquinas amoladas

	Fecha	Firma
Dibujado		
Revisado		
Aprobado		

Escala	Título
1:1	

Tol. no indicadas
 $\pm 1 \text{ mm}$

Rug.

ANGULO CHAPON

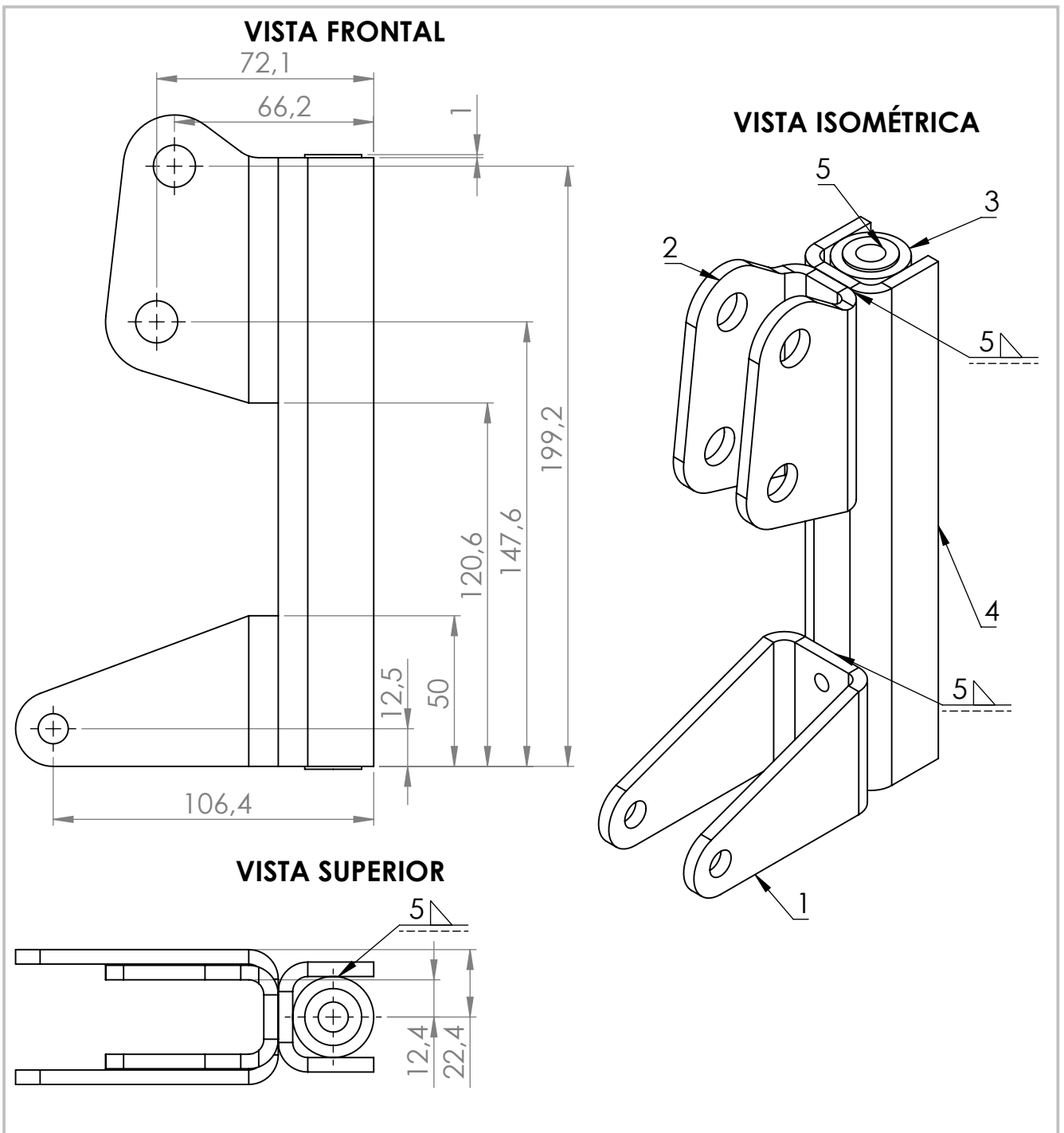
ROGO

Código

AH-SU-PA-D-030102

Material

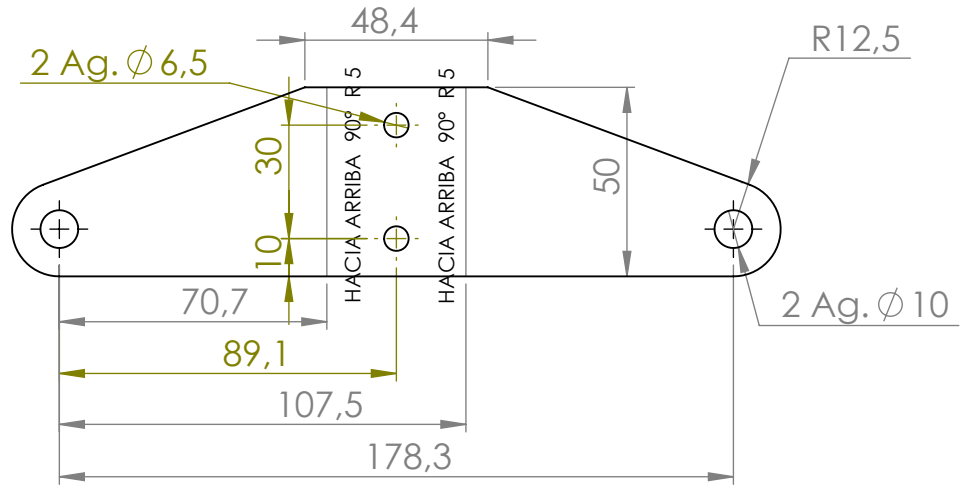
Chapa e=4.8mm.
Acero SAE 1010



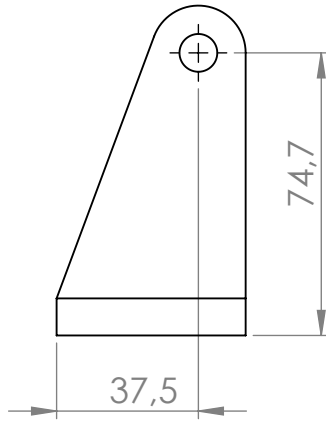
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-SU-PA-0-000101	1
2	AH-SU-PA-0-000102	1
3	AH-SU-PA-D-030201	1
4	AH-SU-PA-D-030202	1
5	AH-SU-PA-D-030203	1

Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:2	Título		Código
		SOPORTE PORTA MASA DELANTERO		AH-SU-PA-D-030200
Tol. no indicadas	Rug.			Material

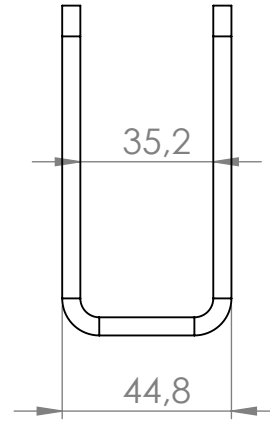
CHAPA DESPLEGADA



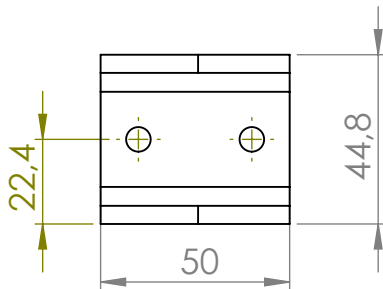
VISTA FRONTAL



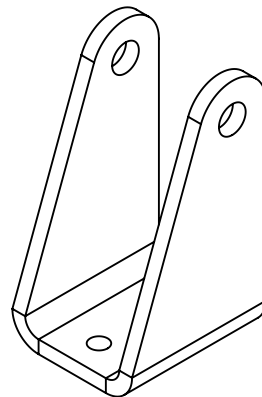
VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA SUPERIOR



VISTA ISOMÉTRICA



Observaciones
Cotas en chapa
desplegada con
tolerancia $\pm 0.2\text{mm}$

	Fecha	Firma
Dibujado		
Revisado		
Aprobado		

Escala
1:2



Tol. no indicadas
 $\pm 1\text{ mm}$

Rug.

Título
**SOPORTE PORTA MASA
INFERIOR**

ROGO

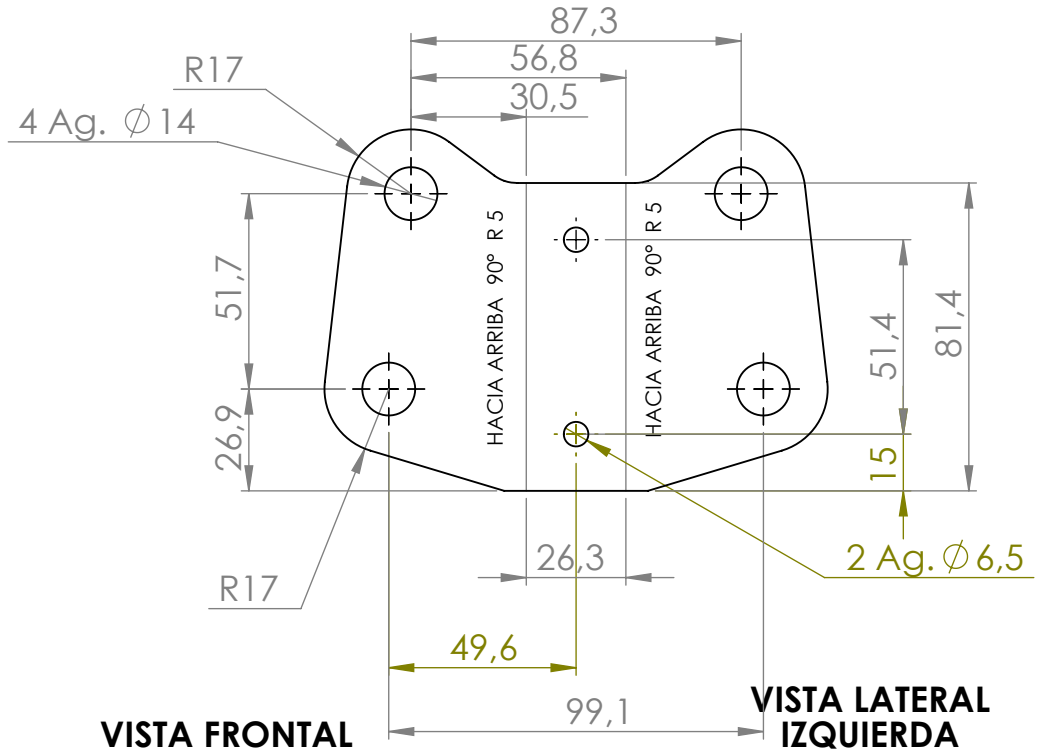
Código

AH-SU-PA-0-000101

Material

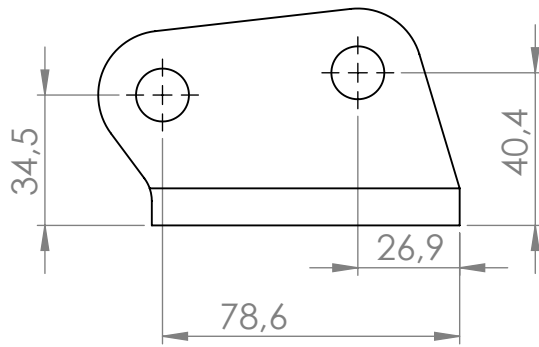
Chapa $e=4.8\text{mm}$.
Acero SAE 1010

CHAPA DESPLEGADA

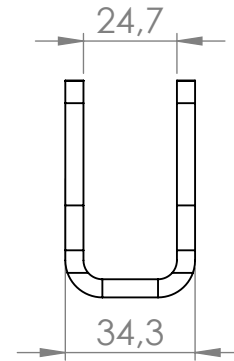


VISTA FRONTAL

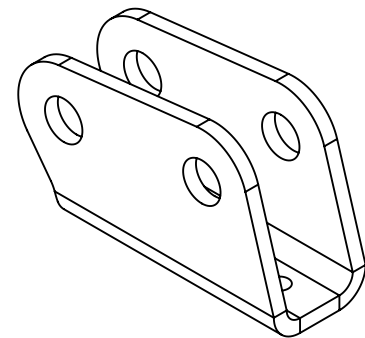
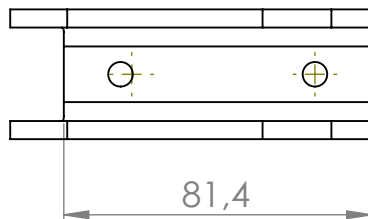
VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA SUPERIOR



VISTA ISOMÉTRICA



Observaciones
Cotas en chapa
desplegada con
tolerancia $\pm 0.2\text{mm}$

Fecha	Firma
Dibujado	
Revisado	
Aprobado	

ROGO

Escala	Título
1:2	<p>SOPORTE PORTA MASA SUPERIOR</p>

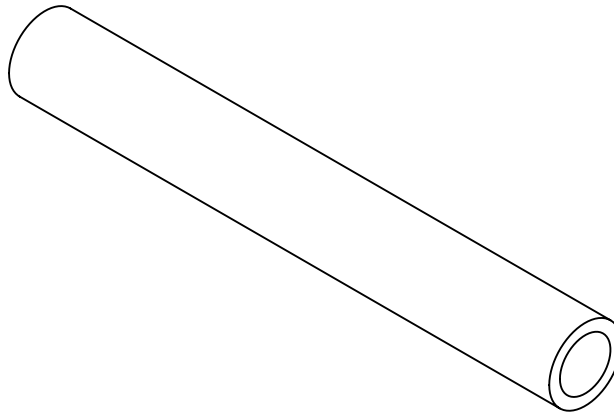
Código
AH-SU-PA-0-000102

Tol. no indicadas
 $\pm 1\text{ mm}$

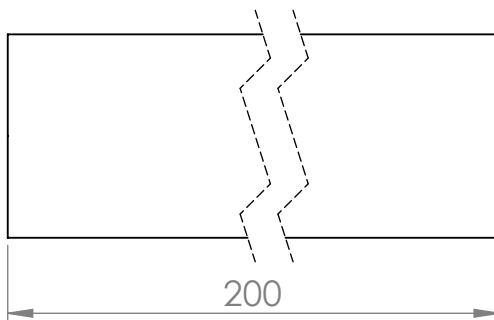
Rug.

Material
Chapa $e=4.8\text{mm}$.
Acero SAE 1010

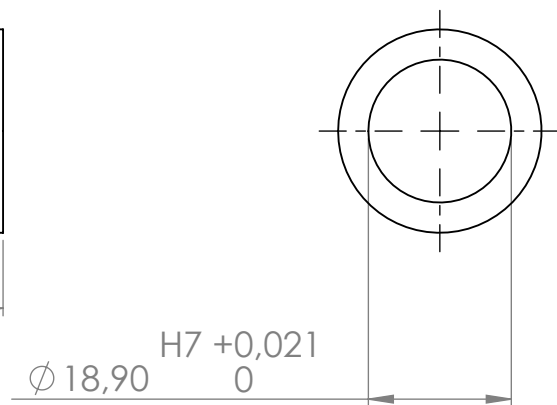
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA

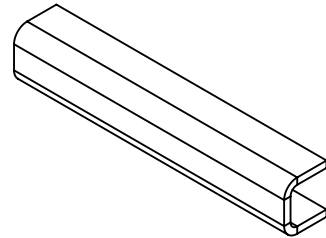


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:1	Título		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	TUBO GIRO 200mm		Material
				Perfil comercial redondo 26.9x4 mm. Acero SAE 1010

CHAPA DESPLEGADA



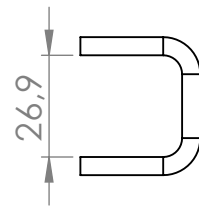
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



Observaciones
Cotas en chapa
desplegada con
tolerancia $\pm 0.2\text{mm}$

	Fecha	Firma
Dibujado		
Revisado		
Aprobado		

Escala 1:2	
Rug.	

Título
SOPORTE TUBO GIRO 200mm

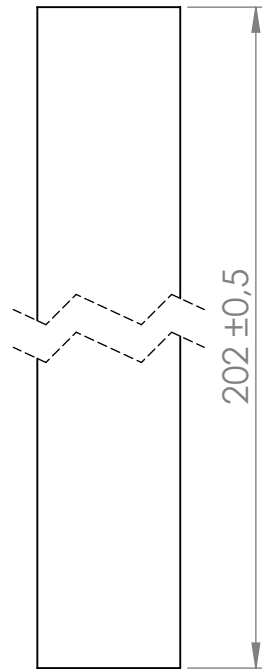
ROGO

Código
AH-SU-PA-D-030202

Tol. no indicadas
 $\pm 1 \text{ mm}$

Material
Chapa e= 4.8 mm.
Acero SAE 1010.

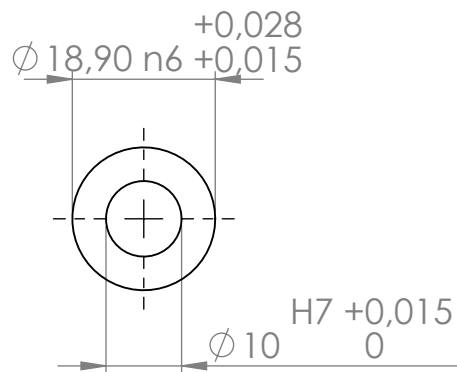
VISTA FRONTAL



VISTA ISOMÉTRICA

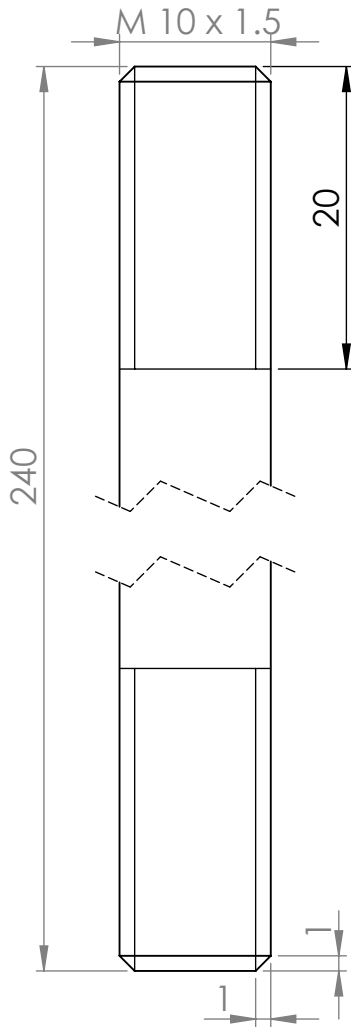


VISTA SUPERIOR

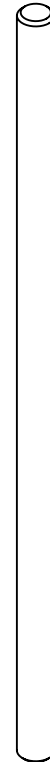


Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Escala 1:1	Título		Código
	BUJE GRILON 202mm		AH-SU-PA-D-030203
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.		Material Barra comercial grilon $\phi 20$ mm

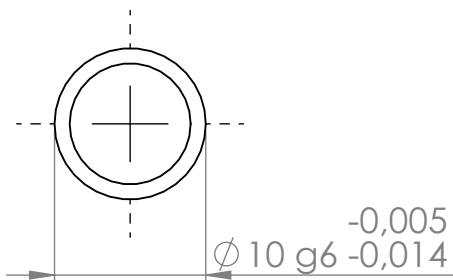
VISTA FRONTAL



VISTA ISOMÉTRICA



VISTA SUPERIOR



Observaciones
Extremos
roscados de igual
longitud.

	Fecha	Firma
Dibujado		
Revisado		
Aprobado		

Escala 2:1	Título

**EJE TUBO GIRO DELANTERO
240 mm**

ROGO

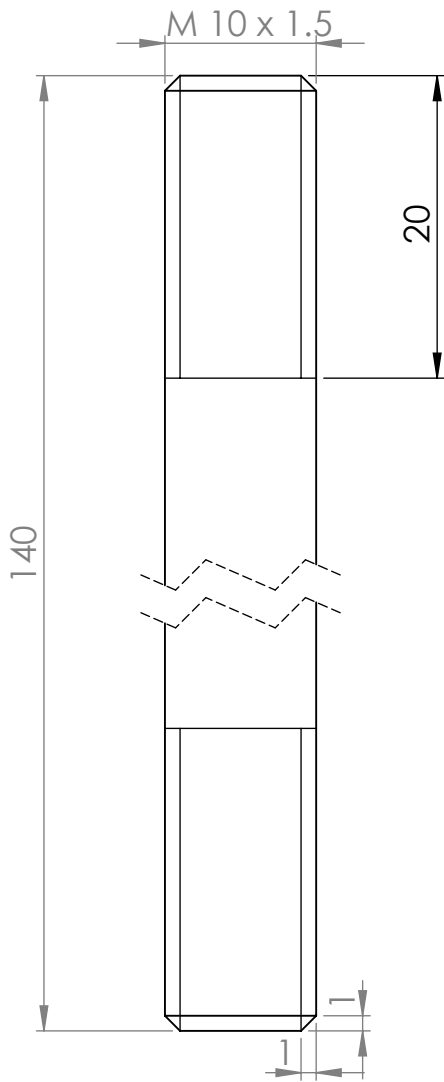
Código
AH-SU-PA-D-000001

Tol. no indicadas
 $\pm 1 \text{ mm}$

Rug.

Material
Barra comercial redonda trefilada
 $\varnothing 10 \text{ mm}$.

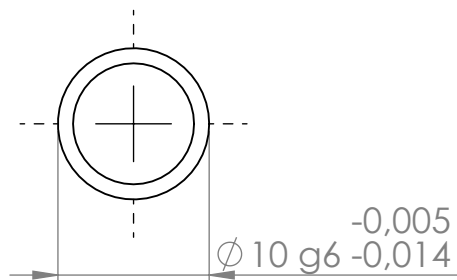
VISTA FRONTAL



VISTA ISOMÉTRICA



VISTA SUPERIOR



Observaciones
Extremos
roscados de igual
longitud.

	Fecha	Firma
Dibujado		
Revisado		
Aprobado		

Escala
2:1

Título



Tol. no indicadas
 ± 1 mm

Rug.

EJE PARRILLA 140 mm

ROGO

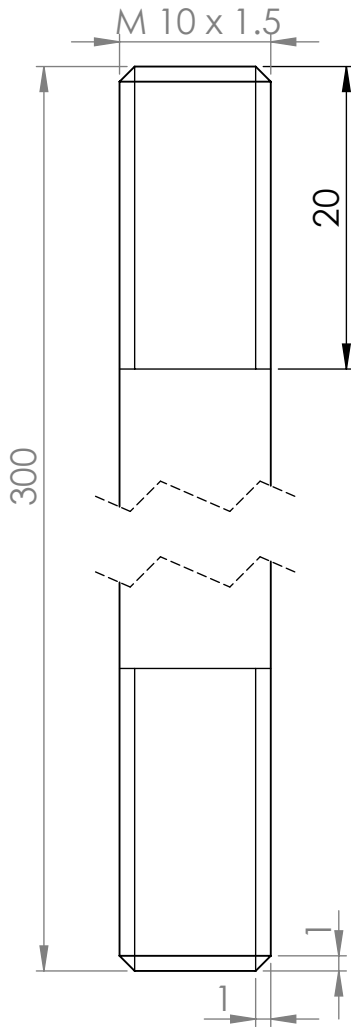
Código

AH-SU-PA-0-000002

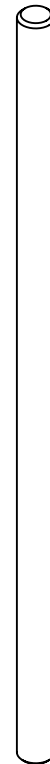
Material

Barra comercial redonda trefilada
 $\phi 10$ mm.

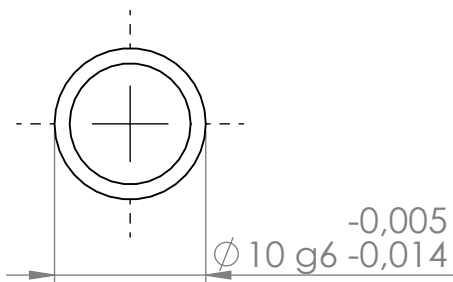
VISTA FRONTAL



VISTA ISOMÉTRICA



VISTA SUPERIOR



Observaciones
Extremos
roscados de igual
longitud.

	Fecha	Firma
Dibujado		
Revisado		
Aprobado		

Escala 2:1	Título

EJE PARRILLA 300mm

ROGO

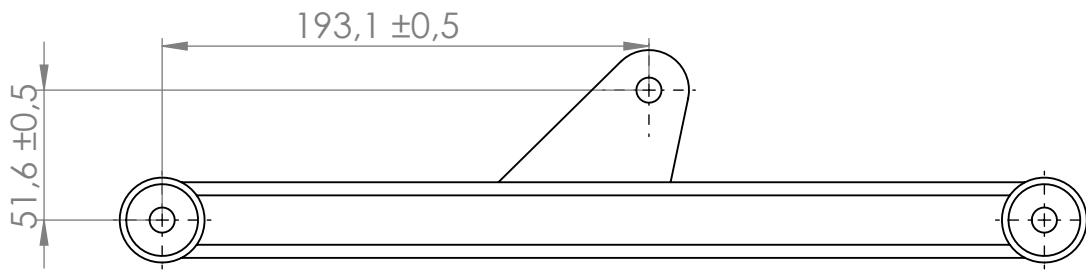
Código
AH-SU-PA-D-000003

Tol. no indicadas
 $\pm 1 \text{ mm}$

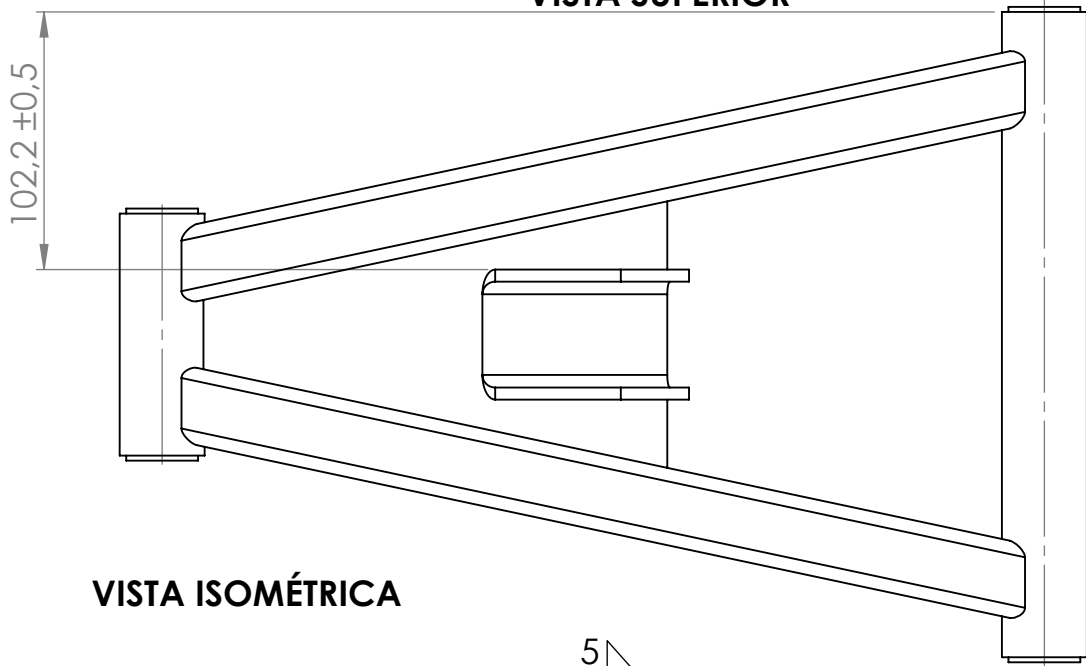
Rug.

Material
Barra comercial redonda trefilada
 $\phi 10 \text{ mm.}$

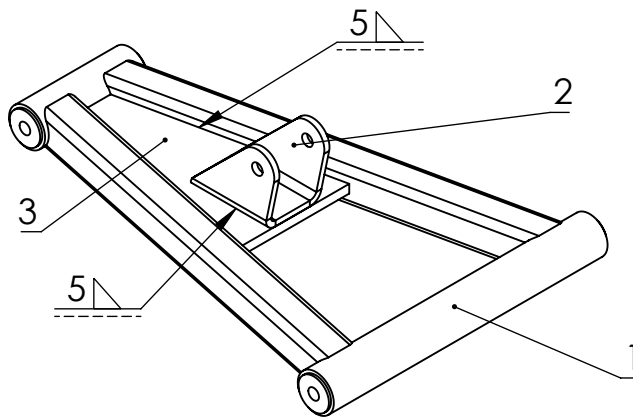
VISTA FRONTAL



VISTA SUPERIOR



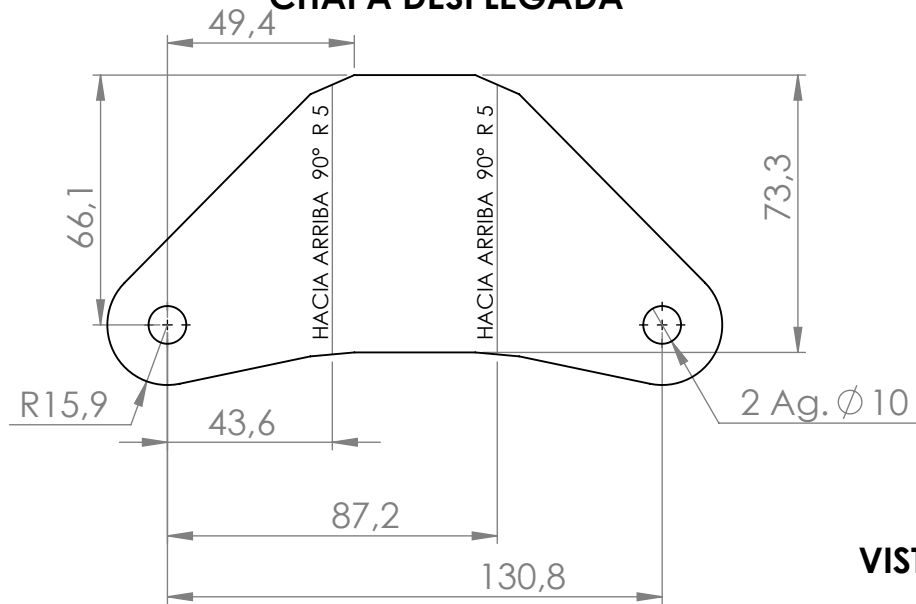
VISTA ISOMÉTRICA



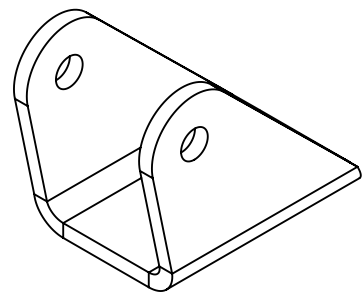
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-SU-PA-0-000100	1
2	AH-SU-PA-T-010001	1
3	AH-SU-PA-0-000001	1

Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala 1:3	Título ENSAMBLAJE PARRILLA SUPERIOR TRASERA		Código AH-SU-PA-T-010000
Tol. no indicadas	Rug.			Material

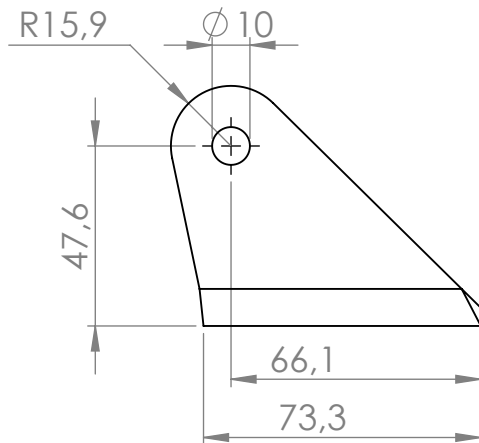
CHAPA DESPLEGADA



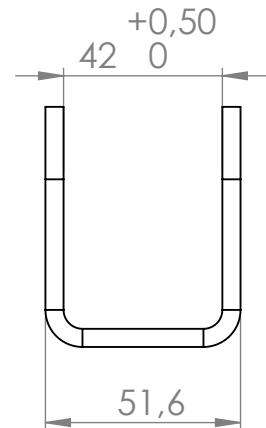
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



Observaciones
Cotas en chapa
desplegada con
tolerancia $\pm 0.2\text{mm}$

Fecha	Firma

Escala 1:2	Título

SOPORTE AMORTIGUADOR SUPERIOR

ROGO

Código

AH-SU-PA-T-020001

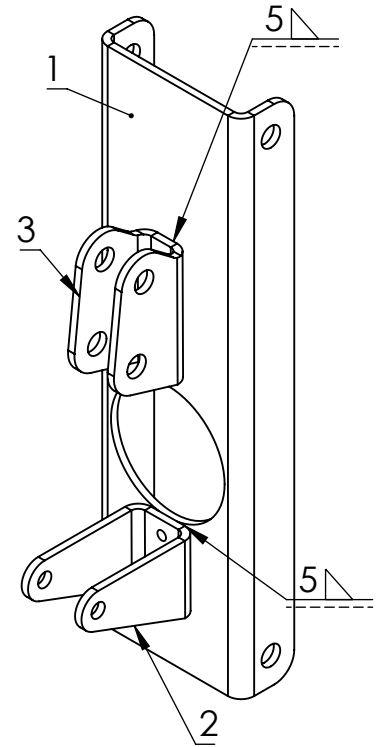
Material

Chapa e= 4.8 mm.
Acero SAE 1010.

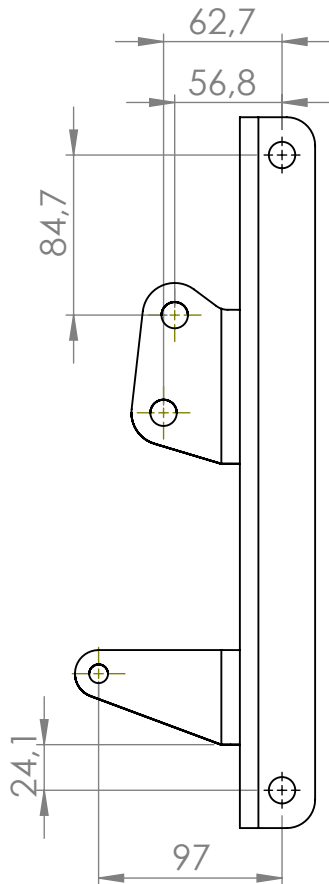
Tol. no indicadas
 $\pm 1\text{ mm}$

Rug.

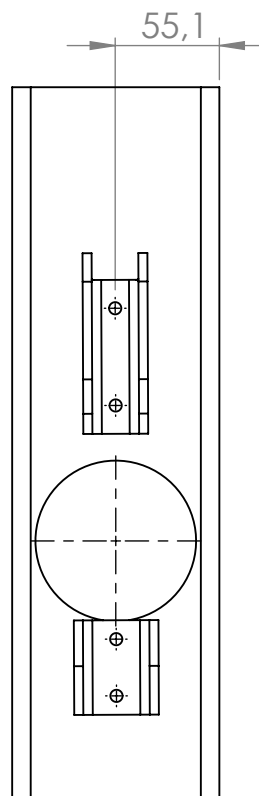
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-SU-PA-T-030001	1
2	AH-SU-PA-0-000101	1
3	AH-SU-PA-T-000102	1

Observaciones
Los agujeros
realizados en
ambas piezas
son para
posicionamiento
y luego soldados.

	Fecha	Firma
Dibujado		
Revisado		
Aprobado		

Escala
1:4



Tol. no indicadas

Rug.

Título

**ENSAMBLAJE CHAPON
TRASERO**

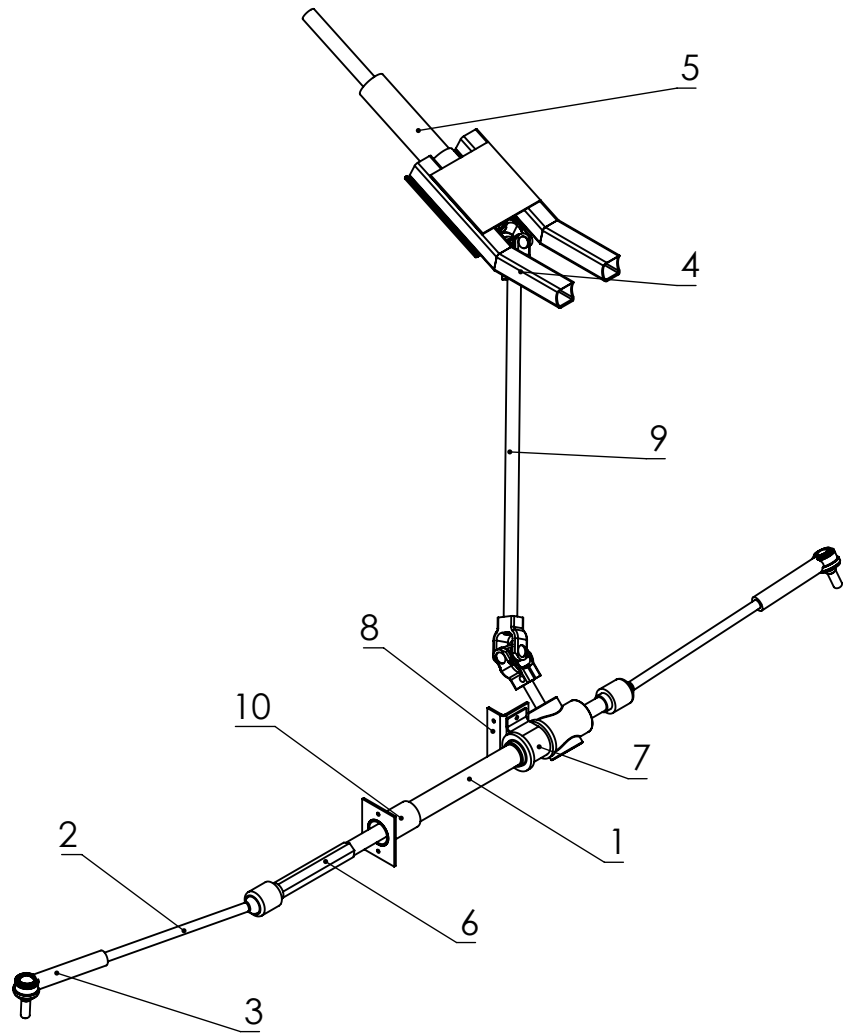
ROGO

Código

AH-SU-PA-T-030000

Material

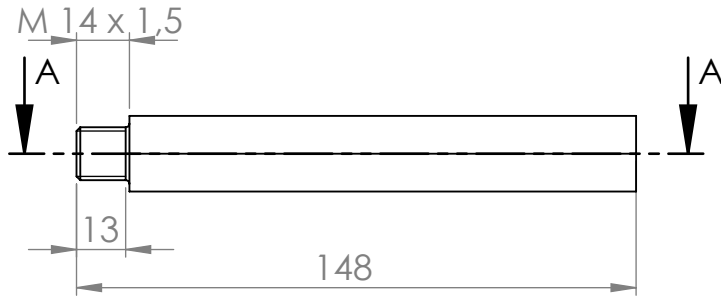
VISTA ISOMÉTRICA



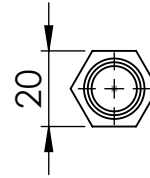
N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO	CANTIDAD
1	AH-DI-00-0-C00001	1
2	AH-DI-00-0-C00002	2
3	AH-DI-00-0-C00003	2
4	AH-DI-00-0-C00004	2
5	AH-DI-00-0-C00005	1
6	AH-DI-00-0-000001	1
7	AH-DI-00-0-000002	1
8	AH-DI-00-0-000003	1
9	AH-DI-00-0-000004	1
10	AH-DI-00-0-000100	1

Observaciones		Fecha	Firma	ROGO
	Dibujado			
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala	Título		Código
	1:10	DIRECCIÓN		AH-DI-00-0-000000
				Material
Tol. no indicadas	Rug.			

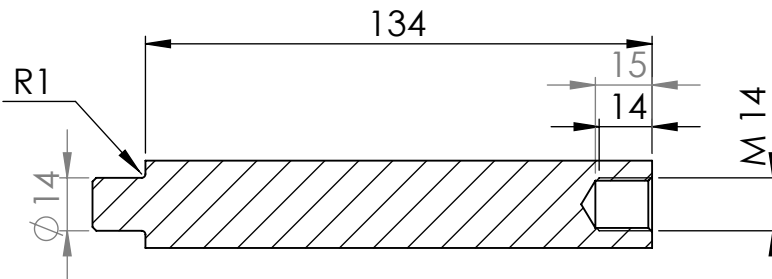
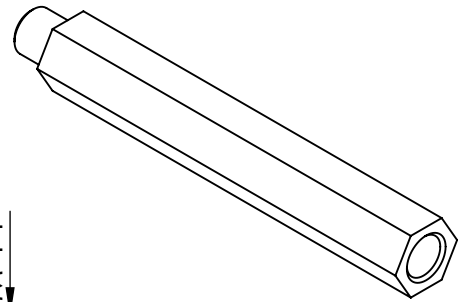
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



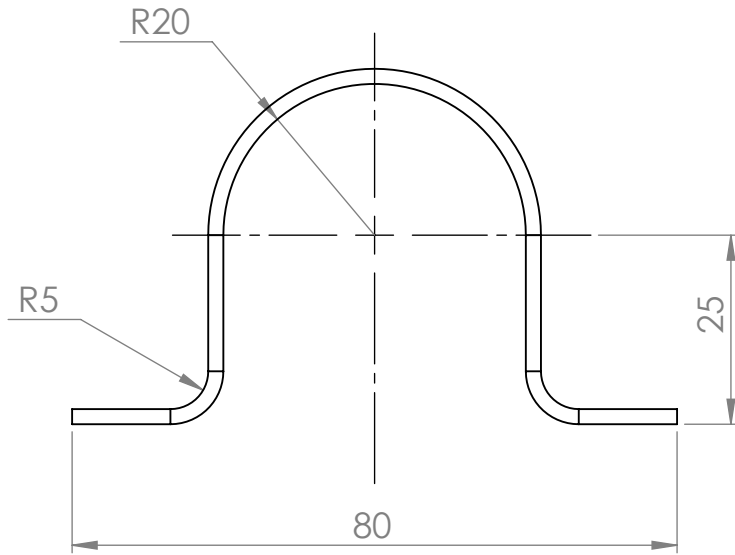
VISTA ISOMÉTRICA



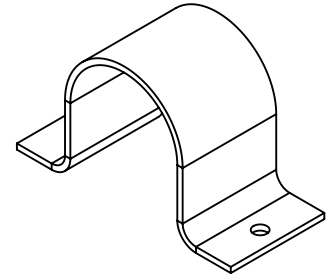
SECCIÓN A-A

Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala	Título		
	1:2	EXTENSOR CREMALLERA		AH-DI-00-0-000001
				Material
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Barra hexagonal 20 mm. Acero SAE 1010

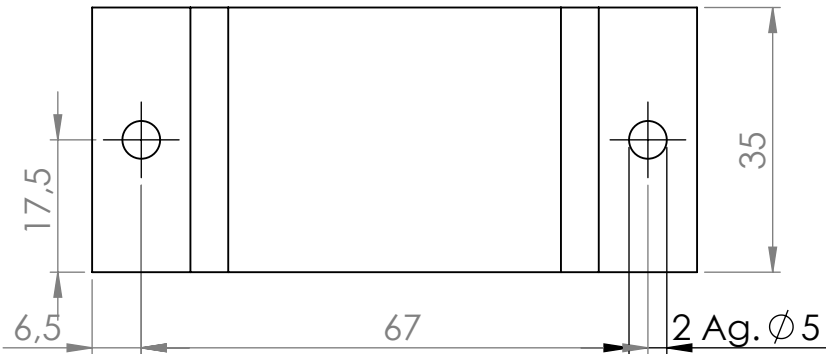
VISTA FRONTAL



VISTA ISOMÉTRICA

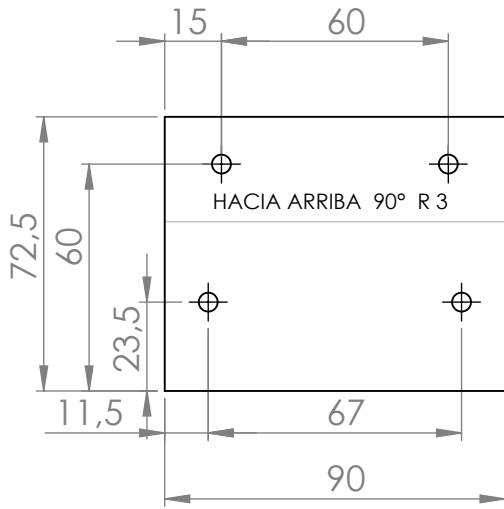


VISTA SUPERIOR

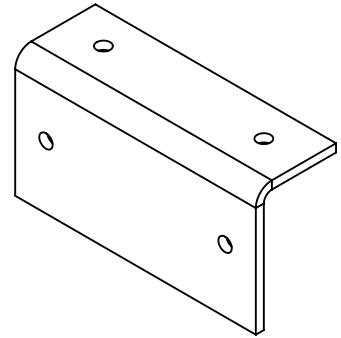


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala	Título		
	1:1	<h2>OMEGA</h2>		AH-DI-00-0-000002
				Material
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Chapa e=2 mm. Acero SAE 1010

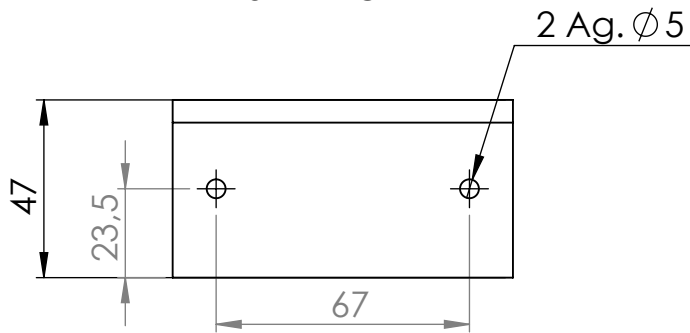
CHAPA DESPLEGADA



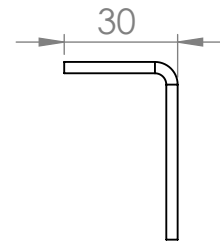
VISTA ISOMÉTRICA



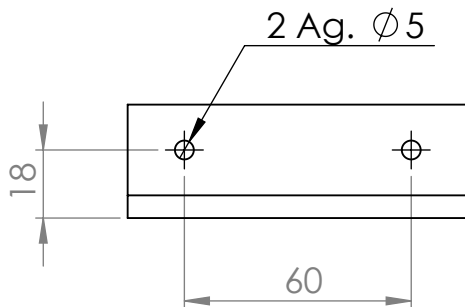
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA SUPERIOR



Observaciones
Cotas en chapa
desplegada con
tolerancia $\pm 0.2\text{mm}$

	Fecha	Firma
Dibujado		
Revisado		
Aprobado		

Escala	Título
1:2	SOPORTE PLEGADO

Tol. no indicadas
 $\pm 1\text{ mm}$

Rug.

ROGO

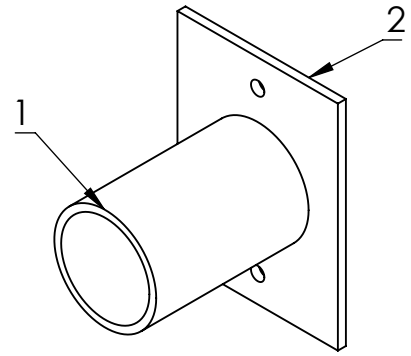
Código

AH-DI-00-0-000003

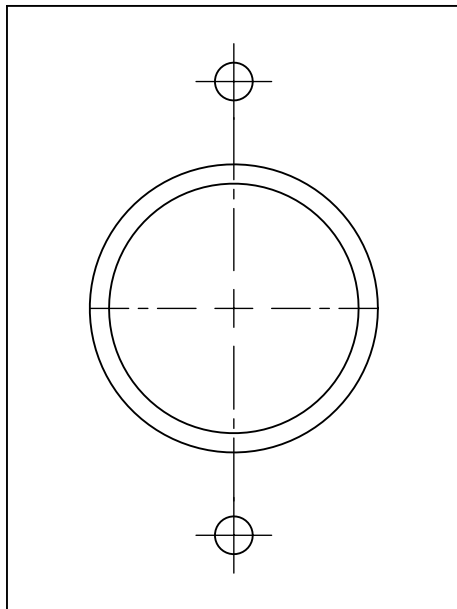
Material

Chapa $e=3\text{ mm}$.
Acero Docol 220 BH

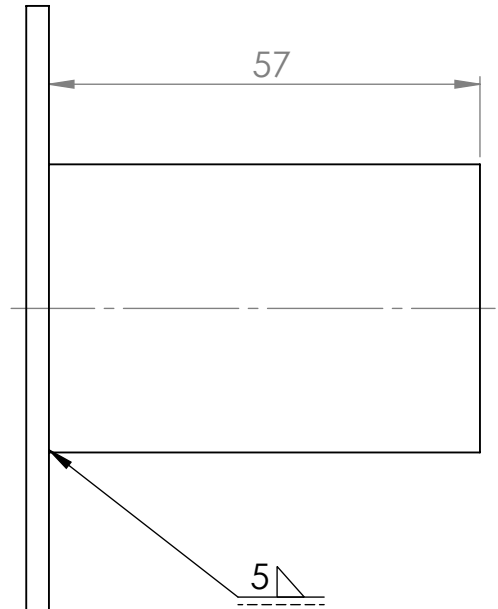
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



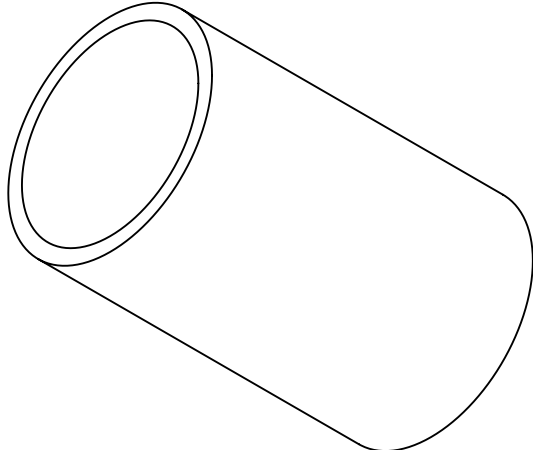
VISTA LATERAL IZQUIERDA



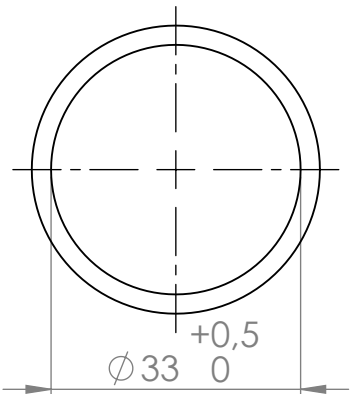
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	AH-DI-00-0-000101	1
2	AH-DI-00-0-000102	1

Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Tol. no indicadas ± 1 mm	Escala 1:5	Título SOPORTE TUBO	Código AH-DI-00-0-000100
	Rug.		Material

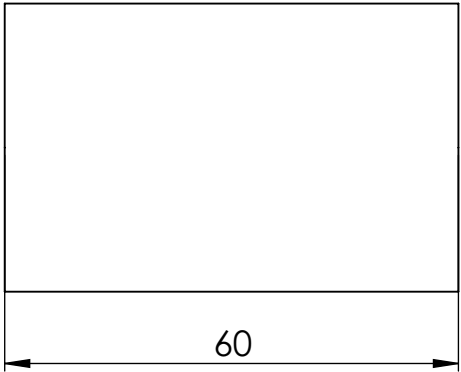
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL

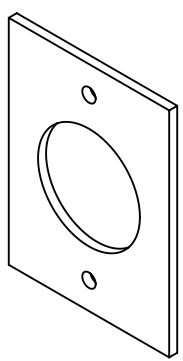


VISTA LATERAL IZQUIERDA

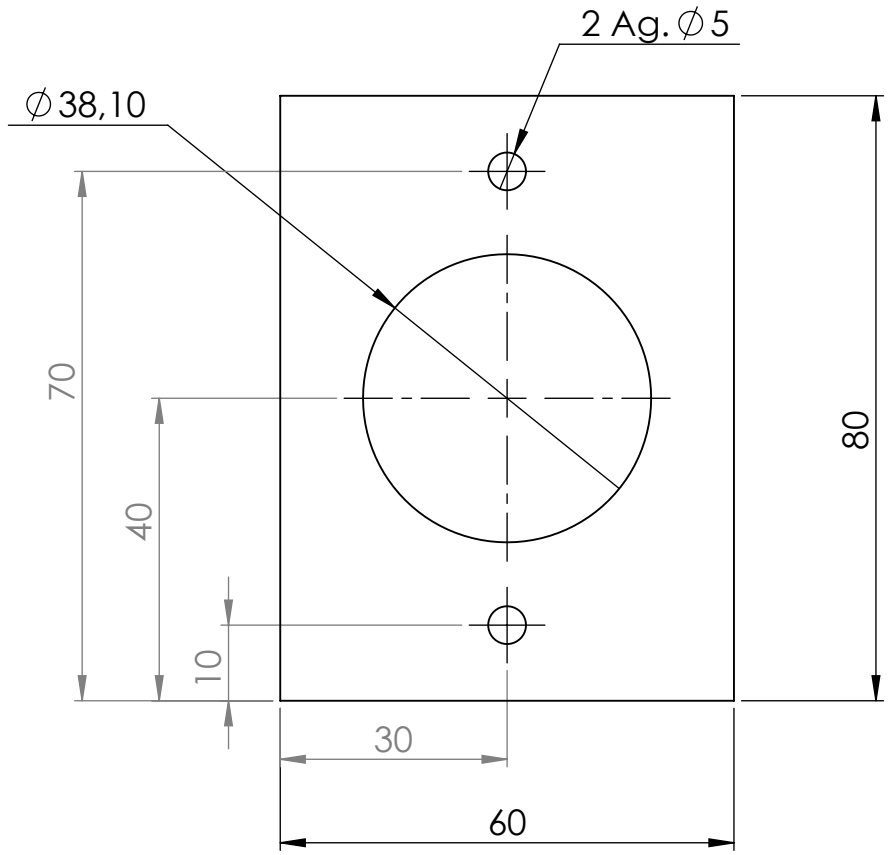


Observaciones	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Dibujado		
	Revisado		
	Aprobado		
Escala	Título		Código
1:1	TUBO		AH-DI-00-0-000101
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.	Material Tubo comercial $\phi 38.1 \times 4.2$ mm. Acero SAE 1010	

VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL

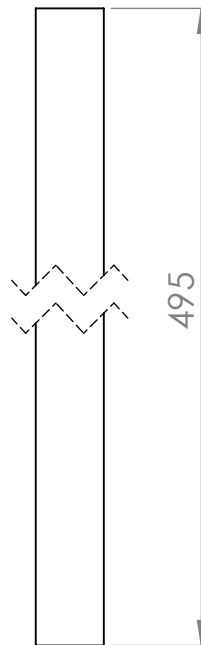


Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala	Título		
	1:1	PLACA SOPORTE		AH-DI-00-0-000102
				Material
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Chapa e=3mm. Acero Docol 220 BH.

VISTA ISOMÉTRICA



VISTA FRONTAL



Observaciones	Dibujado	Fecha	Firma	<h1>ROGO</h1>
	Revisado			
	Aprobado			
	Escala	Título		
	1:2	EJE COLUMNA		AH-DI-00-0-000004
				Material
Tol. no indicadas ± 1 mm	Rug.			Barra comercial redonda 18 mm. Acero SAE 1010