



UNIVERSIDAD DE CHILE

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMA DE POTENCIA PARA UN VEHÍCULO MONOPLAZA CON MECANISMO DE THEO JANSEN

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO.

MATÍAS ALEJANDRO LASÉN ANDRADE

PROFESOR GUÍA:
ROBERTO CORVALÁN PAIVA

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ
PATRICIO MENDOZA ARAYA

SANTIAGO DE CHILE
2016

**RESUMEN DE LA MEMORIA PARA
OPTAR AL TÍTULO DE:** Ingeniero Civil
Mecánico

POR: Matías Alejandro Lasen Andrade.

FECHA: 21/04/2016

PROFESOR GUÍA: Roberto Corvalán Paiva.

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMA DE POTENCIA PARA UN VEHÍCULO MONOPLAZA CON MECANISMO DE THEO JANSEN

El presente trabajo de título entrega el diseño completo e implementación de un sistema de potencia instalado en un vehículo con mecanismo de Theo Jansen, construido por estudiantes del curso ME 5601 Diseño de Sistemas Mecánicos el primer semestre del año 2015. La motivación de este trabajo es aplicar los conocimientos teóricos de la ingeniería mecánica, pasando por la concepción de una idea, su diseño, implementación y finalmente su operación.

El trabajo comenzó con el análisis del vehículo disponible, en donde se estudia el diseño y sus principales errores y se diseñan soluciones posibles a las fallas encontradas. Posteriormente, se realiza el diseño del sistema de potencia, para esto se comienza estudiando los requerimientos de potencia para el vehículo y se termina con 2 sistemas de potencia: una transmisión derecha y una izquierda, para esto se utiliza un software CAD. Luego, se construyen las mejoras diseñadas y los 2 sistemas de potencia y se instalan sobre el vehículo disponible.

Como resultado se tienen los cálculos de respaldo, el modelo CAD de todo el sistema, planos de construcción y el modelo real. Los cálculos de respaldo muestran que todos los elementos comerciales y manufacturados satisfacen las condiciones de operación. El modelo CAD contiene la información de todos los elementos comerciales y manufacturados. Los planos de construcción ofrecen la información de todo lo construido, en su conjunto, despiece y detalle, para su replicación y estudio. La implementación del diseño realizado tardó 4 meses y tuvo un costo aproximado de \$450.000, el modelo completo fue operado sin problemas relevantes.

Se concluye que es totalmente factible realizar un diseño e implementación de sistemas relativamente novedosos. Por otro lado, la tecnología en sí, como ha sido construida, posee varias limitantes y la superación de ellas puede llevar a aplicaciones concretas, desde la agricultura a transporte en zonas devastadas con superficies complejas.

Agradecimientos

Gracias a mis padres por mi formación valórica. En otro ámbito, a mi padre, por ayudarme, allá en Febrero del 2010, terremoto de por medio y voluntariados fuera de Santiago, a gestionar mi entrada vía transferencia interna desde la Facultad de Arquitectura y Urbanismo a la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, ambas de la Universidad de Chile.

Gracias a mi profesor guía, Roberto Corvalán Paiva, por darme la oportunidad de sacar adelante un proyecto propuesto desde mi persona, cuando lo usual es que los estudiantes tomemos proyectos ya concebidos. Además, por su apoyo y constante guía.

Gracias al Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Chile, por un lado, por ayudarme parcialmente con el financiamiento de este proyecto y a su ejecución, gracias a los operadores y profesionales del taller mecánico y por otro lado, por facilitar y crear un ambiente de competencia constructiva que posibilita sacar lo mejor de sus estudiantes.

Tabla de Contenido

1	Introducción.....	1
1.1	Motivación	5
1.2	Objetivo general.....	5
1.3	Objetivos específicos	5
1.4	Alcances	5
2	Metodología.....	6
2.1	Metodología de etapa de revisión de vehículo disponible	6
2.2	Metodología de etapa de potencia.....	7
3	Antecedentes.....	8
3.1	Vehículo disponible	8
3.2	Potencia.....	11
3.2.1	Cálculo de potencia	11
3.2.2	Motores eléctricos	12
3.2.3	Motores de combustión interna.....	15
3.2.4	Reducción.....	18
4	Resultados.....	22
4.1	Revisión de vehículo disponible	22
4.2	Potencia.....	23
4.2.1	Estimación de potencia.	23
4.2.2	Selección del motor.....	30
4.2.3	Diseño de sistema de transmisión	31
4.2.4	Diseño de sistema de control manual.....	42
4.2.5	Justificación de diseño.	43
4.3	Construcción	71
5	Conclusiones.....	75
6	Bibliografía.....	78
Anexos		
Anexo A Código MatLab simulación mecanismo Theo Jansen		
Anexo B Manual de motor seleccionado		
Anexo C Planos de Trabajo de título		
Anexo D Planos de vehículo disponible		

1 Introducción

Una plataforma móvil es una estructura capaz de transportar carga, personas o simplemente desplazarse. Estas plataformas presentan distintas cualidades: masa, grados de libertad, cantidad de extremidades, capacidad de control, capacidad de moverse en superficies con distintas características, entre otros.

A lo largo del tiempo se han desarrollado vehículos que tienen ruedas, extremidades con varios grados de libertad o extremidades con solo un grado de libertad, varias extremidades, o bípedos, entre otros [1]. El desarrollo de plataformas móviles mostradas en la figura 1-1, comienza con la construcción del Walking Truck de General Electric (1968), pasando por robots más elaborados como MECANT (1994), hasta Rest (1998) y BigDog de Boston Dynamics (2011). El gran avance ha sido en el control que se ha realizado sobre ellas. Dicho control ha progresado de manera tal, que se empezó a desarrollar plataformas bípedas, como las desarrolladas por Honda, ver figura 1-2, en modalidades humano-controladas como el iFoot (2005) y autónomas como ASIMO el cual continúa en desarrollo.

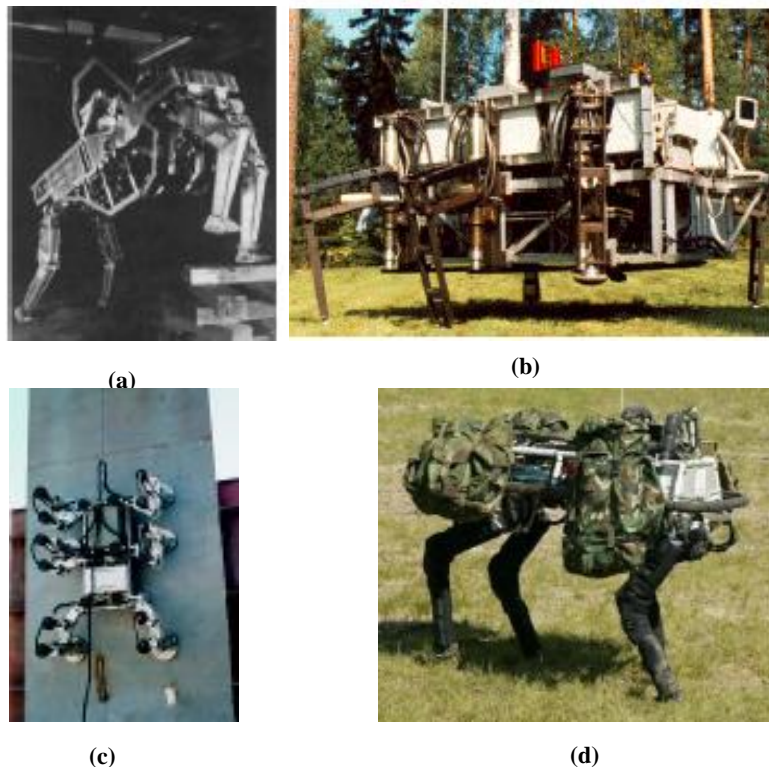


Figura 1-1Resumen historia de plataformas móviles, (a) Walking Truck, (b) MECANT, (c) Rest y (d) BigDog
Fuente: Referencia [1]

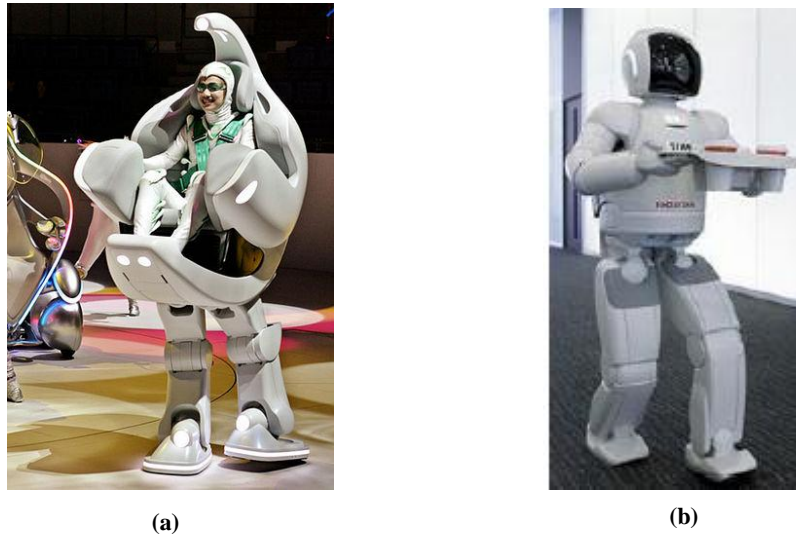


Figura 1-2 Plataformas móviles Bípedas, (a) IFoot, (b) ASIMO.
Fuente: Referencia [1]

Independientemente a lo anterior, escultores cinemáticos e ingenieros han desarrollado mecanismos que transforman movimiento circular en traslacional. Entre estos destacan los mecanismos de Peaucillier-Lipkin, Tchebyshev y Theo Jansen. La figura 1-3 muestra estos 3 mecanismos, un posible eslabón motor, que recibe la potencia, y la trayectoria del punto de interés, que en general es el punto de contacto con el suelo.

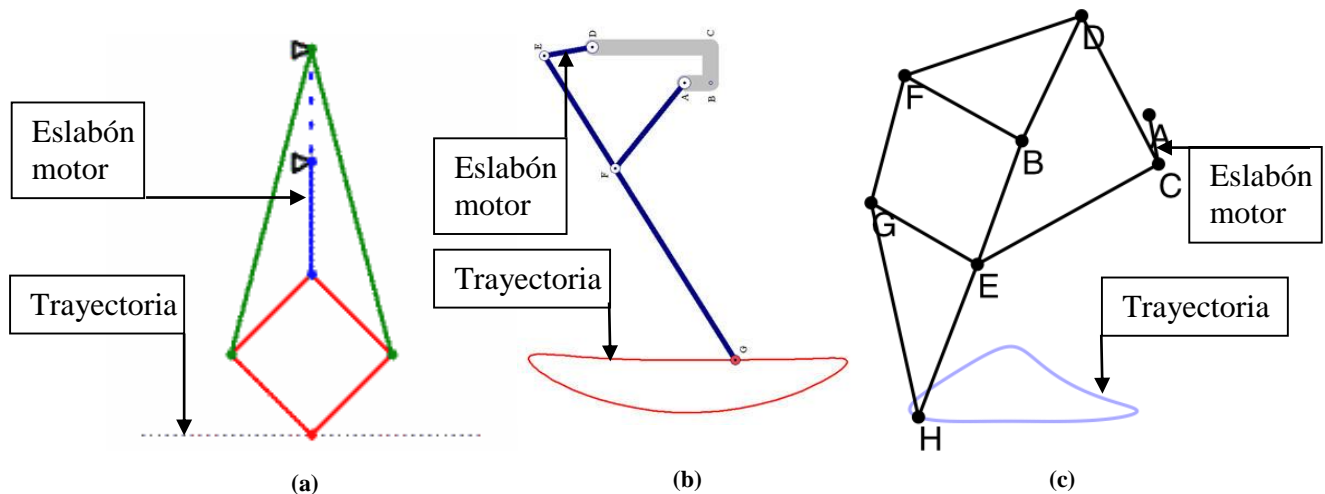


Figura 1-3 Mecanismos de (a) Peaucillier-Lipkin¹, (b) Tchebyshev² y (c) Theo Jansen³.
Fuente: Elaboración propia.

¹ https://en.wikipedia.org/wiki/Peaucellier%E2%80%93Lipkin_linkage

² http://www.mfdabbs.pwp.blueyonder.co.uk/Maths_Pages/Euclidraw_Files/Mechanical_Linkages/Mechanical_Linkages.html

³ <http://stackoverflow.com/questions/6573415/evolutionary-algorithm-for-the-theo-jansen-walking-mechanism>

Theo Jansen es un escultor y artista Holandés, creador del mecanismo que lleva su nombre, este ha tenido varias implicancias, ya que, puede, teniendo las dimensiones indicadas, simular el movimiento de algunos animales [2]. Para una mayor comprensión del mecanismo, se muestra en la figura 1-4 como se mueven los eslabones al girar el eslabón motor.

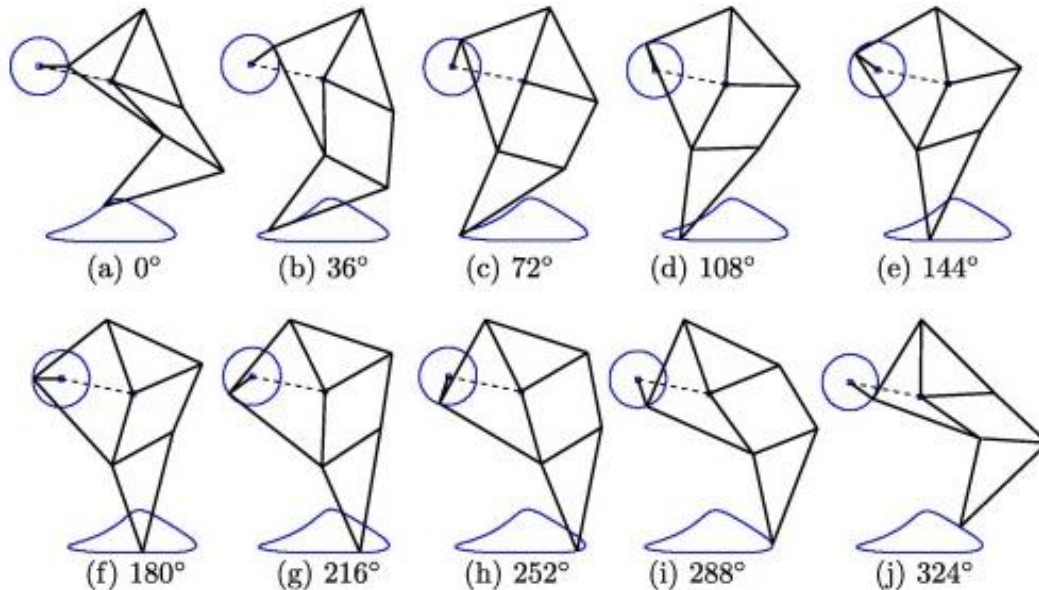


Figura 1-4 Movimiento mecanismo de Theo Jansen.
Fuente: Elaboración propia a partir de referencia[3]

Vehículos motorizados, específicamente con el mecanismo de Theo Jansen que se observa en la figura 1-3(c) y 1-4, han sido desarrollados anteriormente alrededor del mundo. Las figuras 1-5 a 1-7 muestran este mecanismo en tres aplicaciones distintas.

La figura 1-5 muestra un vehículo con tracción híbrida: humana-eléctrica, es decir, se mueve gracias a la potencia del pedaleo del usuario sumada a la potencia de un motor eléctrico. La figura 1-6 muestra un vehículo estilo monopatín, el cual es potenciado netamente por motores eléctricos. En la figura 1-7 se observa un vehículo de mayor magnitud, esta vez potenciado por motores de combustión interna.



Figura 1-5 Vehículo con mecanismo de Theo Jansen, tracción híbrida⁴.



Figura 1-6 Vehículo con mecanismo de Theo Jansen, tracción con motores eléctricos⁵.



Figura 1-7 Vehículo con mecanismo de Theo Jansen, tracción con motores de combustión interna⁶.

⁴ <https://www.youtube.com/watch?v=MjHaPMbNR-U>

⁵ <https://www.youtube.com/watch?v=U5dpGAw4cOU>

⁶ <https://www.youtube.com/watch?v=Pn4iPDK2xjY>

1.1 Motivación

El diseño mecánico de sistemas de potencia, en particular transmisiones mecánicas, es una aplicación transversal a muchas áreas de la ingeniería y de la maquinaria desarrollada hoy en día. Es, por lo tanto, un requerimiento dominar este concepto si se tiene interés en el diseño mecánico, de robots, maquinaria de producción o máquinas cosechadoras de energía.

El término CDIO [4], por sus siglas en inglés ‘Conceive, Design, Implement and Operate’, significa ‘Concebir, Diseñar, Implementar y Operar’, es un término acuñado por el MIT (Massachusetts Institute of Technology), en un esfuerzo por estandarizar el cómo debería desarrollarse el entorno en la educación de nuevos ingenieros para el desarrollo de productos u otro en los tiempos modernos. Para interiorizar este procedimiento se realiza un producto, no comercializable, pasando por todas las etapas de este mecanismo.

Ambos factores, aplicados a una estructura caminante, como la que se busca, son los principales motivantes de este trabajo.

1.2 Objetivo general

El objetivo general es el diseño e implementación de sistema de potencia para un vehículo monoplaza, con extremidades según el mecanismo de Theo Jansen.

1.3 Objetivos específicos

Los objetivos específicos para alcanzar el objetivo general son los siguientes:

- Evaluación de especificaciones técnicas para el Diseño Mecánico de la estructura del vehículo tomado como insumo y diseñar mejoras de requerirse.
- Desarrollo de especificaciones técnicas para el sistema de Potencia: dimensionamiento de motores y transmisión
- Implementación de los componentes mencionados.

1.4 Alcances

Los alcances por etapa son los siguientes:

- Etapa Revisión: Revisión del diseño, diseño de mejoras e implementación.
- Etapa Potencia: Selección de motores, diseño de reducción, montajes e implementación.

2 Metodología

La metodología general utilizada para el desarrollo de este producto es en general la de cualquier producto de ingeniería, esta se compone de 4 etapas [9], a saber, requerimientos del producto, diseño y análisis, implementación y validación del producto. Las secciones 2.1 y 2.2 muestran la metodología en específico para la etapa de revisión del vehículo disponible y etapa de potencia, respectivamente.

2.1 Metodología de etapa de revisión de vehículo disponible

Se comienza la etapa haciendo una revisión visual del prototipo para proceder a la lectura de la información disponible, esto es: fundamentación del diseño con memorias de cálculos e informes disponibles, además se estudia el modelo CAD disponible del prototipo. Posteriormente, de encontrarse algún problema, se diseña e implementa la solución. Los problemas encontrados se presentan en la sección de resultados. La figura 2-1 muestra el esquema de la metodología.

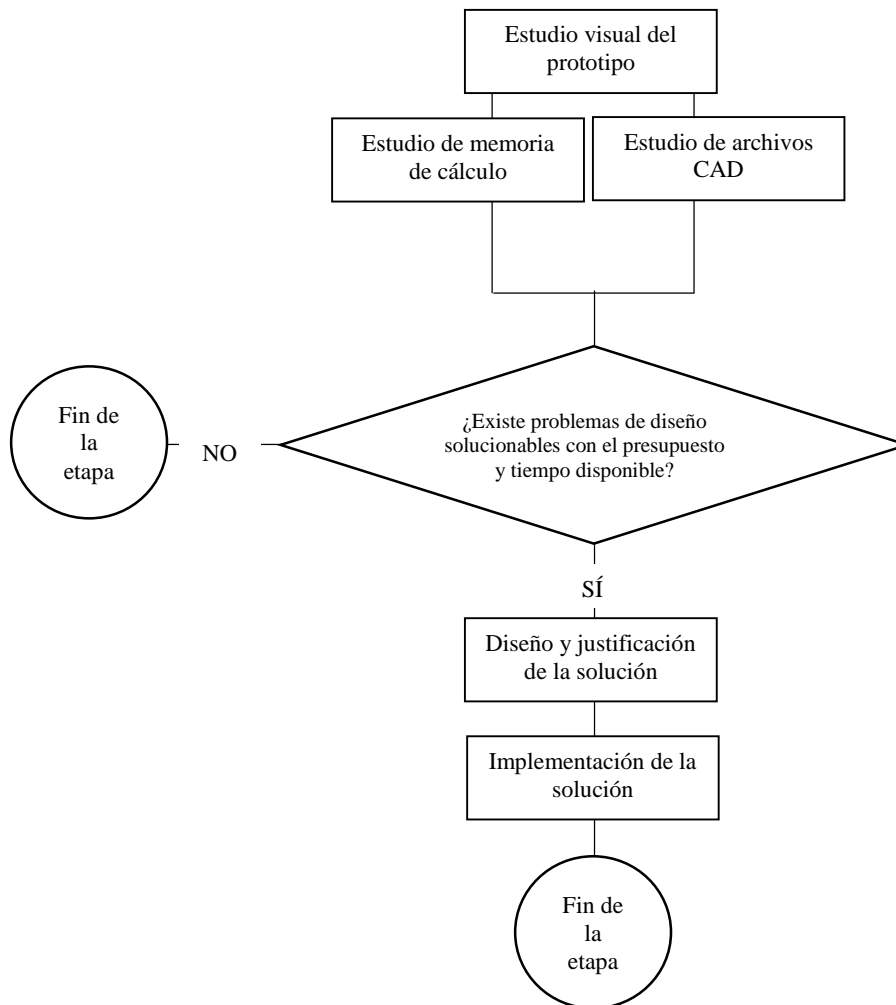


Figura 2-1 Metodología etapa de revisión de vehículo disponible.

Fuente Elaboración propia

2.2 Metodología de etapa de potencia.

Se comienza la etapa de potencia determinando los requerimientos para mover el vehículo mediante el uso de simulaciones usando el módulo de Análisis de Movimiento de SolidWorks 2015. Luego, se procede al estudio de posibilidades de motores y la selección teniendo como parámetros de selección los requerimientos estimados y el costo del componente. Teniendo seleccionado el motor se procede al diseño y su justificación en un proceso iterativo hasta que el diseño se considera finalizado.

Una vez finalizado el diseño se procede a la etapa de elaboración de planos y adquisición de elementos comerciales y materiales para manufacturar y ensamblar el diseño.

Posteriormente, y en paralelo, se construye y van haciendo pruebas a los elementos construidos. Una vez finalizada la construcción se procede a la operación del vehículo, de no funcionar los errores pueden dividirse en 2: de construcción o de diseño. La figura 2-2 muestra esquemáticamente la metodología para esta etapa

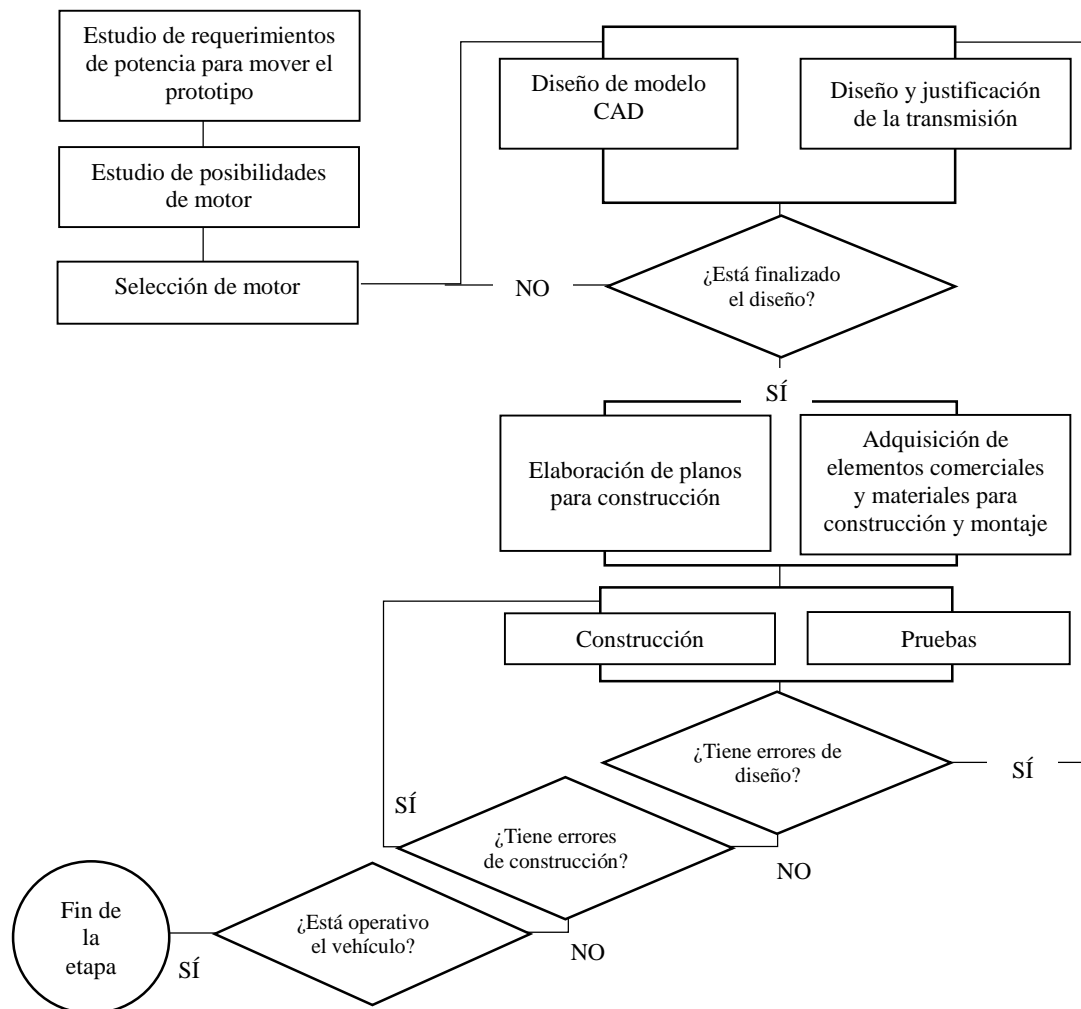


Figura 2-2 Metodología etapa de potencia.
Fuente Elaboración propia

3 Antecedentes

Acorde a los objetivos específicos, la recolección de antecedentes se ha dividido en 2 partes, a saber, Vehículo Disponible y Potencia.

3.1 Vehículo disponible

El diseño mecánico contempla: revisión completa del diseño del vehículo, diseño e implementación de mejoras sobre el prototipo desarrollado por el Grupo 2 del Curso Diseño de Sistemas Mecánicos durante el Semestre 2015-1.

La figura 3-1 muestra el modelo en un software CAD y el prototipo terminado siendo operado.

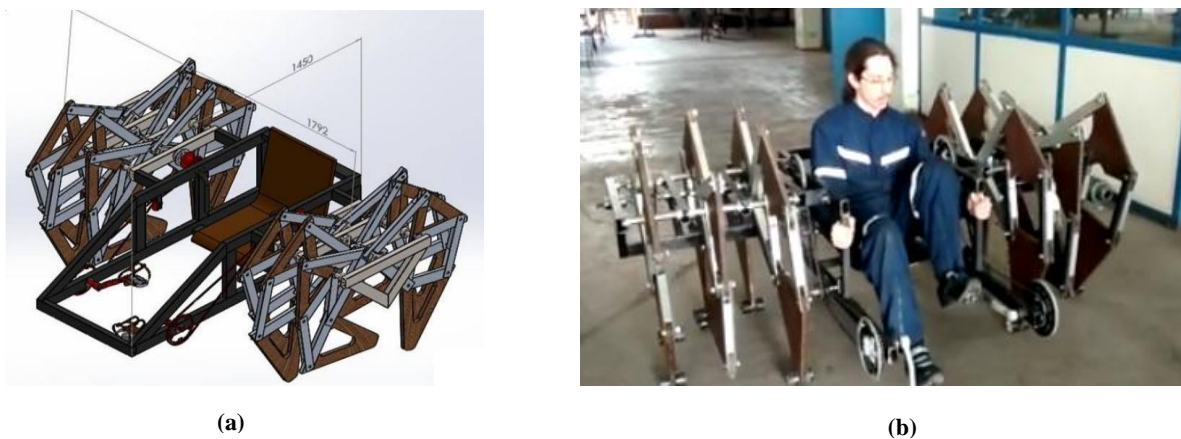


Figura 3-1 (a) Modelo CAD, (b) Prototipo terminado.
Fuente: Elaboración propia.

Luego, los insumos para esta etapa son el modelo en CAD, memoria de cálculo y prototipo terminado y funcional con fallas menores de diseño.

Para el desarrollo de este prototipo se hicieron cálculos de resistencia de materiales para los distintos elementos del sistema como también el estudio del mecanismo de Theo Jansen.

El sistema es movido por tracción humana, es decir la potencia es generada por las piernas del usuario para las 6 extremidades del tren derecho e izquierdo. La tracción derecha es independiente de la tracción derecha. El vehículo cuenta con 12 extremidades, en vez de ruedas, cada pata presenta el mecanismo de Theo Jansen. La figura 3-2 muestra el mecanismo de 2 extremidades simplificado, con líneas rectas emulando eslabones. El código se puede ver en Anexo A.

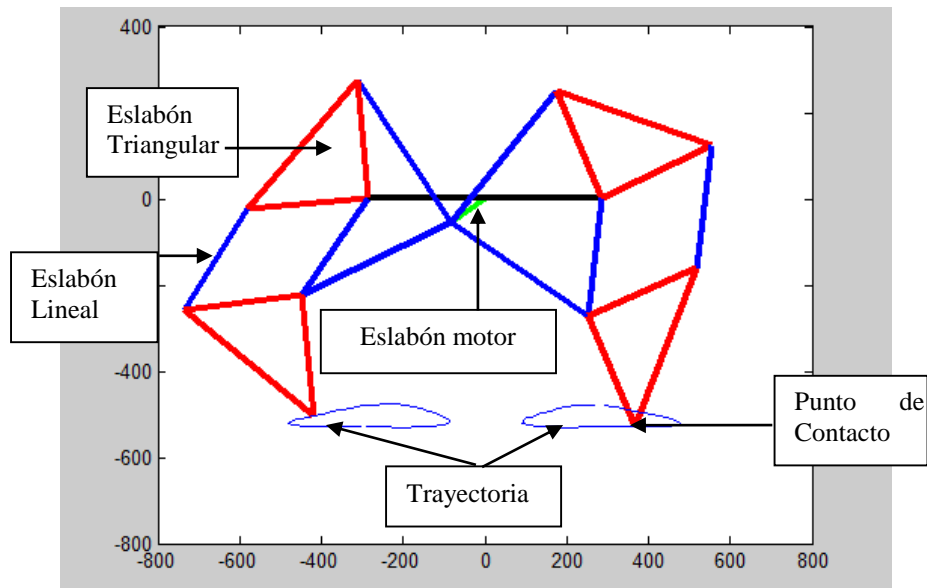


Figura 3-2 Mecanismo de Theo Jansen.

Fuente: Elaboración propia.

Cada extremidad está compuesta de 7 eslabones, 5 lineales (en azul) y 2 triangulares (en rojo), como se señala en la figura 3-2. Del cigüeñal se desprenden 3 eslabones motores, y cada eslabón (en verde) mueve a 2 extremidades como las de la figura 3-2. La velocidad angular del eje determinará la velocidad con la que el Punto de Contacto con el suelo se moverá. Cada Punto de Contacto de cada extremidad deberá describir la misma trayectoria.

El análisis de los pares de extremidades en fase guarda relación con la estabilidad del modelo en planos inclinado, no con la tracción al suelo. Es decir, la tracción será siempre la misma, o muy similar, independiente de cuales sean las 4 patas que estén en contacto.

Para el desarrollo de la memoria y para facilitar la explicación se ha usado la nomenclatura descrita en la figura 3-3, desde una vista superior del modelo CAD.

Para el movimiento de giro hacia la derecha o la izquierda del usuario, ambos trenes deben moverse, ver figura 3-4, ya que si cualquiera de los 2 se queda estático este hará las veces de pivote pudiendo doblar las patas debido a un excesivo par de torque. Por ejemplo, para girar a la izquierda, el tren derecho se mueve hacia adelante a velocidad V_d y el tren izquierdo a velocidad V_i , donde $V_d \gg V_i$, el radio de giro vendrá dado por la diferencia en estas velocidades. El giro del vehículo queda impuesto por el giro del eje del motor de combustión interna, el cual siempre es para un lado, por diseño de fábrica, por tanto no se puede girar el vehículo sobre su propio eje, ya que esto necesitaría un movimiento de giro en ambos sentidos.

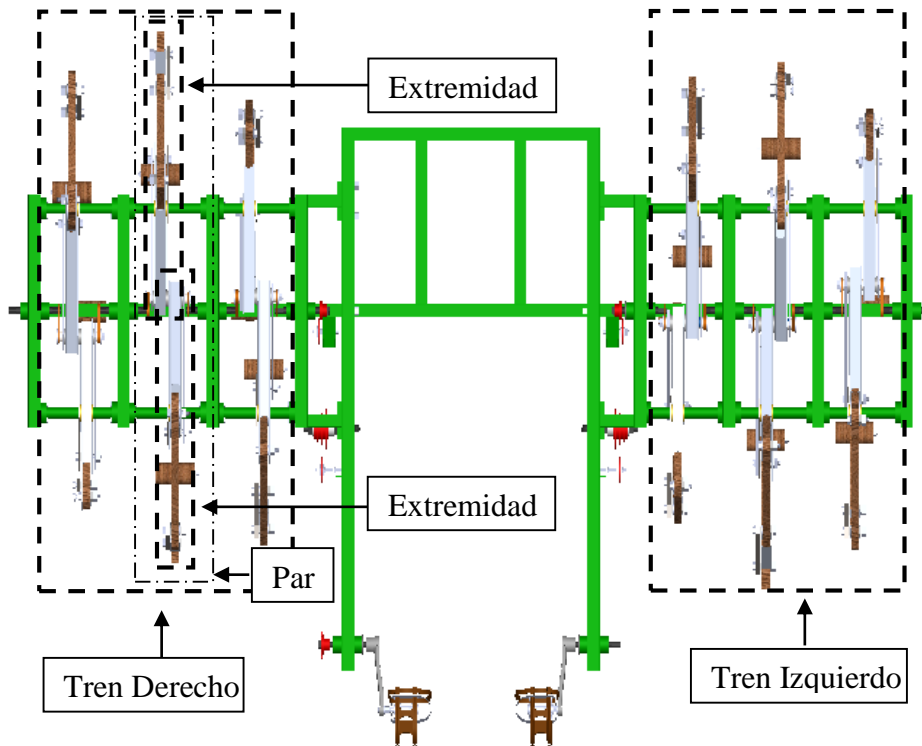


Figura 3-3 Nomenclatura para el prototipo.
Fuente: Elaboración propia.

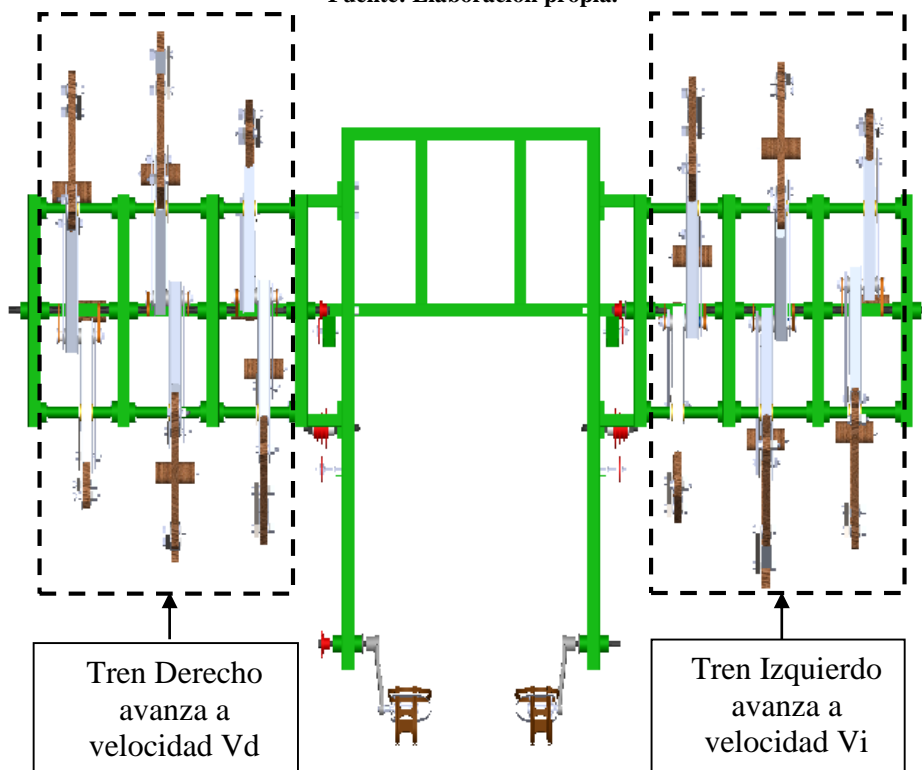


Figura 3-4 Esquema de giro.
Fuente: Elaboración propia.

3.2 Potencia

3.2.1 Cálculo de potencia

En esta sección se muestra cómo se calcula la potencia requerida por el sistema mecánico. Luego, se muestran 2 elementos principales de potencia, a saber, motores y reducción. El estudio de motores se extiende a dos tipos, estos son: motores eléctricos (varios tipos) y motores de combustión interna (2 tipos).

El estudio de la dinámica del vehículo se puede realizar usando el método de Trabajo Virtuales[1] o haciendo el cálculo computacionalmente en softwares como SolidWorks y su módulo de Análisis de Movimiento.

Por un lado, el método de Trabajos Virtuales permite saber, dada una velocidad angular determinada, cuál es el torque necesario para mover el vehículo. El principio de trabajos virtuales se enuncia en las ecuaciones 3-1 y 3-2.

$$\sum Pot = 0 \quad (\text{Ec.3-1})$$

$$\sum \langle \vec{F}_i, \vec{v}_i \rangle + \langle \vec{M}_i, \vec{\omega}_i \rangle = 0 \quad (\text{Ec.3-2})$$

Donde:

$Pot = \text{Potencia [W]}$

$\vec{F}_i = \text{Fuerza de cada elemento } i \text{ [N]}$

$\vec{v}_i = \text{velocidad lineal de cada elemento } i \left[\frac{m}{s} \right]$

$\vec{M}_i = \text{momento de cada elemento } i \text{ [Nm]}$

$\vec{\omega}_i = \text{velocidad angular de cada elemento } i \left[\frac{1}{s} \right]$

Cada eslabón, de cada extremidad se encuentra girando a una velocidad ω_i , movido por el eslabón de entrada que gira a una velocidad ω_e . Además, cada eslabón opone un momento en contra del movimiento igual a

$$M_i = I_i * \alpha_i, \quad (\text{Ec.3-3})$$

Donde I_i es la inercia del eslabón y α_i es la aceleración angular del eslabón que depende de la geometría y de la velocidad angular de entrada ω_e .

Además, los elementos no giratorios, ejercen una fuerza en contra del movimiento que se calcula como se muestra en las ecuaciones 3-4 y 3-5

$$F_{x_i} = m_i * g \quad (\text{Ec.3-4})$$

$$F_{y_i} = m_i * a_i \quad (\text{Ec.3-5})$$

Donde:

F_{x_i} = Fuerza en el eje x, del elemento i [N]

F_{y_i} = Fuerza en el eje y, del elemento i [N]

m_i = Masa del elemento i [kg]

a_i = Aceleración en el eje y, del elemento i $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

Donde la masa depende del objeto a considerar y la aceleración depende de la velocidad angular de entrada, a su vez cada uno de esos elementos no rotativos lleva una velocidad lineal, vertical y longitudinal, la cual es función de la velocidad angular de entrada. Teniendo el modelo se puede definir la velocidad angular máxima de operación, con eso se tendrán todas las variables para calcular el torque requerido para mover el vehículo, finalmente se tendrá la potencia, ya que:

$$P = T * \omega_e. \quad (\text{Ec.3-6})$$

Por otro lado, la potencia necesaria para mover el vehículo puede ser estimada computacionalmente usando softwares de diseño y análisis. En particular, este análisis puede realizarse con SolidWorks y su módulo de análisis de movimiento⁷. Esta herramienta permite insertar cualquier tipo de motor virtual en cualquier elemento del ensamblaje, dándole características de velocidad, ya sea lineal o angular, luego se pueden extraer muchos resultados de la cinemática y dinámica del ensamblaje y sus elementos, entre ellos: desplazamientos, velocidades y aceleraciones, lineales o angulares, fuerzas y torques, entre otros.

3.2.2 Motores eléctricos

Las figuras 3-5 a 3-7 muestran los cuatro tipos de motores estudiados [5], estos son, motores de corriente continua (DC: Direct Current), motores de corriente continua sin escobillas (BLDC: Brushless DC), motores de inducción y motores paso a paso (Stepper).

⁷ <http://www.solidworks.es/sw/products/simulation/motion-analysis.htm>

Cada uno de estos tipos de motores presenta distintas curvas de Torque-Velocidad, las cuales varían dependiendo del control, voltaje, del estado de operación: transiente o estacionario, entre otros.

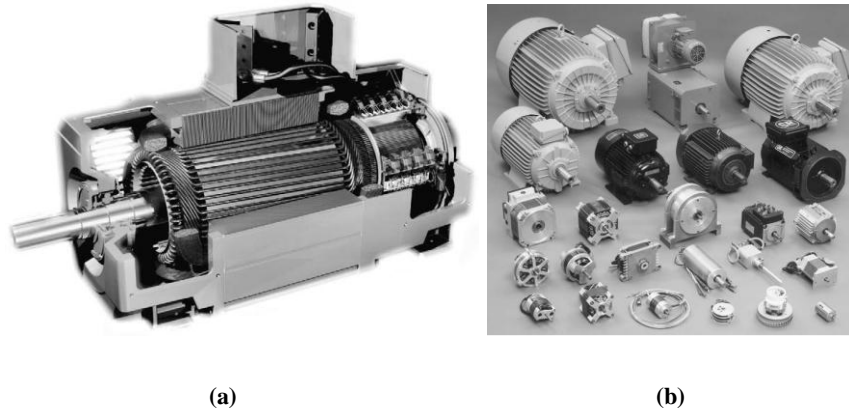


Figura 3-5 (a) Motor de Corriente Continua y (b) Motores de Corriente Continua sin escobillas.
Fuente: Elaboración propia a partir de referencia [5].

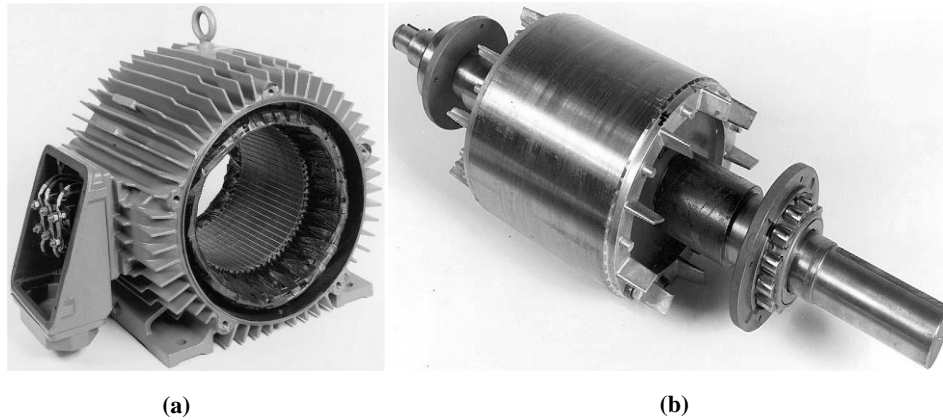


Figura 3-6 (a) Estator y (b) Rotor de motor de inducción.
Fuente: Elaboración propia a partir de referencia [5].

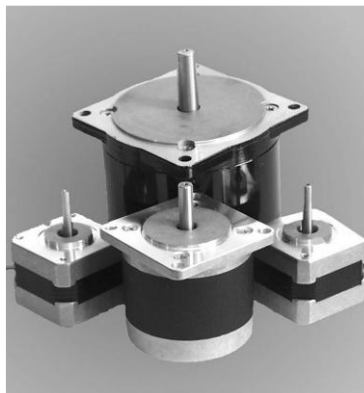


Figura 3-7 Distintos tipos de motores paso a paso.
Fuente: Elaboración propia a partir de referencia [5].

3.2.1.1 Control de motores eléctricos

Cada motor, independiente de su tipo requiere algún tipo de control electrónico, por ejemplo, los motores BLDC (Brushless Direct Current) requiere de un control para activar/desactivar cada fase de acuerdo a la posición del rotor con respecto al estator. Además, controla el voltaje dependiendo de la potencia requerida por el usuario.

Este control electrónico se vende, generalmente, por separado del motor, y en algunos casos llega a costar más que el mismo motor.

3.2.1.2 Alimentación

Un track de baterías debe ser diseñado acorde a los requerimientos de energía, potencia y voltaje.

La potencia requerida viene dada por los requerimientos del motor al igual que el voltaje, mientras que la energía almacenada en las baterías es una decisión de diseño que es proporcional a la cantidad de tiempo de operación del sistema.

Así, a mayor energía más grande será el track de baterías y mayor será el tiempo de operación del vehículo. Pero esto tiene 2 restricciones: por un lado mientras más grande, mayor será el peso y mayor será la potencia requerida, luego si se quiere un tiempo de operación muy prolongado, puede que los motores no den abasto con tanto peso. Por otro lado, solo se cuenta con una cantidad limitada de baterías disponibles.

En ref. [6] se ha estudiado la compactación óptima de baterías, con el objetivo de reducir costos, aumentar vida útil, capacidad y seguridad. Allí, se simulan 2 casos, por un lado una compactación óptima de 6 baterías de litio, y por otro lado, el comportamiento del track del auto solar EOLIAN III. La figura 3-8 muestra el track de baterías del EOLIAN III, en donde se observa, una celda, módulo y pack completo de las baterías.

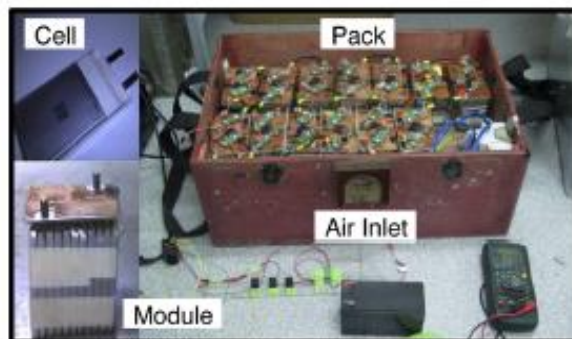


Figura 3-8 Track de baterías de Litio del auto de carrera EOLIAN III.
Fuente: Referencia [6].

3.2.3 Motores de combustión interna

Se estudian motores de combustión interna [7], comerciales, de dos tipos: de bicicleta y de karting. La principal diferencia es la potencia variando de 2 hp a 6.5 hp para motores estudiados.

Los motores de bicicleta al igual que los de karting, son motores reciprocantes de combustión interna, en general, estos últimos, son de 4 tiempos y poseen solo un pistón. Su funcionamiento, básicamente, es como se describe a continuación, a partir de la figura 3-9.

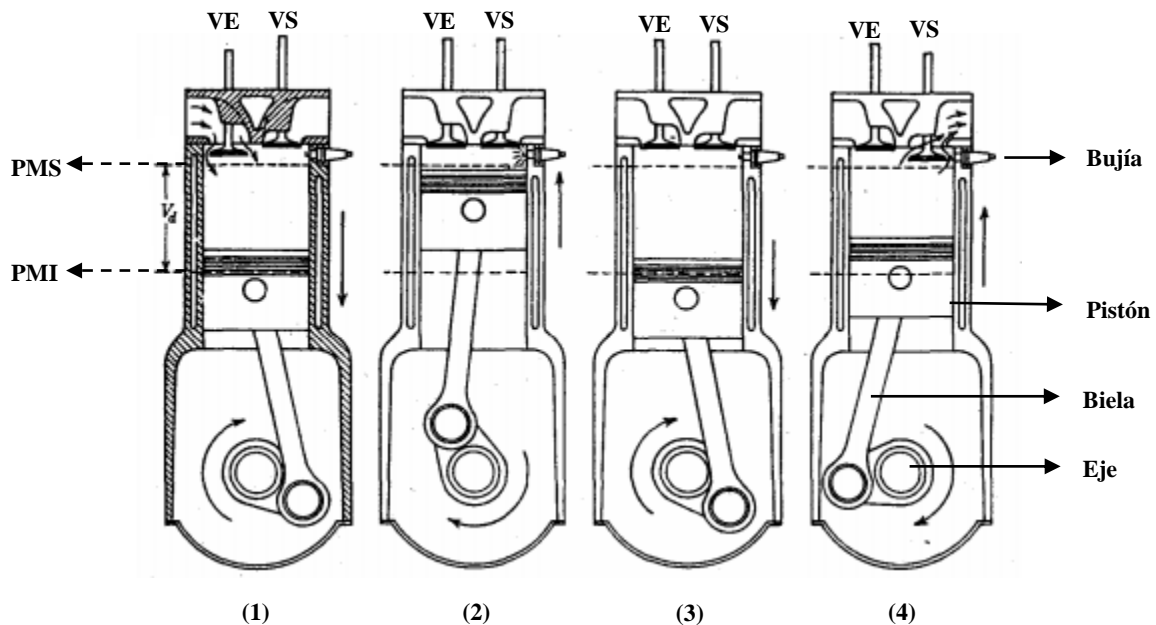


Figura 3-9 Funcionamiento de motor de combustión interna.
Fuente: Elaboración propia a partir de referencia [7].

Un motor de combustión interna se dice reciprocante por el movimiento de vaivén del pistón, estos motores pueden contener varios pistones, siendo el mínimo 1 y un máximo indefinido, se dice de 4 tiempos porque describe este movimiento de vaivén en 4 etapas, las que se pueden observar en la figura 3-9. Estas etapas son: (1) Ingreso de la mezcla de combustible, (2) Compresión, (3) Expansión y (4) Expulsión de gases.

En (1) el pistón se encuentra en el punto muerto inferior (PMI) que es el punto más bajo de la trayectoria del mismo, es en donde la velocidad vertical del pistón es nula, por eso se le denomina 'muerto', aquí es donde la válvula de entrada (VE) se abre y deja entrar la mezcla de combustible y aire (algunos motores agregan aceite a la mezcla).

En (2) el pistón va desde el PMI al punto muerto superior(PMS), barriendo un volumen V_d y comprimiendo la mezcla ingresada en (1), este volumen V_d se denomina de varias maneras siendo las más comunes: cubicada, carrera o desplazamiento, se usa comúnmente como indicativo de la potencia de un motor, aunque realmente no guardan directa relación. Al finalizar la etapa de compresión se enciende la bujía (salvo que el motor funcione con combustible Diesel) y se hace ignición de la mezcla comprimida, lo que da origen a (3).

En (3) el pistón va del PMS al PMI debido a la explosión de la mezcla combustible comprimida, generando presión sobre el pistón que ejerce un torque en el eje a través de la biela.

En (4) la válvula de salida (VS) se abre para dejar escapar los gases de la combustión, el movimiento inercial ascendente del pistón provoca la salida de los gases, cuando el pistón baja nuevamente está en posición para comenzar un nuevo ciclo en (1).

Las variables principales para medir el funcionamiento o desempeño de un motor son 3, a saber, potencia, torque y consumo de combustible, las cuales corresponden a las curvas características de un motor. Estas tres variables dependen de muchos factores, entre ellos: tipo de motor, carrera, cantidad de pistones, tipo de combustible, acondicionamiento del ciclo: bujías de ignición y válvulas de entrada y salida, entre otros.

No obstante, se tiene una tendencia común para diversos motores al avanzar en la velocidad de giro del eje. La figura 3-10 muestra el comportamiento de un motor de tres cilindros, 450 cm^3 de carrera, de dos tiempos, esta puede extenderse, en lo que se refiere a la tendencia de las curvas, a todos los motores de combustión interna.

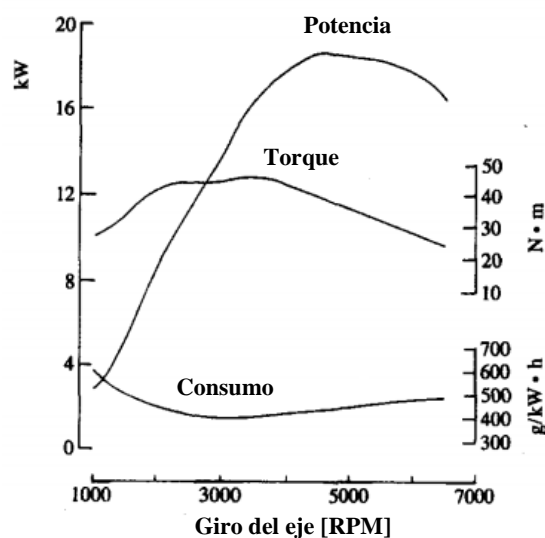


Figura 3-10 Ejemplo de curvas características de motores de combustión interna.
Fuente: Elaboración propia a partir de referencia [7].

Se observa de la figura 3-10 que la potencia crece rápidamente al aumentar las velocidad de giro del eje, luego del óptimo decae lentamente. Por otro lado, el torque crece, pero no tan rápidamente como la potencia y al igual que la potencia decae lentamente luego del óptimo. El consumo de combustible es alto a bajas rpm, como también a muchas rpm, la tendencia del consumo es de crecimiento y decrecimiento lento. El óptimo de potencia, torque y consumo de combustible, no se encuentran, necesariamente, a una misma velocidad de giro.

3.2.3.1 Motores de Bicicleta

Estos motores se encuentran comercialmente de 48 cc a 80 cc. Las potencias para esas cilindradas van desde 1,6 hp a 3 hp y se pueden encontrar por precios desde \$80.000 a \$125.000.

El peso no varía mucho con la cilindrada, encontrándose desde 9,5 kg a 10,92 kg. Estos motores y su montaje, están diseñados para bicicletas, por tanto, no contemplan gran torque sino que priorizan la velocidad de giro.

La figura 3-11 muestra una imagen (a) de las partes de un motor de bicicleta de 48 cc (2 hp), mientras que (b) muestra su montaje en una bicicleta.

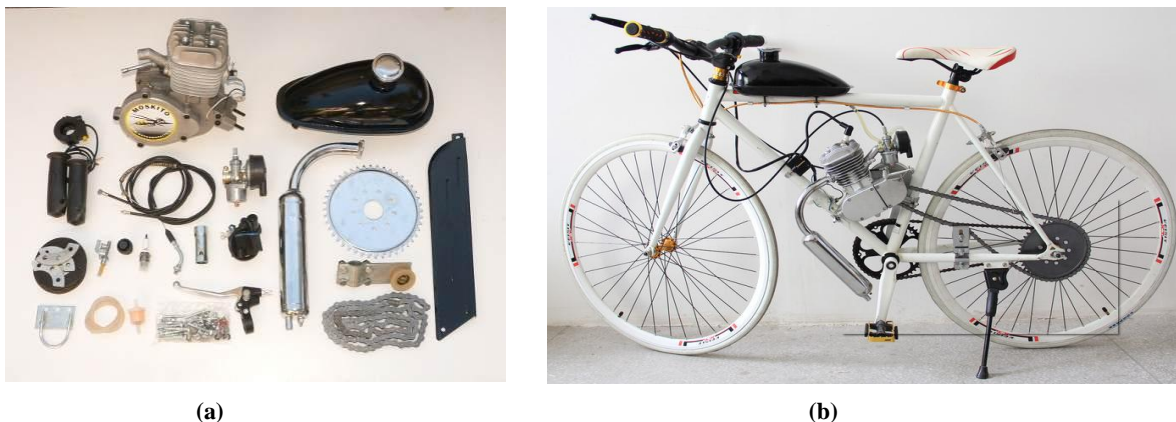


Figura 3-11 Imagen de (a) Motor de bicicleta 48cc⁸ (b) Montaje de Motor en bicicleta⁹

3.2.3.2 Motores de Karting

La diferencia de estos motores, comparados con los de bicicletas, es que no vienen con aparatos de montaje ni transmisión, como los mostrados en la figura 3-11(a), sino que, en general, solo vienen con un eje chaveteado y agujeros para pernos de anclaje.

⁸ http://articulo.mercadolibre.cl/MLC-432728840-motormoskito-48cc-_JM

⁹ http://www.ebay.com/itm/80cc-Bike-Bicycle-Motorized-2-Stroke-Cycle-Silver-Motor-Engine-Kit-/131292512629?_ul=CL

Por otro lado, las potencias que alcanzan son mayores, se encontraron algunos de hasta 7 hp, para motores dentro del presupuesto destinado. La figura 3-12 muestra distintas vistas de un motor utilizado en karting, mientras que la tabla 3-1 muestra sus principales especificaciones técnicas



Figura 3-12 Motor 6.5 HP¹⁰

Tabla 3-1 Especificaciones técnicas de motor 6.5 hp mostrado en figura 3-12

Característica	Valor
Tipo	Motor de 4 tiempos, 1 cilindro.
Desplazamiento	196 cc
Máxima potencia	6,5 HP a 3600 rpm
Torque máximo	11 Nm a 2500 rpm
Capacidad del tanque	3,6 l
Consumo de combustible	395 g/kWh
Peso Neto	17 kg

3.2.4 Reducción

La reducción es un concepto ampliamente aplicado en sistemas de transmisión de potencia [8]. Puede aplicarse, ya sea por contacto directo como engranaje, o indirecto como cadenas, bandas u otro. Se basa en la ecuación 3-7 mostrada a continuación.

$$P = \frac{T * w}{9554} \quad (\text{Ec.3-7})$$

¹⁰ <http://www.ebay.com/itm/6-5-HP-Pullstart-200cc-Engine-Honda-Copy-GX200-Go-kart-Drifter-Compressor-Pump-/161966507143>

Donde:

$P = \text{Potencia [kW]}$

$T = \text{Torque [Nm]}$

$w = \text{Velocidad angular [RPM]}$

Cabe notar que hay dos variables cambiando al modificar los radios de los engranajes, a saber, velocidad angular y torque. Se denomina ‘reductor’ ya que reduce la velocidad angular.

Si se asume que los elementos en contacto son rígidos, la pérdida de energía en el movimiento es 0, luego la potencia es constante.

Así, si de un elemento a otro el torque baja, entonces su velocidad angular aumenta. Análogamente, si el torque sube, la velocidad angular aumenta.

La variación en el torque se produce por una variación en el brazo de torque que está ejerciendo la fuerza y no en la magnitud de la fuerza, ya que:

$$\vec{T} = \vec{r} \times \vec{f}. \quad (\text{Ec.3-8})$$

La figura 3-13 muestra esquemáticamente un reductor internamente. Este reductor está compuesto de 2 etapas, donde la unidad que proporciona la potencia está conectada a 5. La primera reducción ocurre en el contacto de 5 a 4, mientras que la segunda reducción; de 3 a 2.

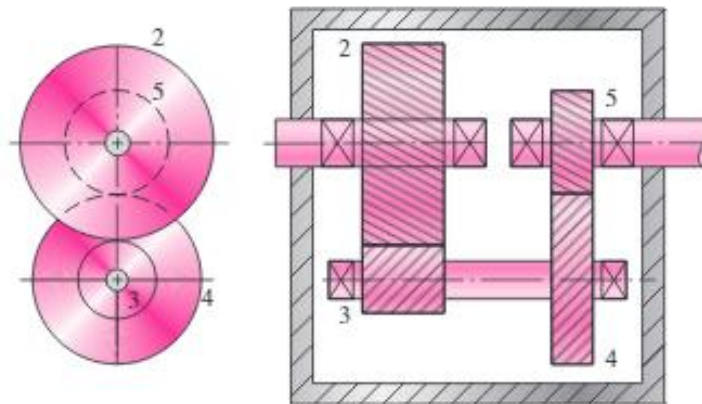


Figura 3-13 Esquema de reductor.
Fuente: Elaboración propia a partir de referencia [8]

La razón de reducción, ‘I’ es la variable que indica cuánto disminuye la velocidad angular, o aumenta el torque de un punto a otro. Al haber una doble reducción se tendrán 2 razones de reducción, una por etapa, la razón final de reducción es simplemente la multiplicación de ambas. Análogamente, cuando hay muchas etapas habrá muchas razones de reducción y la razón final es la multiplicación de todas las razones de reducción correspondiente a cada etapa.

La razón de reducción para las 2 etapas se calcula como se muestra en la ecuación 3-9 y 3-10.

$$I_1 = \frac{N_5}{N_4} = \frac{D_{p_5}}{D_{p_4}} = \frac{\omega_4}{\omega_5} = \frac{T_5}{T_4} \quad (\text{Ec.3-9})$$

$$I_2 = \frac{N_3}{N_2} = \frac{D_{p_3}}{D_{p_2}} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{T_3}{T_2} \quad (\text{Ec.3-10})$$

Donde:

I = Razón de reducción []

N_i = Número de dientes del engranaje i []

D_{p_i} = Diámetro primitivo del engranaje i [mm]

ω_i = Velocidad angular del engranaje i [RPM]

T_i = Torque ejercido por el engranaje i [Nm]

La razón total de reducción en el reductor se calcula como lo indica la ecuación 3-11, la fórmula para el cálculo en el caso de n reducciones se muestra en la ecuación 3-12.

$$I_t = I_1 * I_2 \quad (\text{Ec.3-11})$$

$$I_t = \prod_{i=1}^n I_i \quad (\text{Ec.3-12})$$

Donde:

I_t = Razón de reducción total []

I_i = Razón de reducción etapa i []

Las ecuaciones 3-9 a 3-11 aplican a cualquier tipo de reducción, independiente si esta es por engranajes, correas, cadenas u otro.

Estas ecuaciones indican solo valores de la magnitud de la velocidad angular, pero no indican la dirección de giro, esto depende del montaje.

Las figuras 3-14 y 3-15 muestran una reducción de 2 etapas, donde los elementos 2 y 3 están conectados por un eje. La figura 3-14 es reducción por engranajes, mientras que 3-15; con cadenas u correas.

Se observa de la figura 3-15 que el sentido de giro de los elementos 1 a 4 se conserva cuando se utilizan cadenas u correas, mientras que el sentido cambia cuando se utilizan engranajes, como se indica en la figura 3-14 en el contacto del elemento 1 con 2 y 3 con 4.

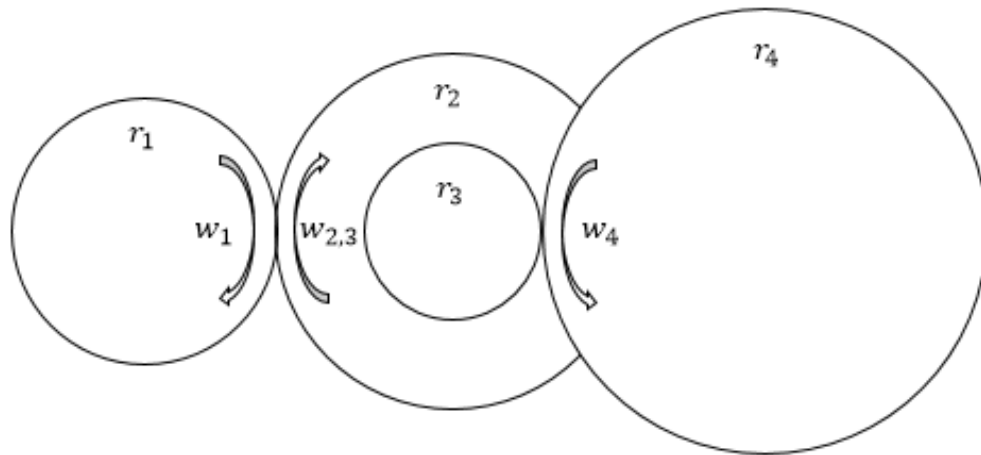


Figura3-14 Esquema de reducción por engranajes.
Fuente: Elaboración propia.

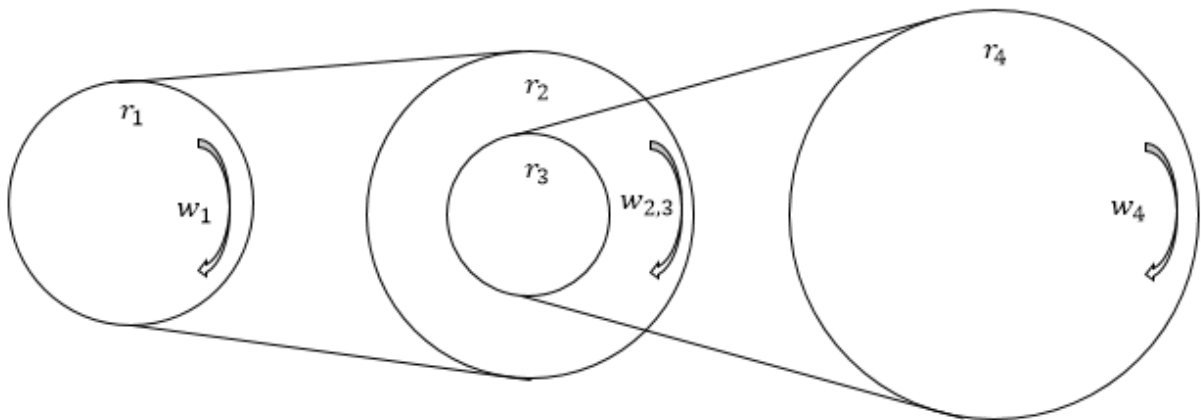


Figura 3-15 Esquema de reducción por cadenas u correas.
Fuente: Elaboración propia.

4 Resultados

Los resultados se muestran a continuación según las etapas designadas, estas son: Revisión de vehículo disponible y Potencia.

4.1 Revisión de vehículo disponible

De una inspección visual al vehículo disponible y a los cálculos respectivos se desprenden 2 errores de diseño fundamentales.

- Sobre dimensionamiento de estructura:

La estructura tiene quincallería en su chasis que está sobredimensionada y por tanto hacen al vehículo más pesado de lo necesario para moverse.

Una solución es cambiar todos los perfiles lo que es costos en tiempo y dinero, en cambio, para atenuar este problema se implementa un carro bajo el habitáculo el cual absorbe el peso para que las patas no lo reciban. La figura 4-1 muestra el modelo cad de la solución. En verde se muestra la estructura del habitáculo recibida mientras que en plateado se muestra el carro implementado como solución, más detalles pueden ser observados en Anexo C, plano 1-2.

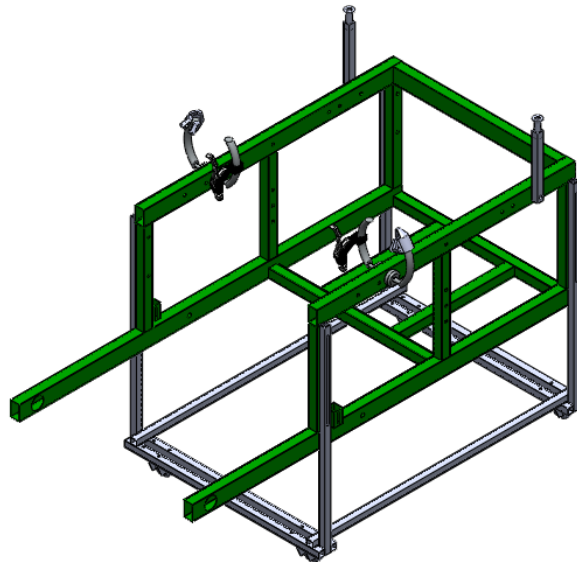


Figura 4-1 Solución al problema de diseño.
Fuente: Elaboración propia.

- Juego en uniones:

Las uniones de perfiles móviles, son bujes, y pernos, estos bujes están sujetos por pernos, tuercas y golillas. Estos elementos tienden a soltarse ocasionando juego en las uniones. La solución implementada es la revisión de estas uniones periódicamente y apretar cuando se encuentren flojas.

4.2 Potencia

En esta sección se incluye la estimación de potencia mecánica necesaria para mover el vehículo, selección del motor, diseño de sistema de transmisión y su justificación.

4.2.1 Estimación de potencia.

Se realiza una simulación en SolidWorks 2015, usando el módulo de Análisis de Movimiento.

En esta simulación se analizan 4 casos de velocidad angular del cigüeñal, esto es, posterior a la reducción. La tabla 4-1 muestra las 4 velocidades del cigüeñal y su velocidad equivalente en el eje del motor.

Tabla 4-1 Velocidades angulares de giro del cigüeñal y eje de motor.

	Velocidad angular del cigüeñal [RPM]	Velocidad angular de eje de motor [RPM]
Caso 1	37	2000
Caso 2	46,3	2500
Caso 3	55,5	3000
Caso 4	66,6	3600

Fuente: Elaboración propia.

Los supuestos para realizar las simulaciones son los siguientes:

- Simulación de solo un lado del vehículo, es decir, 6 de 12 patas, por ahorro computacional.
- Pendiente del suelo igual a 0°.
- Carga extra al peso del tren equivalente a 1000 N.
- Todos los sólidos son indeformables.
- La simulación, para cada caso, dura 8 segundos.
- La pérdida de potencia en las uniones es despreciable.
- Los coeficientes de roce dinámico (μ_d) y estático (μ_s) en el punto de contacto pata-suelo, se simulan como Madera-Piedra, esto es:

$$\mu_d = 0.33 \text{ y } \mu_s = 0.46$$

Las figuras 4-2 a 4-13 muestran los resultados de velocidad lineal, torque y potencia, para los casos 1 a 4, procesados en Excel.

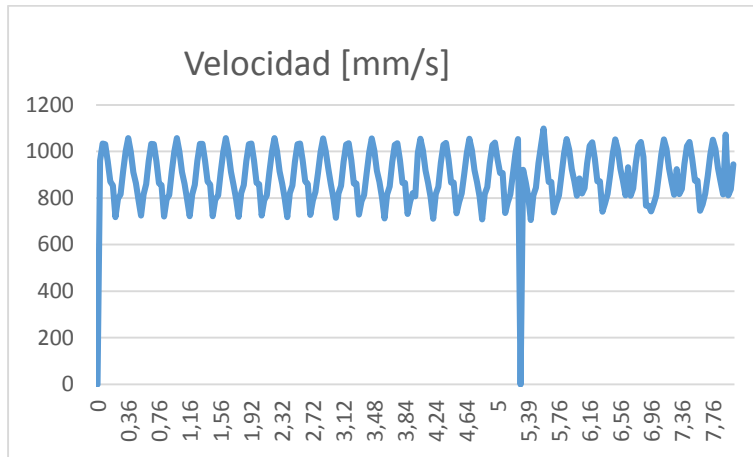


Figura 4-2 Velocidad lineal de avance del tren, caso 1.
Fuente Elaboración propia

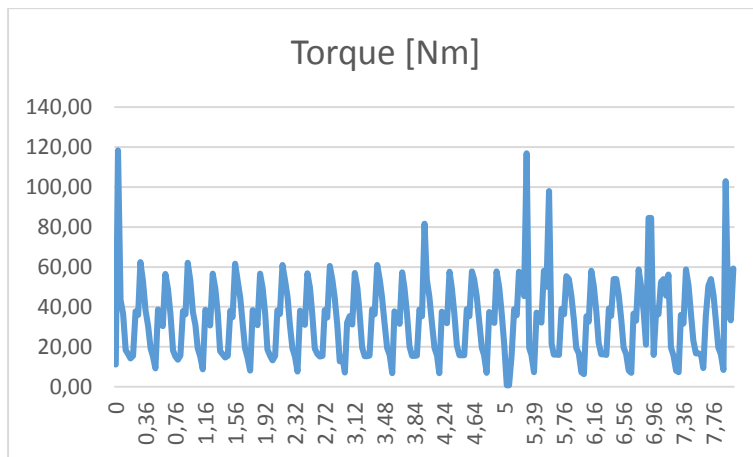


Figura 4-3 Torque necesario para mover el tren, caso 1.
Fuente Elaboración propia

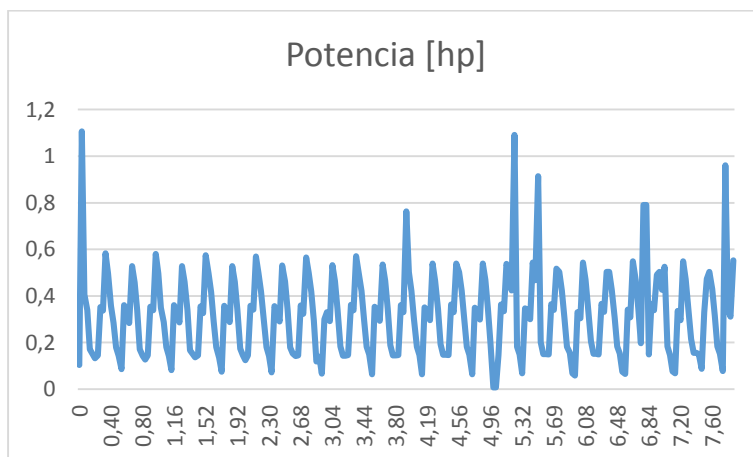


Figura 4-4 Potencia requerida por el tren, caso 1.
Fuente Elaboración propia

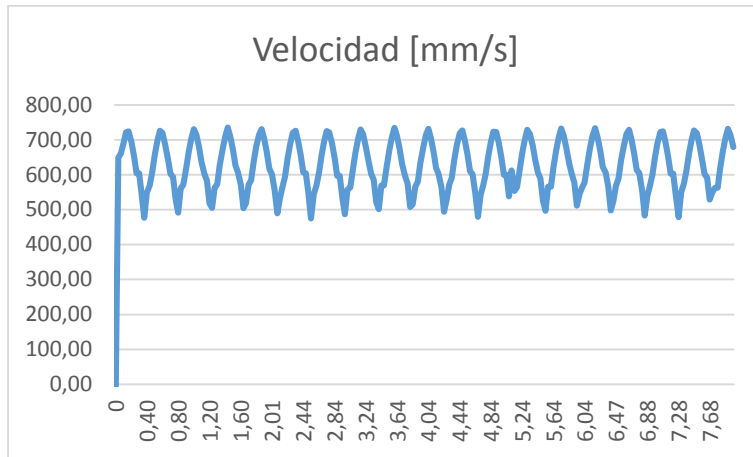


Figura 4-5 Velocidad lineal de avance del tren, caso 2.
Fuente Elaboración propia

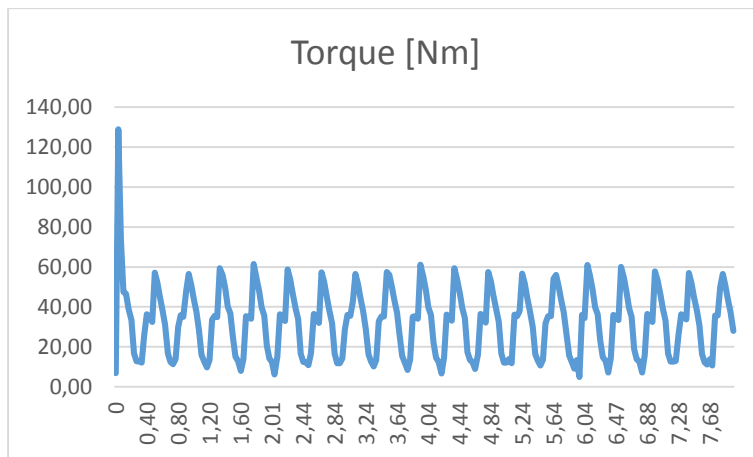


Figura 4-6 Torque necesario para mover el tren, caso 2.
Fuente Elaboración propia

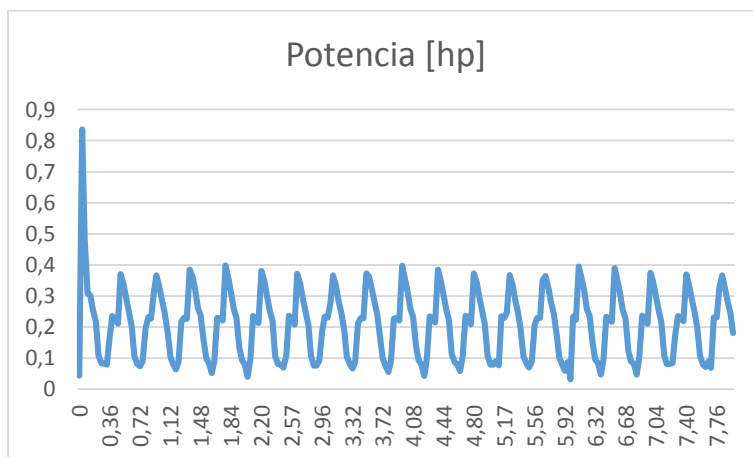


Figura 4-7 Potencia requerida por el tren, caso 2.
Fuente Elaboración propia

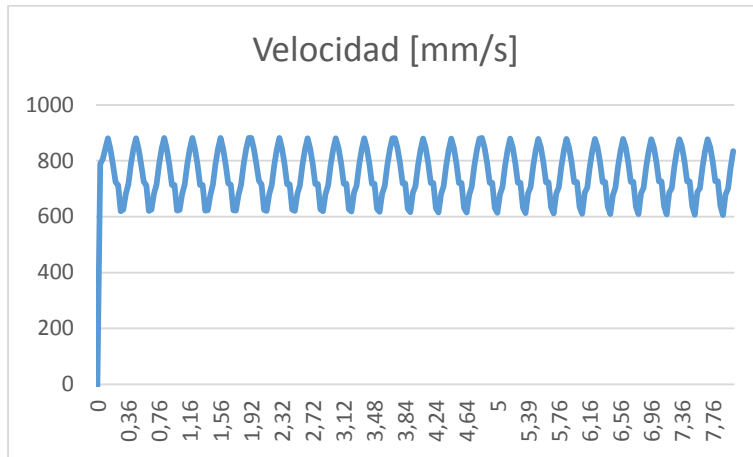


Figura 4-8 Velocidad lineal de avance del tren, caso 3.
Fuente Elaboración propia

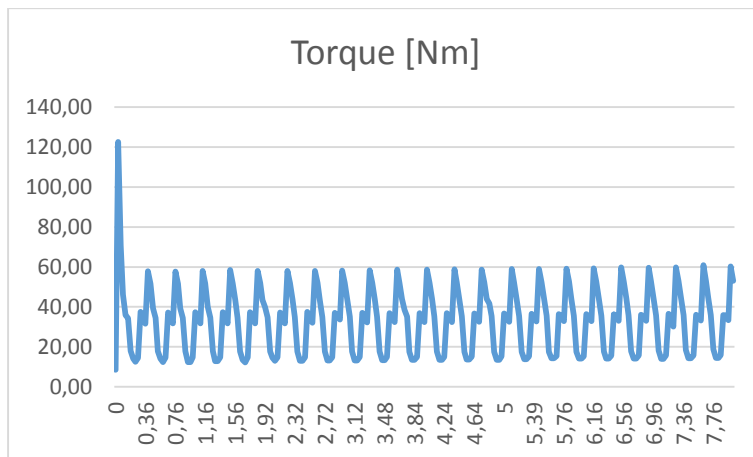


Figura 4-9 Torque necesario para mover el tren, caso 3.
Fuente Elaboración propia

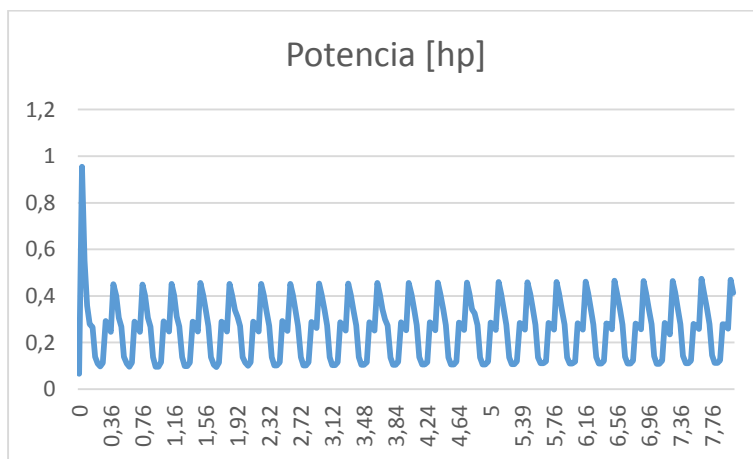


Figura 4-10 Potencia requerida por el tren, caso 3.
Fuente Elaboración propia

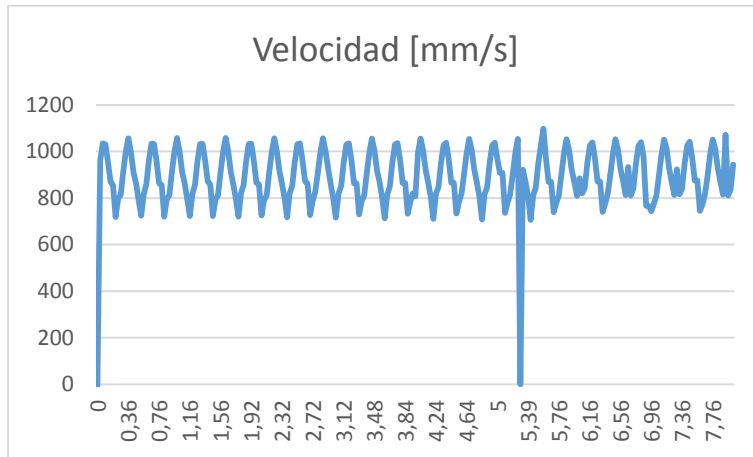


Figura 4-11 Velocidad lineal de avance del tren, caso 4.
Fuente Elaboración propia

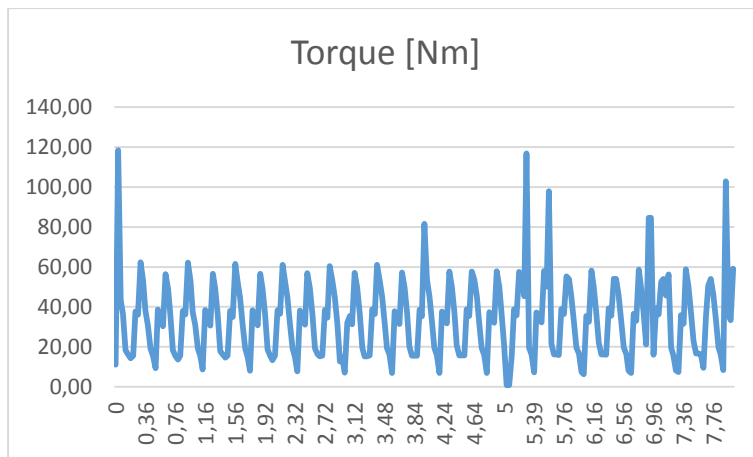


Figura 4-12 Torque necesario para mover el tren, caso 4.
Fuente Elaboración propia

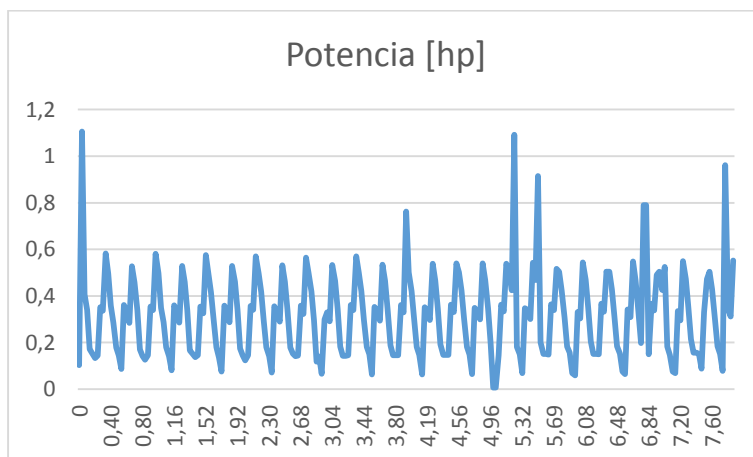


Figura 4-13 Potencia requerida por el tren, caso 4.
Fuente Elaboración propia

Las figuras 4-14 a 4-16 muestran el resumen de los resultados mostrados anteriormente.

Para este resumen se consideraron los máximos de cada curva en el sector más estable o periódico. El máximo, ya que como mínimo se debe satisfacer el máximo de potencia y torque necesario para mover el vehículo. Se consideró el sector más estable o periódico de cada figura, ya que luego de realizar las simulaciones repetidamente se observó que los peaks se alzaban de manera aleatoria, no representando un fenómeno constante en la simulación y por tanto despreciable al no depender del modelo sino del software.

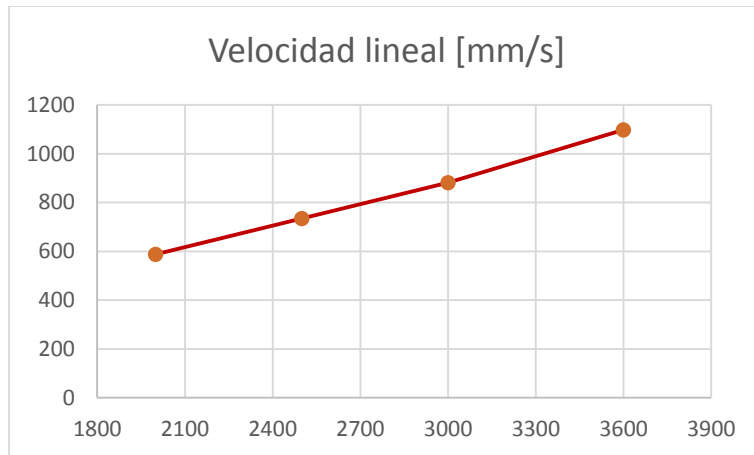


Figura 4-14 Velocidades lineales de avance para los 4 casos.
Fuente Elaboración propia

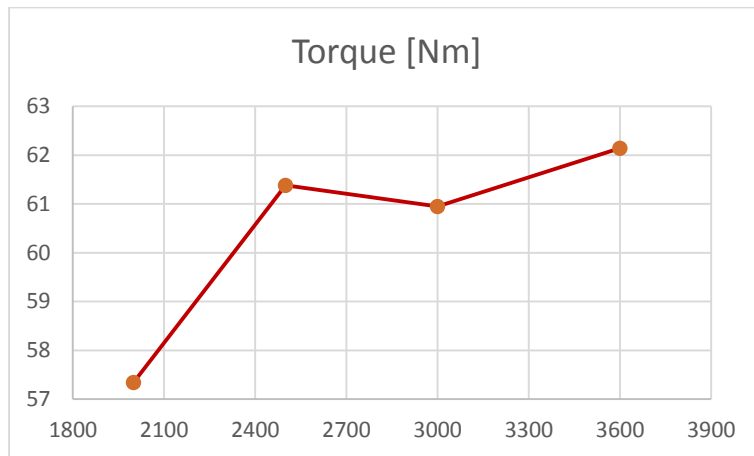


Figura 4-15 Torque necesario para los 4 casos.
Fuente Elaboración propia

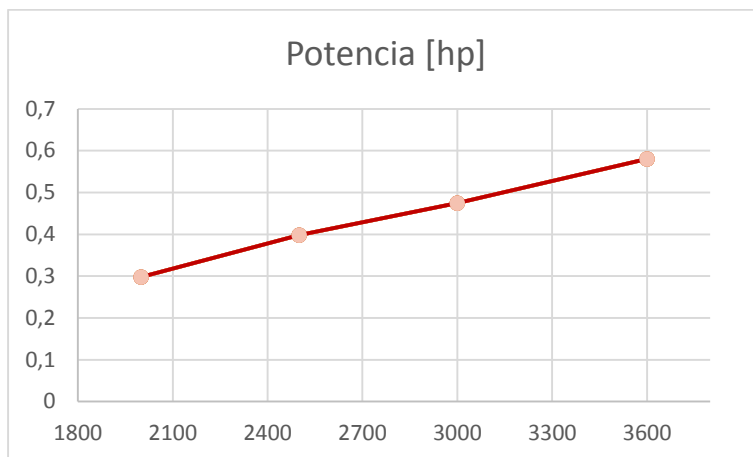


Figura 4-16 Potencia requerida para los 4 casos.
Fuente Elaboración propia

Los resultados de las simulaciones se resumen en la tabla 4-2.

Tabla 4-2 Resumen datos obtenidos de simulación.

Casos	Velocidad angular del cigüeñal [RPM]	Velocidad angular del eje del motor [RPM]	Velocidad de avance promedio [mm/s]	Torque Máximo [Nm]	Potencia Máxima [hp]
1	37	2000	587,64	57,34	0,30
2	46,25	2500	734,54	61,39	0,40
3	55,5	3000	881,60	60,95	0,47
4	66,6	3600	1097,88	62,15	0,58

Fuente Elaboración propia

Se observa de la figura 4-15 que el torque máximo necesario para mover el vehículo es prácticamente constante y que la tendencia en aumento en la potencia máxima requerida, mostrada en la figura 4-16, se debe al aumento en la velocidad de giro del cigüeñal que presenta una tendencia muy similar, mostrada en la figura 4-14.

Se concluye que para mover el vehículo a una velocidad deseada de aproximadamente 1,1 m/s el cigüeñal debe girar a 66,6 rpm requiriendo 62,15 Nm de torque que significa una unidad de motorización de mínimo 0,58 hp de potencia.

4.2.2 Selección del motor

Para la selección del motor se consideran dos parámetros: potencia y costo. La potencia es necesaria para mover el vehículo y el costo debe estar dentro de las posibilidades de adquisición para el autor.

La tabla 4-3 muestra la cotización realizada para los motores consultados y sus principales propiedades, cuando han sido provistas por la fuente. Luego, se exponen los argumentos para la selección final del motor.

Tabla 4-3 Cotización Motores de combustión interna

Nº	Aplicación	Modelo	Potencia [HP]	Velocidad de giro [RPM]	Torque [Nm]	Peso [kg]	Costo [CLP]
1	Eléctricos (Paso a paso)	1 ¹¹			22		315.000
2		2 ¹²			13		370.000
3		3 ¹³			28		150.000
4	Bicicleta	80 cc ¹⁴	3			9,5	115.000
5		80 cc ¹⁵	3,35	5000		10,92	95.000
6		80 cc ¹⁶	3,35	5000		10,92	89.500
7		65 cc ¹⁷	2,8				125.000
8		48 cc ¹⁸	2,0				119.000
9		48 cc ¹⁹	1,6	5000		10,5	81.000
10	Karting	125cc ²⁰	9,5	>7500		22	176.000
11		196cc ²¹	6,5	3600	11	17	100.000

La primera aproximación para la selección fue con motores eléctricos, dentro de los tipos de motores mostrados en antecedentes: Corriente continua, Corriente continua sin escobillas y paso a paso, se seleccionó el tipo paso a paso, debido a que presentan un torque relativamente constante al variar la velocidad de giro.

Después de realizar la cotización se descartan los motores paso a paso debido al alto costo de los mismos, inclusive considerando que no se incluye el costo los controladores, que para algunos casos puede llegar a costar aún más que el motor mismo, además, en la cotización tampoco se incluye el costo de las baterías que elevaría todavía más el gasto.

A continuación, se estudiaron motores de combustión interna, en particular motores de bicicleta, aun cuando los precios son accesibles no se encontró ninguna referencia de los

¹¹ <http://www.delta-line.com/110sh150-6504a-000-P73278.htm>

¹² http://cl.omega.com/pptst/OMHT_Series.html

¹³ <http://www.ebay.com/itm/Nema42-28Nm-Leadshine-Hybrid-stepper-motor-2ph-4-leads-5.-5A-201mm-CNC-Engraving-/191577635485?hash=item2c9aeaba9d>

¹⁴ http://www.xinou.cl/kit_motor_bicicleta_2t_80cc

¹⁵ <http://www.ebay.com/itm/80cc-2-Stroke-Cycle-Engine-Motor-Kit-for-Motorized-Bicycle-Black-Body-/171285765440>

¹⁶ <http://www.ebay.com/itm/80cc-Bike-Bicycle-Motorized-2-Stroke-Cycle-Silver-Motor-Engine-Kit-/131292512629>

¹⁷ http://articulo.mercadolibre.cl/MLC-429235590-motormoskito-65-_JM

¹⁸ http://articulo.mercadolibre.cl/MLC-429784831-motormoskito-48cc-_JM

¹⁹ <http://www.ebay.com/itm/50CC-2-Cycle-Petrol-Gas-Engine-Motor-Kit-for-Motorized-Bicycle-Bike-Black-Body-/361301118729>

²⁰ <http://www.ebay.com/itm/125cc-Semi-auto-3-Speed-Reverse-Engine-Motor-ATV-Quad-Bike-Buggy-Go-Kart-Dune-/131044227725?hash=item1e82d83a8d>

²¹ <http://www.ebay.com/itm/6-5-HP-MINI-BIKE-GO-KART-MOTOR-ENGINE-pressure-washers-cement-mixers-/391154469306?hash=item5b129f89ba>

torques desarrollados por estos motores, por esto se descartan, ya que, no se puede estimar ni calcular ningún elemento si esa información.

Finalmente, los motores estudiados son de Karting, estos están dentro del rango de precios, salvo por el motor 10, el cual es capaz de girar en ambos sentido, el cual no es un requerimiento de este trabajo.

Se concluye que el motor a utilizar es un motor de karting, de 6,5 hp, 11 Nm máximo de torque y un máximo de 3600 RPM. En particular, el motor seleccionado es un motor gasoliner mezclador, es decir combina aceite y gasolina para su combustión, es de 4 tiempos, monocilíndrico de 196cc de carrera. Es adquirido por \$100.000 cada uno. El manual del motor se encuentra en Anexo B.

4.2.3 Diseño de sistema de transmisión

La figura 4-17 muestra el modelo en SolidWorks de todo el sistema, este está compuesto por los siguientes subsistemas: habitáculo, tracción izquierda, tracción derecha, transmisión izquierda y transmisión derecha, como se muestra en la figura 4-18. Habitáculo, tracción izquierda y derecha componen el prototipo que se utiliza como vehículo disponible. Transmisión derecha e izquierda son diseñadas por el autor.

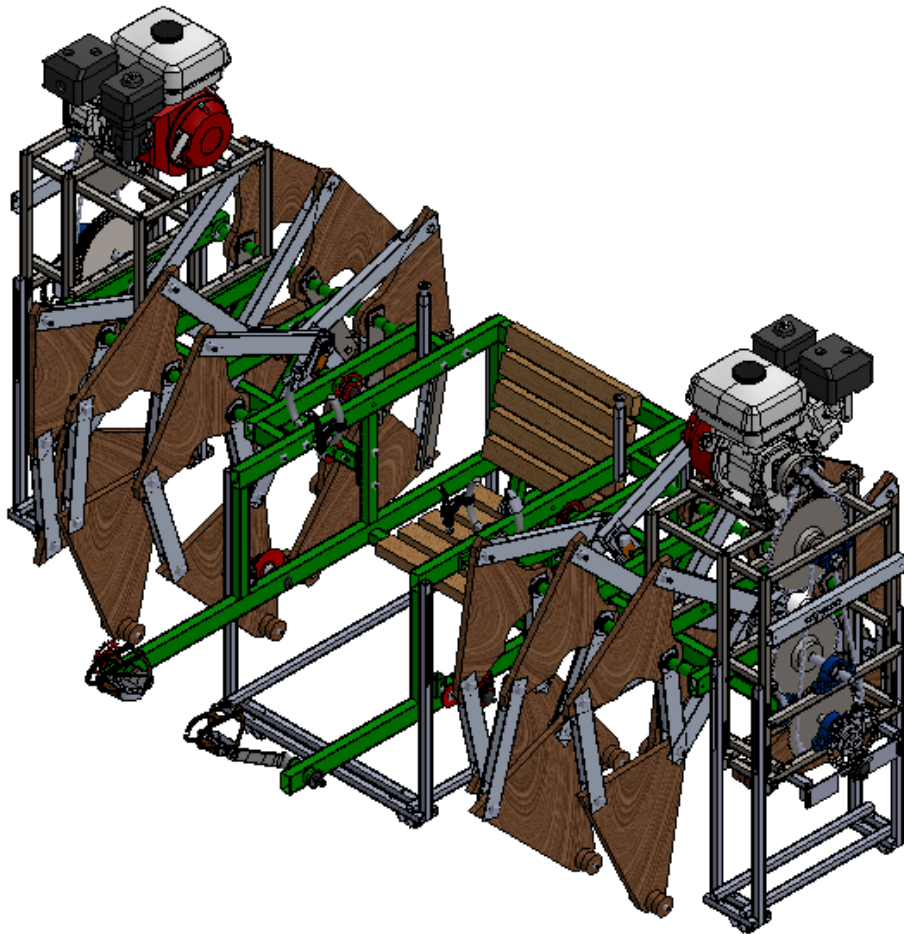


Figura 4-17 Modelo CAD de vehículo motorizado.
Fuente Elaboración propia

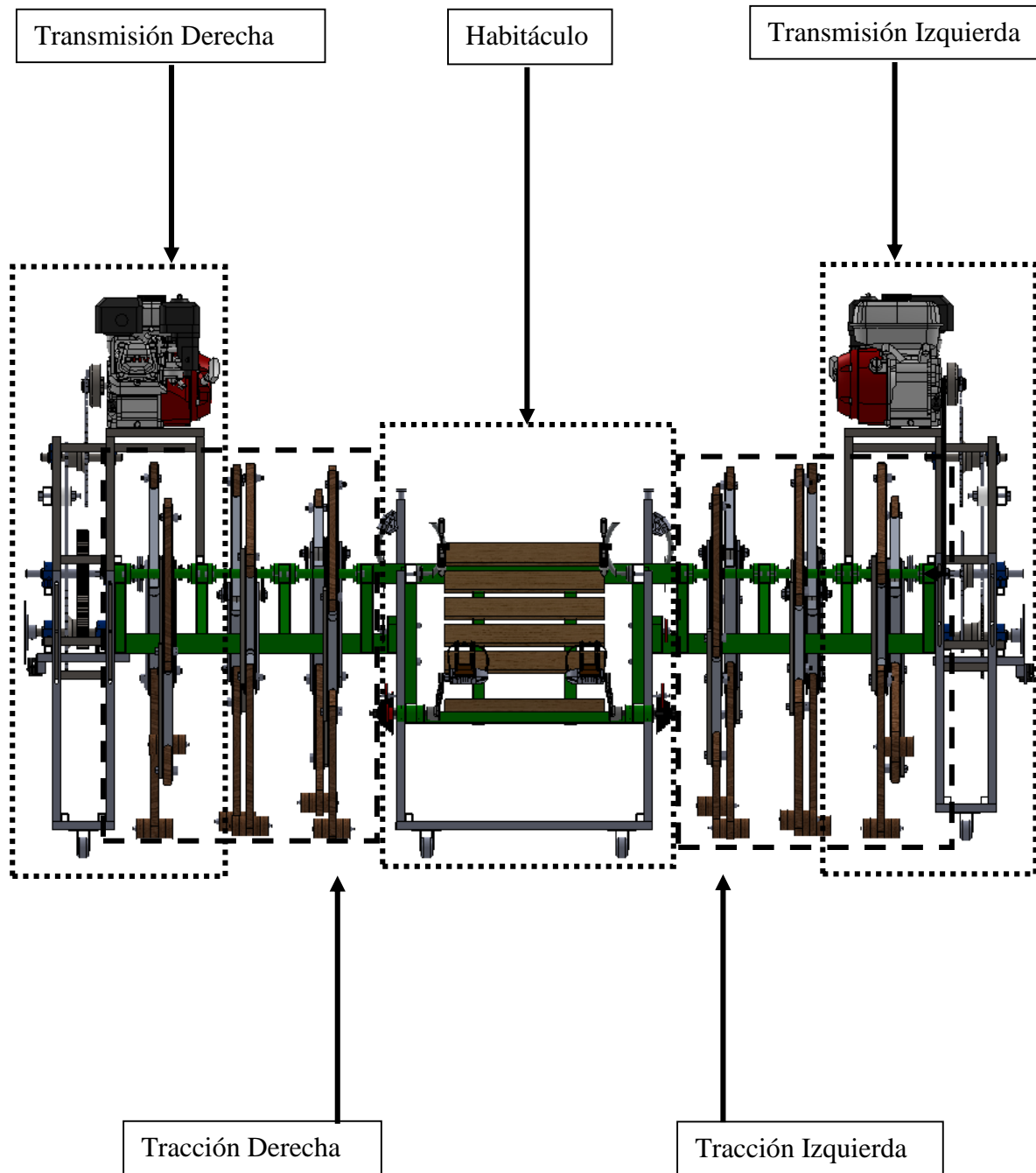


Figura 4-18 Subsistemas del conjunto.
Fuente Elaboración propia

Las figuras 4-19 y 4-20 muestran el modelo CAD del diseño de la transmisión derecha con vistas isométrica y lateral respectivamente.

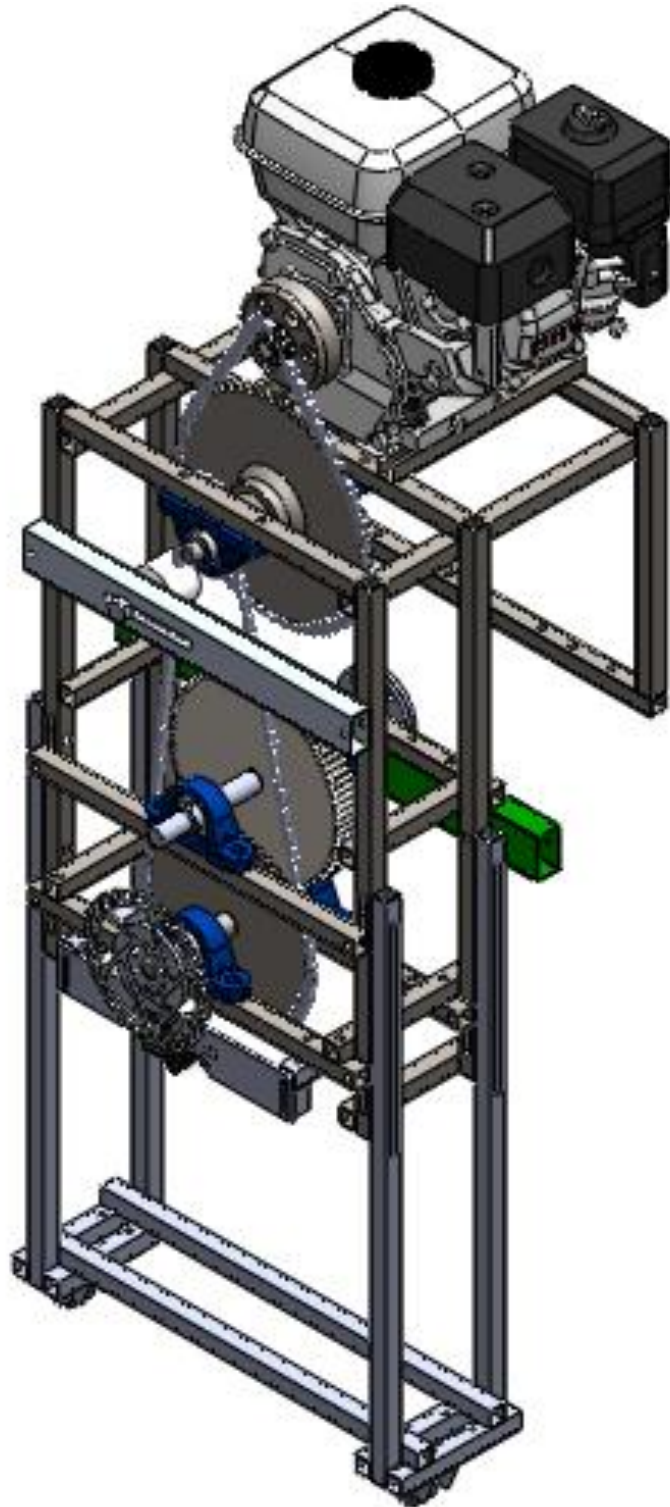


Figura 4-19 Transmisión Derecha. Vista Isométrica.
Fuente Elaboración propia

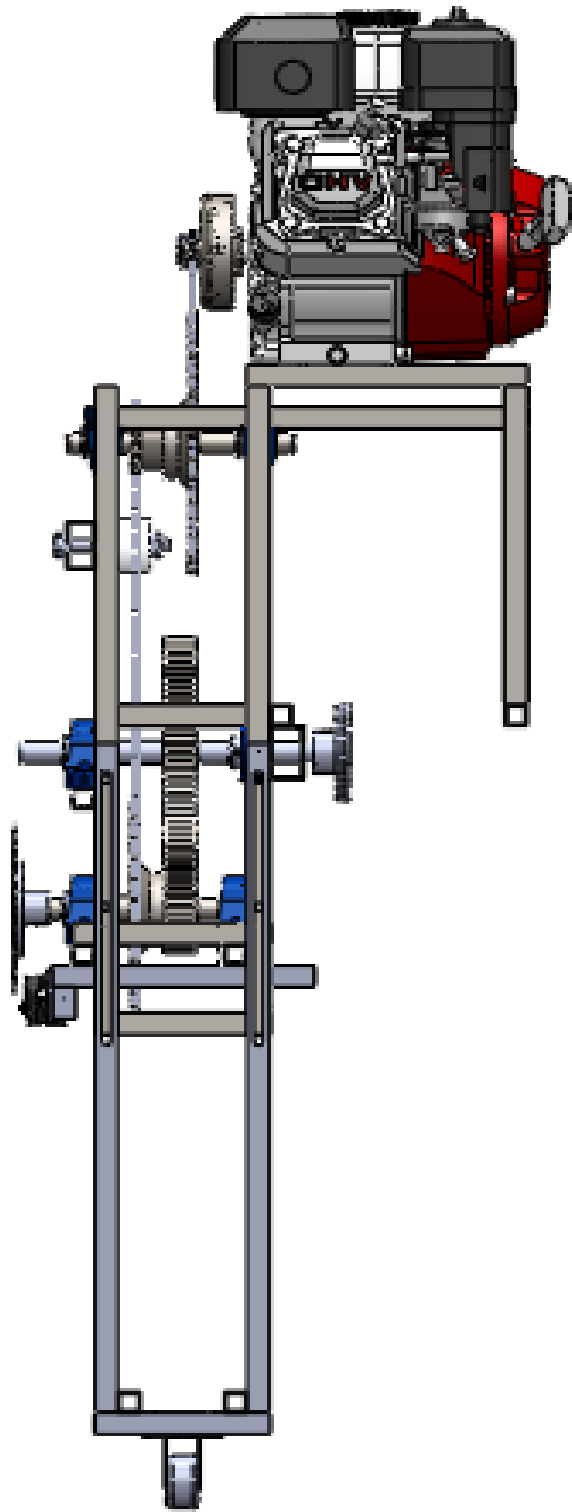


Figura 4-20 Transmisión Derecha. Vista Lateral.
Fuente Elaboración propia

Las figuras 4-21 y 4-22 muestran el modelo CAD del diseño de la transmisión izquierda con vistas isométrica y lateral respectivamente.

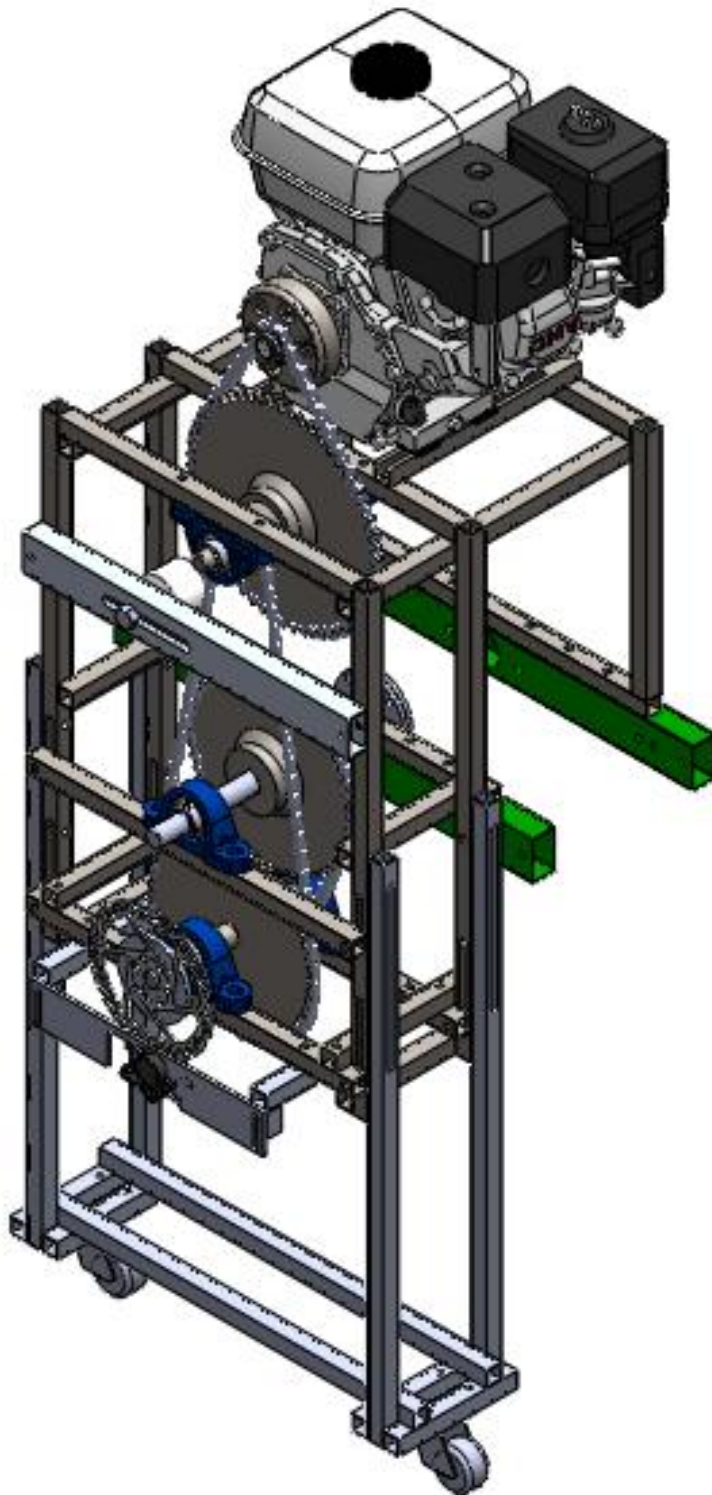


Figura 4-21 Transmisión Izquierda. Vista Isométrica.
Fuente Elaboración propia

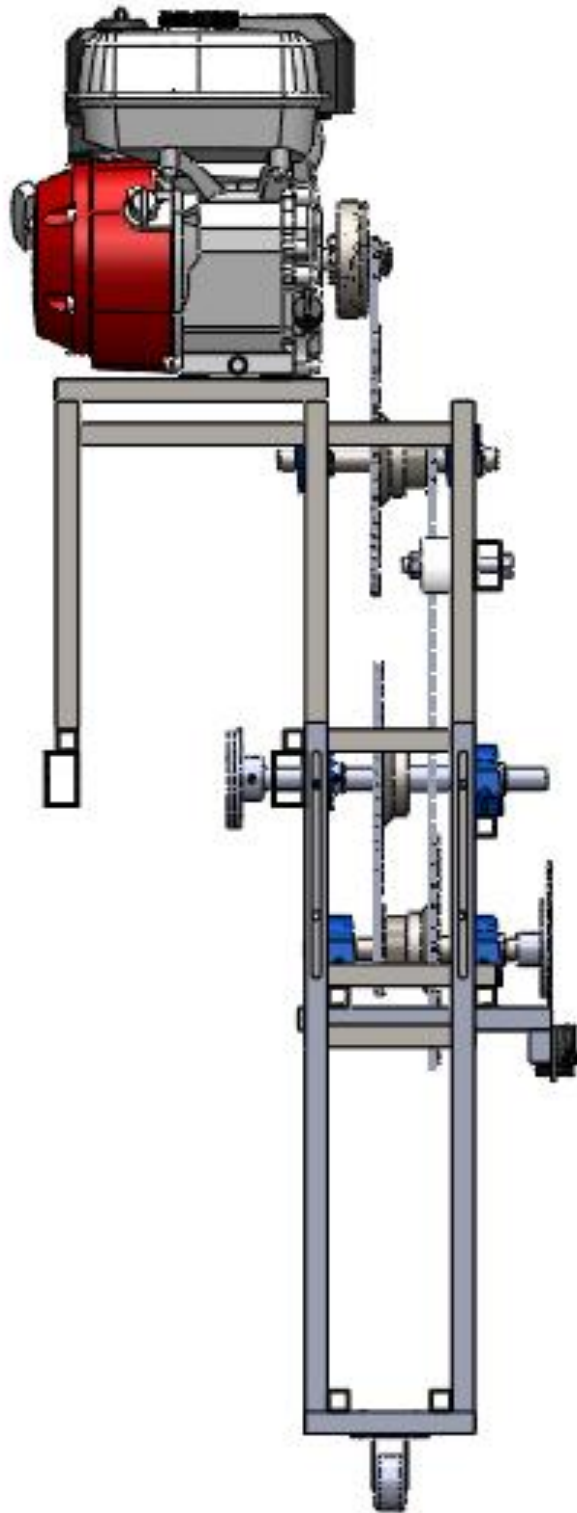


Figura 4-22 Transmisión Izquierda. Vista Lateral.
Fuente Elaboración propia

La figura 4-23 muestra el despiece de la transmisión derecha. La tabla 4-4 muestra las piezas según la codificación mostradas en la figura 4-23.

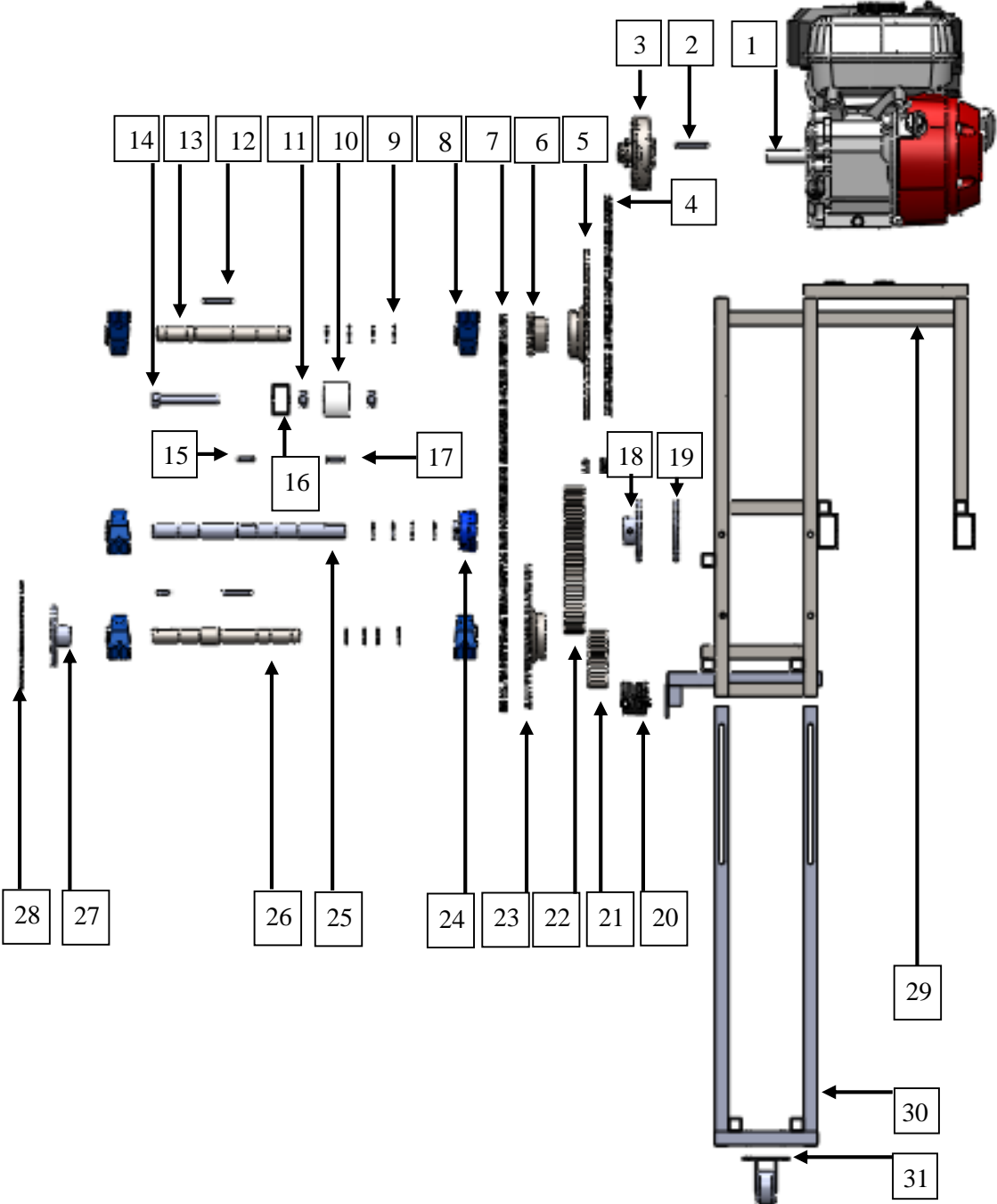


Figura 4-23 Despiece transmisión derecha.
Fuente Elaboración propia

Tabla 4-4 Piezas transmisión derecha.

N°	Designación	Cantidad
1	Motor	1
2	Chaveta Motor-Embrague	1
3	Embrague	1
4	Cadena primera reducción	1
5	Catarina 57 dientes	1
6	Catarina 15 dientes	1
7	Cadena segunda reducción	1
8	Descanso rodamiento tipo recto	5
9	Seguro Seagers	12
10	Rueda tensor de cadena	1
11	Tuerca soporte tensor de cadena	2
12	Chaveta eje superior-catarinas	1
13	Eje superior	1
14	Perno tensor de cadena	1
15	Chaveta eje medio-engranaje	1
16	Perfil soporte tensor de cadena	1
17	Chaveta eje medio-brida de acople-disco de acople	1
18	Brida de acople	1
19	Disco de acople	1
20	Caliper de freno	1
21	Piñón	1
22	Engranaje	1
23	Catarina 52 dientes	1
24	Descanso rodamiento tipo brida	1
25	Eje medio	1
26	Eje inferior	1
27	Brida de freno	1
28	Disco de freno	1
29	Estructura de montaje	1
30	Estructura de soporte	1
31	Rueda de apoyo	2

Fuente Elaboración propia

La figura 4-24 muestra el despiece de la transmisión izquierda. La tabla 4-5 muestra las piezas según la codificación mostradas en la figura 4-24.

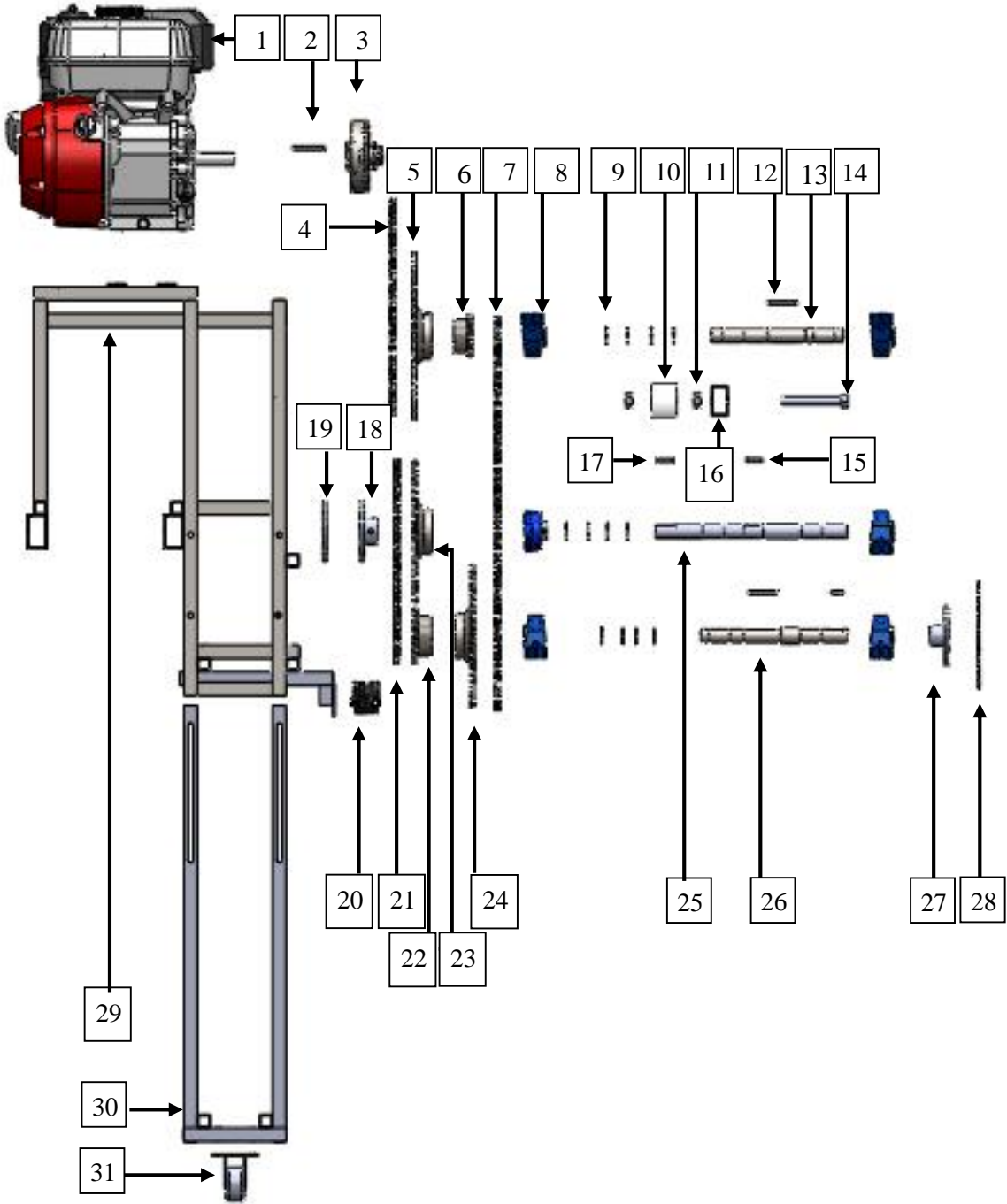


Figura 4-24 Despiece transmisión izquierda.
Fuente Elaboración propia

Tabla 4-5 Piezas transmisión izquierda.

N°	Designación	Cantidad
1	Motor	1
2	Chaveta Motor-Embrague	1
3	Embrague	1
4	Cadena primera reducción	1
5	Catarina 57 dientes	1
6	Catarina 15 dientes	1
7	Cadena segunda reducción	1
8	Descanso rodamiento tipo recto	5
9	Seguro Seagers	12
10	Rueda tensor de cadena	1
11	Tuerca soporte tensor de cadena	2
12	Chaveta eje superior-catarinas	1
13	Eje superior	1
14	Perno tensor de cadena	1
15	Chaveta eje medio-engranaje	1
16	Perfil soporte tensor de cadena	1
17	Chaveta eje medio-brida de acople-disco de acople	1
18	Brida de acople	1
19	Disco de acople	1
20	Caliper de freno	1
21	Cadena tercera reducción	1
22	Catarina 19 dientes	1
23	Catarina 52 dientes eje medio	1
24	Catarina 52 dientes eje inferior	1
25	Eje medio	1
26	Eje inferior	1
27	Brida de freno	1
28	Disco de freno	1
29	Estructura de montaje	1
30	Estructura de soporte	1
31	Rueda de apoyo	2

Fuente Elaboración propia

La diferencia entre las transmisiones derecha e izquierda yace en la tercera etapa de reducción. La tercera etapa de reducción de la transmisión derecha es con catarinas y cadenas, mientras que la izquierda es con piñón y engrane. Esto es debido al sentido de giro del motor respecto al sentido de giro del cigüeñal.

El sentido de giro del cigüeñal viene dado por la cinemática del mecanismo de Theo Jansen para producir el movimiento y trayectoria deseados. El cigüeñal está conectado al eje medio, para cada sistema de transmisión, luego el cigüeñal tendrá la misma velocidad de giro que dicho eje.

La figura 4-25 muestra el sentido de giro del motor, de los ejes y del cigüeñal para que el vehículo se mueva hacia adelante.

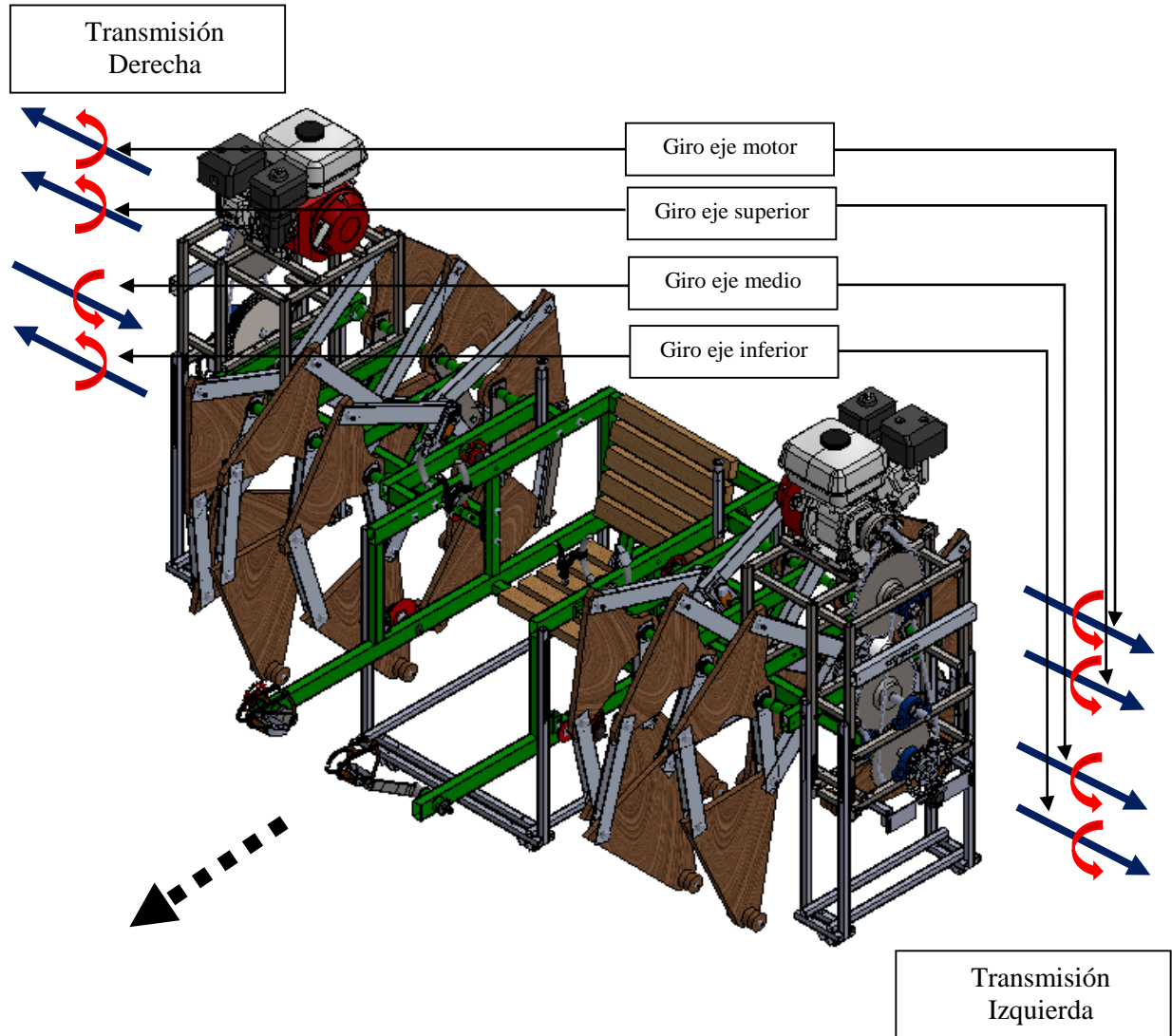


Figura 4-25 Sentido de giro de ejes de motor, eje superior, medio e inferior para producir avance del vehículo.
Fuente Elaboración propia

La figura 4-25 muestra en rojo el sentido de giro de cada uno de los ejes: del motor, superior, medio e inferior, para cada una de las transmisiones. En azul se muestra el sentido del vector velocidad angular.

Para el tren izquierdo el sentido de giro de los 3 ejes es el mismo, ya que la transmisión, para las 2 etapas de reducción, está hecha por cadenas. Con esto el sentido de giro del cigüeñal, conectado al eje superior de la transmisión gira de tal manera que permite el avance señalado por la flecha punteada.

Para el tren derecho el sentido de giro de la primera y segunda reducción, es en el mismo sentido, ya que la transmisión es por cadenas, pero la tercera reducción es por piñón-engranaje para permitir el cambio en el sentido de giro del eje medio respecto del eje del motor.

4.2.4 Diseño de sistema de control manual.

El sistema de control, es netamente manual-mecánico, es idéntico para ambas transmisiones y se compone de 5 elementos, a saber, manilla de control, manilla de freno, piola de acelerador, piola de freno y acople manilla de control-piola de acelerador.

La figura 4-26 muestra el modelo cad de este sistema y posteriormente se explica el funcionamiento.

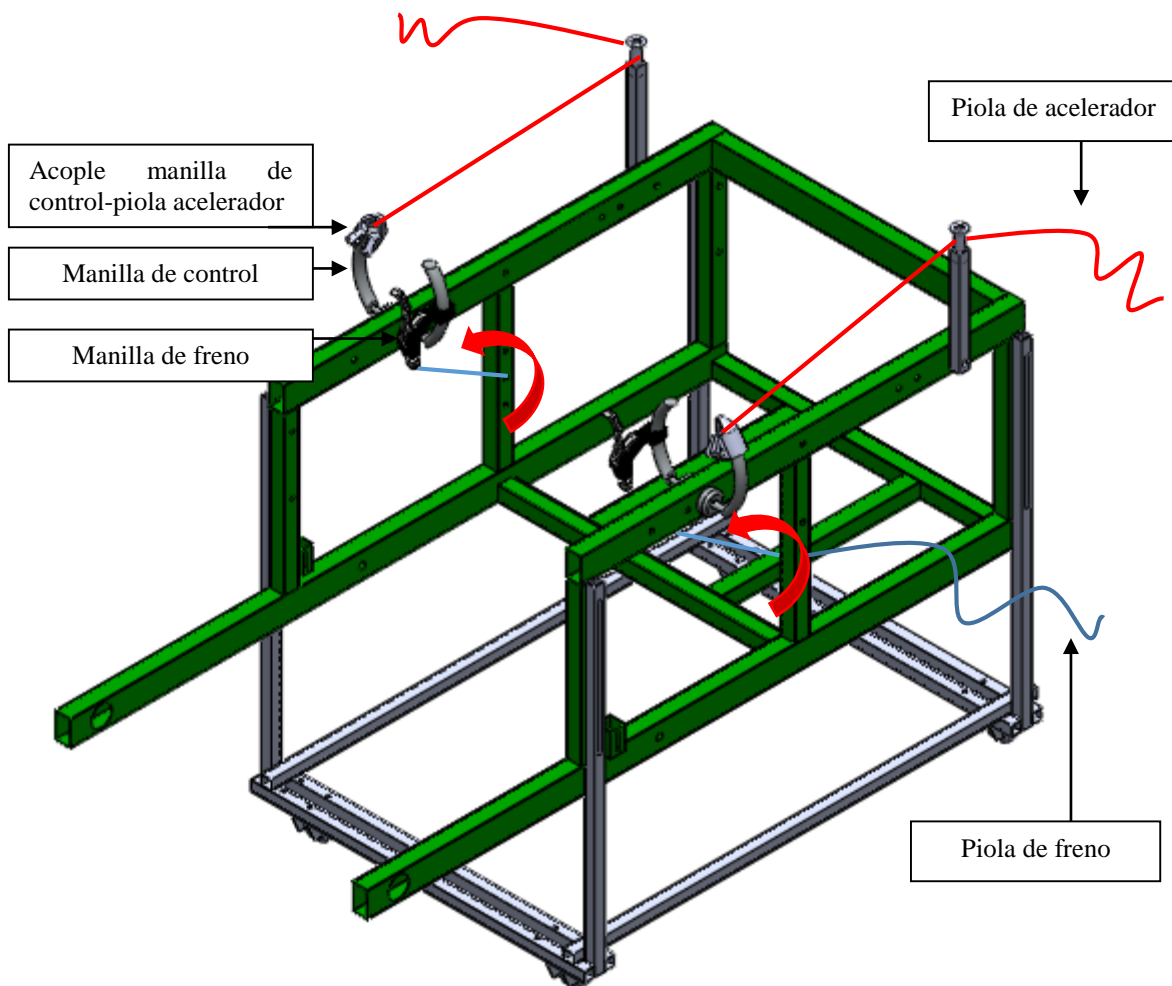


Figura 4-26 Modelo cad sistema de control manual.
Fuente: Elaboración propia.

Las manillas de control son manillas simples de puerta colocadas a cada lado del usuario, el 'Acople manilla de control-piola acelerador', fue diseñado e impreso en una impresora 3D Makerbot, su propósito es, como lo indica su nombre, conectar la manilla de control, con la 'Piola de acelerador' mostrada en rojo. La 'Manilla de control' lleva montada la 'Manilla de freno' en el lado interno de ambos controles manuales.

El acelerador se activa al girar la manilla de control en la dirección indicada por la flecha roja, al hacer esto la ‘Piola de acelerador’, conectada al motor se retrae y acelera. El freno se activa al comprimir la ‘Manilla de freno’, esto hace que se retraiga la ‘Piola de freno’, que se muestra en azul en la figura 4-26, esta presiona el caliper y frena el disco de freno.

4.2.5 Justificación de diseño.

4.2.5.1 Justificación de la reducción

Luego de seleccionado el motor se debe determinar y diseñar la reducción para que cumpla los requerimientos de velocidad angular y torque en el cigüeñal.

Una sola etapa de reducción para llevar 3600 RPM a 67 RPM implicaría una razón de reducción: $I=1:54$, lo que escapa 9 veces a la recomendación máxima para el embrague y cadena seleccionado es de 1 a 6, según proveedor. Dado esto, se deben hacer 2 o más etapas de reducción.

La reducción diseñada depende de las catarinas comerciales disponibles, dado que el embrague seleccionado tiene adherido una catarina de 10 dientes se busca la catarina más grande posible, disponible y menor de 60 dientes, para satisfacer la recomendación sobre la reducción. Las catarinas encontradas son de 52 y 57, para las grandes y de 19 y 15 para las pequeñas. Las razones de reducción por etapas y total se muestran a continuación.

$$I_{1etapa} = 10:52 \quad (\text{Ec.4-1})$$

$$I_{2etapa} = 15:52 \quad (\text{Ec.4-2})$$

$$I_{3etapa} = 19:57 \quad (\text{Ec.4-3})$$

$$I_t = I_{1etapa} * I_{2etapa} * I_{3etapa} = (10:57) * (15 * 52) * (19:52) = 1:54,08 \quad (\text{Ec.4-4})$$

Donde:

I_{1etapa} = Razón de reducción de primera etapa []

I_{2etapa} = Razón de reducción de segunda etapa []

I_{3etapa} = Razón de reducción de tercera etapa []

I_t = Razón de reducción total de cada transmisión []

La tabla 4-6 muestra la información del máximo torque y velocidad angular alcanzadas con la reducción total.

Tabla 4-6 Torque y velocidad angular máxima después de reducción.

Razón de reducción total []	Torque máximo [Nm]	Velocidad angular máxima [RPM]
1 : 54,08	594,88	66,66

Fuente Elaboración propia

A continuación, se muestran las características de los elementos calculados a manufacturar y la de elementos comerciales adquiridos junto con su justificación.

La tabla 4-7 muestra los elementos de las transmisiones categorizadas como manufactura y compra, los manufacturados se calculan y los comprados se seleccionan.

Tabla 4-7 Elementos de transmisiones y categorización.

N°	Designación Elemento transmisión Derecha	Categoría	Designación Elemento transmisión Izquierda	Categoría
1	Motor	Compra	Motor	Compra
2	Chaveta Motor-Embrague	Manufactura	Chaveta Motor-Embrague	Manufactura
3	Embrague	Compra	Embrague	Compra
4	Cadena primera reducción	Compra	Cadena primera reducción	Compra
5	Catarina 57 dientes	Compra	Catarina 57 dientes	Compra
6	Catarina 15 dientes	Compra	Catarina 15 dientes	Compra
7	Cadena segunda reducción	Compra	Cadena segunda reducción	Compra
8	Descanso rodamiento tipo recto	Manufactura	Descanso rodamiento tipo recto	Manufactura
9	Seguro Seagers	Compra	Seguro Seagers	Compra
10	Rueda tensor de cadena	Manufactura	Rueda tensor de cadena	Manufactura
11	Tuerca soporte tensor de cadena	Compra	Tuerca soporte tensor de cadena	Compra
12	Chaveta eje superior-catarinas	Manufactura	Chaveta eje superior-catarinas	Manufactura
13	Eje superior	Manufactura	Eje superior	Manufactura
14	Perno tensor de cadena	Compra	Perno tensor de cadena	Compra
15	Chaveta eje medio-engranaje	Manufactura	Chaveta eje medio-engranaje	Manufactura
16	Perfil soporte tensor de cadena	Manufactura	Perfil soporte tensor de cadena	Manufactura
17	Chaveta eje medio-brida de acople-disco de acople	Manufactura	Chaveta eje medio-brida de acople-disco de acople	Manufactura
18	Brida de acople	Manufactura	Brida de acople	Manufactura
19	Disco de acople	Manufactura	Disco de acople	Manufactura
20	Caliper de freno	Compra	Caliper de freno	Compra
21	Piñón	Manufactura	Cadena tercera reducción	Compra
22	Engranaje	Manufactura	Catarina 19 dientes	Compra
23	Catarina 52 dientes	Compra	Catarina 52 dientes eje medio	Compra
24	Descanso rodamiento tipo brida	Compra	Catarina 52 dientes eje inferior	Compra
25	Eje medio	Manufactura	Eje medio	Manufactura
26	Eje inferior	Manufactura	Eje inferior	Manufactura
27	Brida de freno	Manufactura	Brida de freno	Manufactura
28	Disco de freno	Compra	Disco de freno	Compra
29	Estructura de montaje	Manufactura	Estructura de montaje	Manufactura
30	Estructura de soporte	Manufactura	Estructura de soporte	Manufactura
31	Rueda de apoyo	Compra	Rueda de apoyo	Compra

Fuente Elaboración propia

El cálculo de los elementos mostrados en la tabla 4-7 se muestra en las secciones 4.2.5.2 a 4.2.5.5. Los elementos de cálculo tradicional han sido realizados analíticamente [8] [10] y verificados en el módulo de elementos finitos de Solid Works 2015, mientras que los componentes más complejos han sido solo verificados con elementos finitos.

4.2.5.2 Cálculo de Ejes

Hay 3 ejes para cada transmisión, eje superior, medio e inferior, las fuerzas a las que están sometidos los ejes varían, ya que el torque que se está ejerciendo también lo hace. La figura 4-27 muestra los torques ejercidos en cada eje, para esto se considera que el embrague está completamente enganchado y que el torque máximo que ejerce el motor utilizado es de 11 Nm.

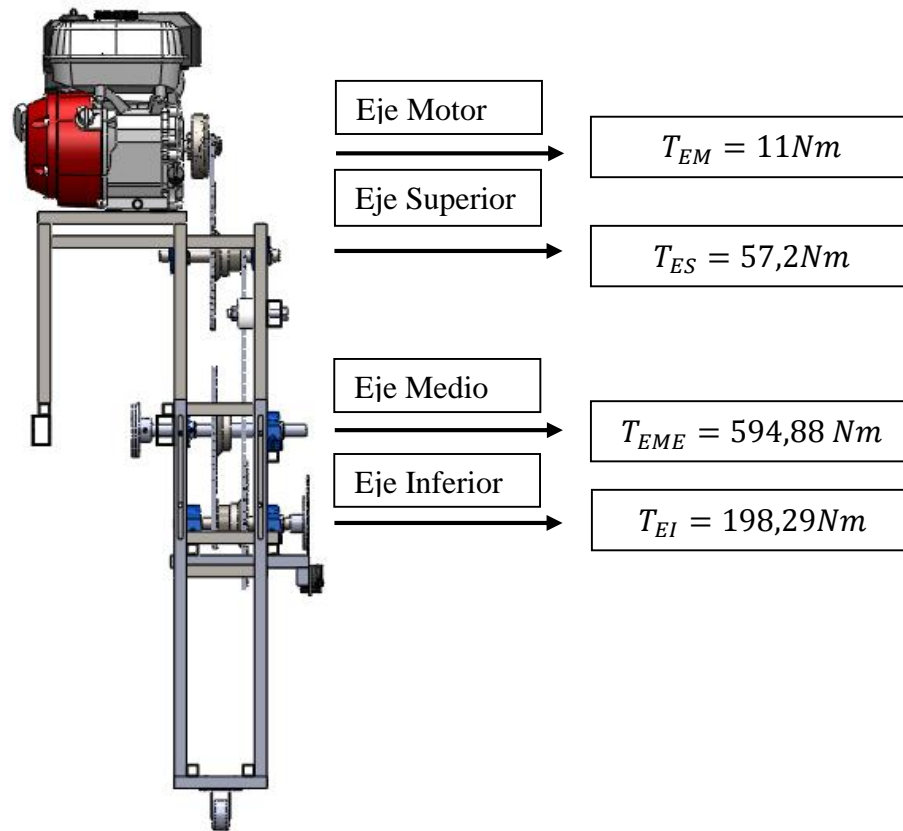


Figura 4-27 Torque máximo ejercidos en cada eje.
Fuente Elaboración propia

Para el cálculo de ejes se determina el diámetro mínimo en el lugar en que las fuerzas están siendo ejercidas. Estas fuerzas han sido consideradas como puntuales por simplicidad.

El cálculo para el diámetro de un eje sometido a momento flexionante y torsión se expresa en la ecuación 4-5

$$D_e = \left[\left(32 * \frac{N}{\pi} \right) * \sqrt{(k_t * M/S'_n) + 3/4 * (T/S_y)} \right]^{1/3} \quad (\text{Ec.4-5})$$

Donde:

D_e = Diámetro del eje en el punto estudiado [m]

N = Factor de Seguridad []

k_t = Factor de concentración de esfuerzos []

M = Momento flexionante [Nm]

S'_n = Resistencia a la fatiga real estimada [Pa]

T = Torque en el eje [Nm]

S_y = Resistencia a la fluencia [Pa]

La resistencia a la fatiga real estimada S'_n se calcula como se muestra en la ecuación 4-6

$$S'_n = S_n * C_m * C_{st} * C_r * C_s \quad (\text{Ec.4-6})$$

Donde:

S_n = Resistencia a la fatiga [Pa]

C_m = Factor de material []

C_{st} = Factor de tipo de esfuerzo []

C_r = Factor de confiabilidad []

C_s = Factor de tamaño []

Para el cálculo de las fuerzas en catarinas se necesita el ángulo donde la fuerza recibida es tangencial. El ángulo se determina a partir de la ecuación 4-7.

$$\theta = 180^\circ \pm 2 * \sin^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2 * C} \right) \quad (\text{Ec.4-7})$$

Donde:

θ = Ángulo entre puntos de tangentes de fuerzas [°](Ver figura 4 – 28)

D_{1-2} = Diámetro de elementos de transmisión. [m]

C = Distancia entre centros [m]

Para la aplicación final de la fuerza se usan los ángulos θ_1 y θ_2 según la ecuación 4-8 y 4-9.

$$\theta_1 = \frac{360^\circ - \theta_+}{2} \quad (\text{Ec.4-8})$$

$$\theta_2 = \frac{\theta_-}{2} \quad (\text{Ec.4-9})$$

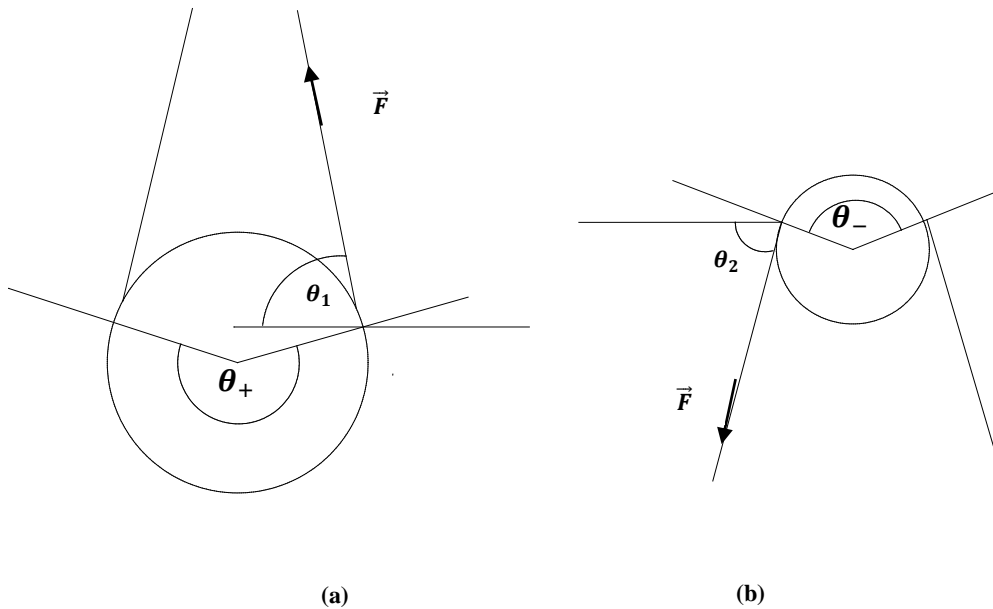


Figura 4-28 Ángulo entre puntos tangentes de fuerzas. $\theta_+(a)$ y $\theta_-(b)$
Fuente Elaboración propia

De la aplicación de las fuerzas sobre los ejes, se obtiene el diagrama de fuerzas internas y momentos internos. El momento flexionante equivalente en cada punto de interés se calcula simplemente como la resultante de los momentos internos en cada eje según la ecuación 4-10.

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (\text{Ec.4-10})$$

Donde:

M = Momento flexionante [Nm]

M_x = Momento flexionante eje X [Nm]

M_y = Momento flexionante eje Y [Nm]

Para encontrar la fuerza F de diseño, ejercida por el elemento conductor que es la misma que la recibida por el elemento conducido, se utilizan las ecuaciones 4-11, 4-12 y 4-13 para la primera, segunda y tercera reducción respectivamente.

$$F_1 = \frac{T_{\text{máx motor}}}{r_c} \quad (\text{Ec.4-11})$$

$$F_2 = \frac{T_{\text{máx motor}}}{r_{pc}} * \left(\frac{1}{I_{1\text{etapa}}} \right) \quad (\text{Ec.4-12})$$

$$F_3 = \frac{T_{\text{máx motor}}}{r_{pc}} * \left(\frac{1}{I_{1\text{etapa}}} \right) * \left(\frac{1}{I_{2\text{etapa}}} \right) \quad (\text{Ec.4-13})$$

Donde:

F_i = Fuerza ejercida por el elemento conductor en la i – ésima reducción [N]

$T_{m\acute{a}x_{motor}}$ = Torque nominal máximo del motor [Nm]

r_{pc} = Radio primitivo del elemento conductor [m]

Esta fuerza la ejerce la catarina conductora en la direcci3n de la cadena, indicada por los ángulos θ_+ y θ_- , pero para el caso de transmisi3n por engranajes la fuerza se aplica en el punto de contacto de los elementos pin3n y engranaje, en la direcci3n del ángulo de presi3n.

Las figuras 4-29 a 4-31 muestran los DCL de los ejes, de la transmisi3n izquierda, superior, medio e inferior respectivamente. Mientras que las figuras 4-32 a 4-34 muestran los resultados de los momentos flexionantes ocasionados por estas fuerzas.

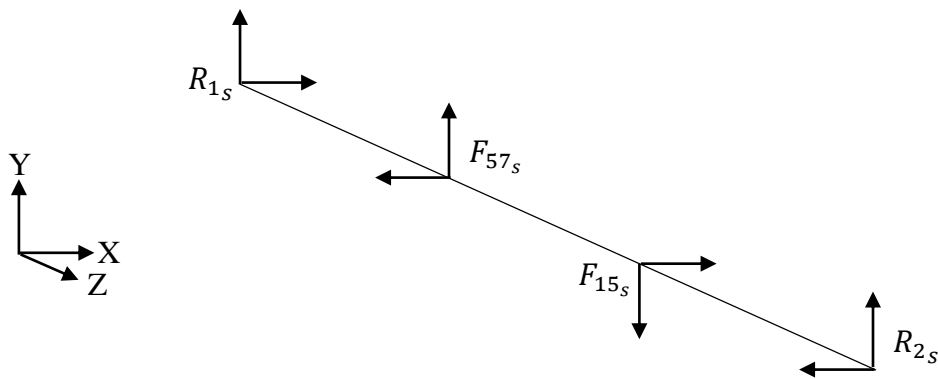


Figura 4-29 DCL Eje Superior transmisi3n izquierda.
Fuente: Elaboraci3n propia.

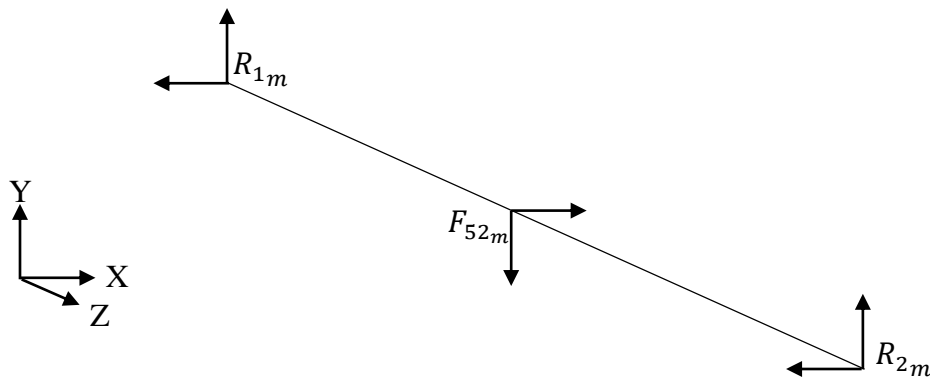


Figura 4-30 DCL Eje Medio transmisi3n izquierda.
Fuente: Elaboraci3n propia.

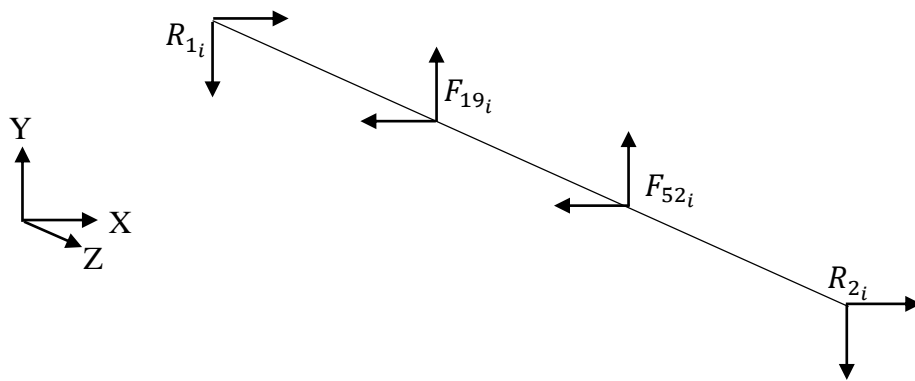


Figura 4-31 DCL Eje Inferior transmisión izquierda.
Fuente: Elaboración propia.

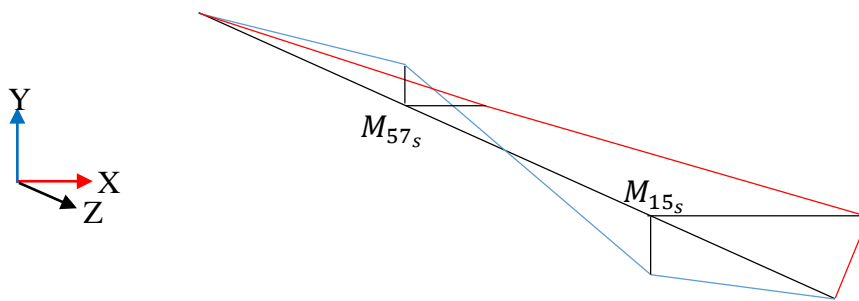


Figura 4-32 DCL Momentos flexionantes eje superior transmisión izquierda.
Fuente: Elaboración propia.

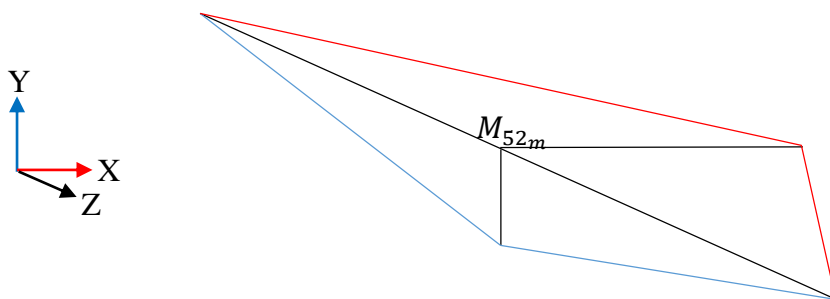


Figura 4-33 DCL Momentos flexionantes eje medio transmisión izquierda.
Fuente: Elaboración propia.

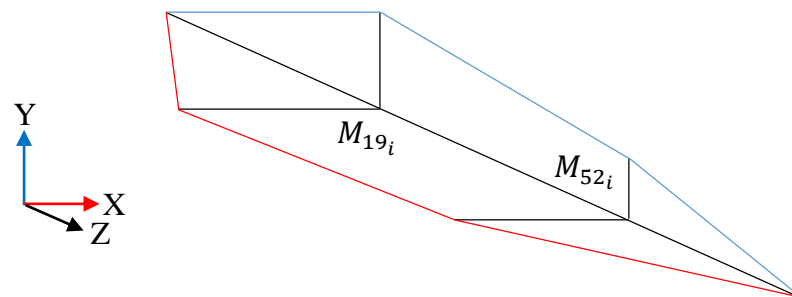


Figura 4-34 DCL Momentos flexionantes eje inferior transmisión izquierda.
Fuente: Elaboración propia.

Las figuras 4-35 a 4-37 muestran los DCL de los ejes, de la transmisión derecha, superior, medio e inferior respectivamente. Mientras que las figuras 4-38 a 4-40 muestran los resultados de los momentos flexionantes ocasionados por estas fuerzas.

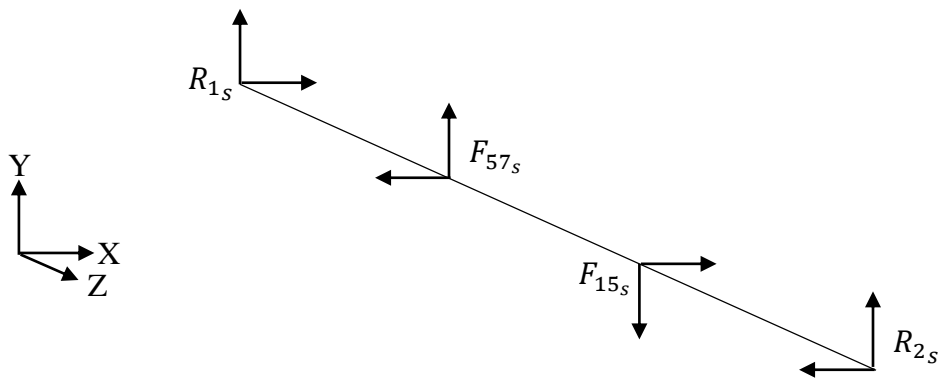


Figura 4-35 DCL Eje Superior transmisión derecha.
Fuente: Elaboración propia.

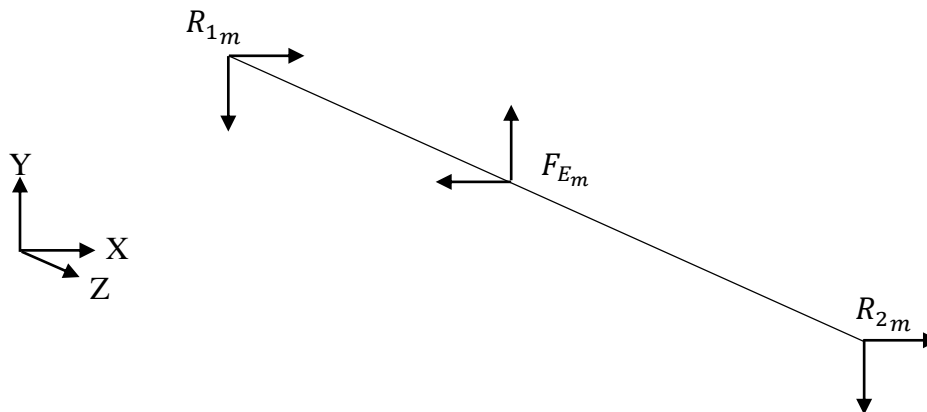


Figura 4-36 DCL Eje Medio transmisión derecha.
Fuente: Elaboración propia.

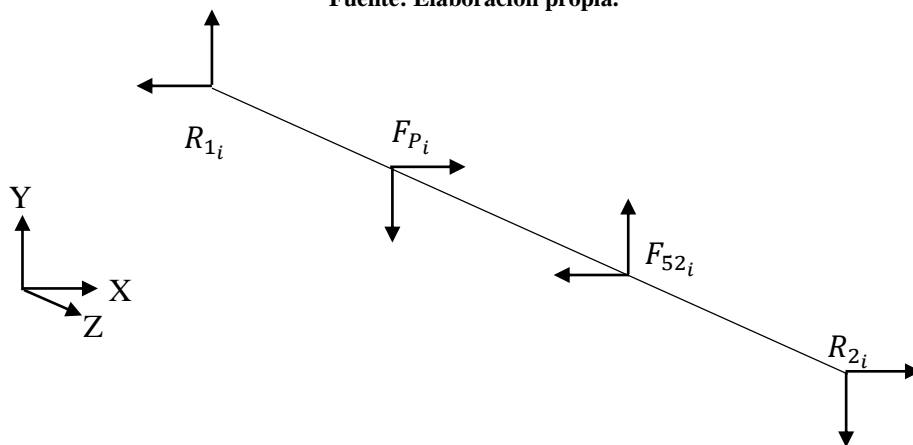


Figura 4-37 DCL Eje Inferior transmisión derecha.
Fuente: Elaboración propia.

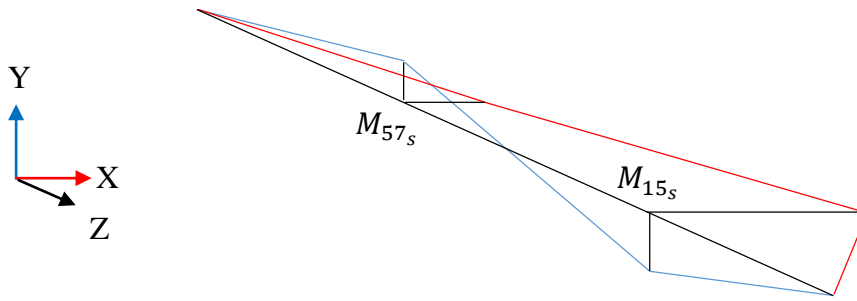


Figura 4-38 DCL Momentos flexionantes eje superior transmisión derecha.
Fuente: Elaboración propia.

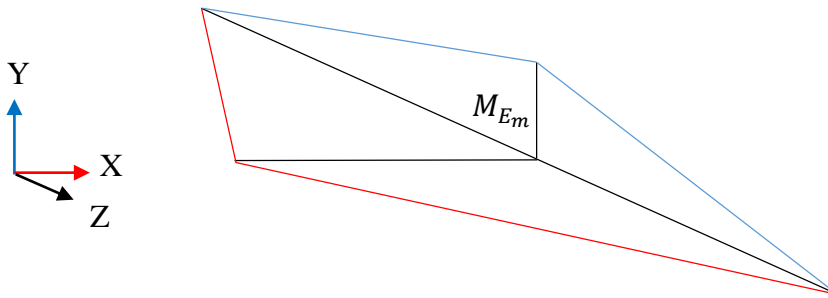


Figura 4-39 DCL Momentos flexionantes eje medio transmisión derecha.
Fuente: Elaboración propia.

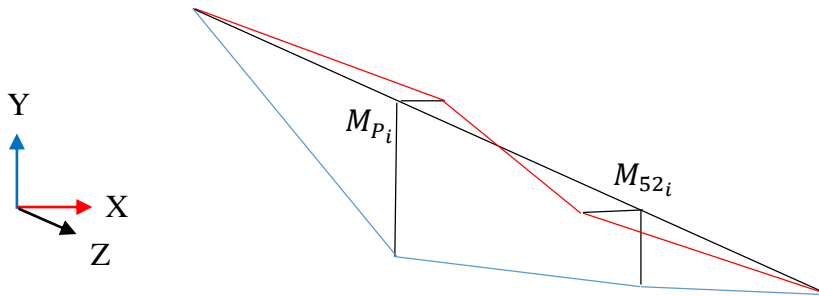


Figura 4-40 DCL Momentos flexionantes eje inferior transmisión derecha.
Fuente: Elaboración propia.

Las tablas 4-8 y 4-9 muestran los resultados de las fuerzas, momentos y el correspondiente diámetro para cada punto de análisis de los tres ejes: superior, medio e inferior de la transmisión izquierda y derecha respectivamente.

Tabla 4-8 Resultados fuerzas, momentos y diámetros, eje superior, medio e inferior de la transmisión izquierda.

Eje Superior		Eje Medio		Eje Inferior	
Variable	Valor	Variable	Valor	Variable	Valor
$F_{15_{sY}} [N]$	-2024,62	$F_{52_{mY}} [N]$	-5126,35	$F_{52_{iY}} [N]$	2041,43
$F_{15_{sX}} [N]$	340,47	$F_{52_{mX}} [N]$	2412,21	$F_{52_{iX}} [N]$	-343,29
$F_{57_{sY}} [N]$	462,39			$F_{19_{iY}} [N]$	5097,83
$F_{57_{sX}} [N]$	-286,47			$F_{19_{iX}} [N]$	-2398,79
$R_{1_{sY}} [N]$	379,44	$R_{1_{mY}} [N]$	3800,57	$R_{1_{iY}} [N]$	-4770,79
$R_{2_{sY}} [N]$	1182,78	$R_{2_{mY}} [N]$	1325,78	$R_{2_{iY}} [N]$	-2368,47
$R_{1_{sX}} [N]$	100,79	$R_{1_{mX}} [N]$	-1788,36	$R_{1_{iX}} [N]$	2018,01
$R_{2_{sX}} [N]$	-154,79	$R_{2_{mX}} [N]$	-623,85	$R_{2_{iX}} [N]$	724,06
$M_{57_{sX}} [Nm]$	10,47	$M_{52_{mX}} [Nm]$	114,02	$M_{19_{iX}} [Nm]$	-131,67
$M_{57_{sY}} [Nm]$	2,78	$M_{52_{mY}} [Nm]$	-53,65	$M_{19_{iY}} [Nm]$	55,70
$M_{15_{sX}} [Nm]$	56,77			$M_{52_{iX}} [Nm]$	-113,69
$M_{15_{sY}} [Nm]$	-7,43			$M_{52_{iY}} [Nm]$	34,76
$M_{57_s} [Nm]$	10,84	$M_{52_m} [Nm]$	126,01	$M_{52_i} [Nm]$	142,97
$M_{15_s} [Nm]$	57,26			$M_{19_i} [Nm]$	118,88
$D_{57_s} [mm]$	9,11			$D_{52_i} [mm]$	19,51
$D_{15_s} [mm]$	14,31	$D_{52_m} [mm]$	20,04	$D_{19_i} [mm]$	18,42

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 4-9 Resultados fuerzas, momentos y diámetros, eje superior, medio e inferior de la transmisión derecha.

Eje Superior		Eje Medio		Eje Inferior	
Variable	Valor	Variable	Valor	Variable	Valor
$F_{15_{s_y}}$ [N]	-2023,30	$F_{E_{m_y}}$ [N]	1858,54	$F_{52_{i_y}}$ [N]	2040,10
$F_{15_{s_x}}$ [N]	348,22	$F_{E_{m_x}}$ [N]	-5106,29	$F_{52_{i_x}}$ [N]	-351,11
$F_{57_{s_y}}$ [N]	462,39			$F_{P_{i_y}}$ [N]	-1858,54
$F_{57_{s_x}}$ [N]	-286,47			$F_{P_{i_x}}$ [N]	5106,29
$R_{1_{s_y}}$ [N]	378,96	$R_{1_{m_y}}$ [N]	-1377,88	$R_{1_{i_y}}$ [N]	715,96
$R_{2_{s_y}}$ [N]	1181,95	$R_{2_{m_y}}$ [N]	-480,66	$R_{2_{i_y}}$ [N]	-897,52
$R_{1_{s_x}}$ [N]	97,94	$R_{1_{m_x}}$ [N]	3785,70	$R_{1_{i_x}}$ [N]	-3898,12
$R_{2_{s_x}}$ [N]	-159,70	$R_{2_{m_x}}$ [N]	1320,59	$R_{2_{i_x}}$ [N]	-857,06
$M_{57_{s_x}}$ [Nm]	10,46	$M_{E_{m_x}}$ [Nm]	-41,34	$M_{P_{i_x}}$ [Nm]	19,76
$M_{57_{s_y}}$ [Nm]	2,70	$M_{E_{m_y}}$ [Nm]	113,57	$M_{P_{i_y}}$ [Nm]	-107,59
$M_{15_{s_x}}$ [Nm]	56,73			$M_{52_{i_x}}$ [Nm]	-43,08
$M_{15_{s_y}}$ [Nm]	-7,67			$M_{52_{i_y}}$ [Nm]	-41,14
M_{57_s} [Nm]	10,80	M_{E_m} [Nm]	120,86	M_{52_i} [Nm]	109,39
M_{15_s} [Nm]	57,25			M_{P_i} [Nm]	59,57
D_{57_s} [mm]	9,11			D_{52_i} [mm]	17,96
D_{15_s} [mm]	14,31	D_{E_m} [mm]	19,87	D_{P_i} [mm]	15,19

Fuente: Elaboración propia.

Las fuerzas se emplean para calcular los momentos flexionantes en cada punto de análisis, con esto se calcula el diámetro en cada punto.

Por simplicidad de la construcción se construyeron todos los ejes con un diámetro mínimo de 20 mm, que es el mínimo que tolera el eje medio de la transmisión izquierda, que es la más exigida de las 2 transmisiones. Esto se obtuvo considerando un factor de seguridad de 1,5 y un acero SAE 4340.

4.2.5.3 Cálculo de Engranajes

Existen 2 engranajes en el diseño, ubicados en la transmisión derecha. Estos son designados piñón y engranaje, ya que el primero es conductor y el último conducido.

Por simplicidad de manufactura se diseñan engranajes rectos.

Existe una condición de borde para este par piñón-engranaje, la cual es la reducción a realizar, esta debe ser lo más cercana posible a $I= 19:52$, para conservar la simetría en ambas transmisiones y en cada etapa de reducción.

Para el cálculo de los engranajes se usan las ecuaciones 4-17, 4-18 y 4-19.

$$m = \frac{d_e}{z + 2} \quad (\text{Ec.4-17})$$

Donde:

$m = \text{Módulo [mm]}$
 $d_e = \text{Diámetro exterior [mm]}$
 $z = \text{Número de dientes []}$

$$m = \frac{d_p}{z} \quad (\text{Ec.4-18})$$

Donde:

$d_p = \text{Diámetro primitivo [mm]}$

$$F = \frac{k_v * W^t * N}{m * Y * S_u} \quad (\text{Ec.4-19})$$

Donde:

$F = \text{Espesor de dientes [m]}$
 $k_v = \text{Factor de velocidad de Barth []}$
 $W^t = \text{Fuerza tangencial sobre el diente [N]}$
 $N = \text{Factor de seguridad []}$
 $Y = \text{Factor de forma de Lewis []}$
 $S_u = \text{Esfuerzo último [Pa]}$

La tabla 4-10 muestra los resultados de los cálculos para el piñón y el engranaje.

Tabla 4-10 Resultados cálculos de piñón y engranaje.

Variable	Piñón	Engranaje
z []	32	85
m []	2,5	2,5
d_e [mm]	85	217
F [mm]	27,95	27,87

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, el piñón y engranes se construyen de 28 mm y 29 mm de espesor en acero SAE 4340 y 1045 respectivamente.

4.2.4.4 Cálculo de chavetas

Para el cálculo de chavetas se usa la ecuación 20.

$$L = \frac{4 * T * N}{D * W * S_y} \quad (\text{Ec.4-20})$$

Donde:

L = Largo de chaveta [m]

T = Torque [Nm]

N = Factor de seguridad []

D = Diámetro del eje [m]

W = Ancho de chaveta [m]

S_y = Resistencia a la fluencia [Pa]

La tabla 4-11 muestra los resultados de las chavetas calculadas.

Tabla 4-11 Resultados cálculos de chavetas.

Designación Chaveta	Largo[mm]
Chaveta eje superior	5,25
Chaveta central eje inferior	18,23
Chaveta brida de freno eje inferior	18,23
Chaveta eje medio	49,89
Chaveta brida de acople eje medio	49,89

Fuente: Elaboración propia.

Las dimensiones finales de las chavetas queda determinada por esta restricción más una restricción de estética del diseño, las dimensiones finales pueden observarse en los planos de construcción en Anexo C, el material utilizado es acero SAE 1045

4.2.5.5 Diseño de Bridas.

Por la complejidad de estos elementos se realiza un análisis de elementos finitos. Se tienen 2 bridas por transmisión: una de freno y una de acople, de las cuales se muestra su análisis a continuación.

4.2.5.5.1 Brida de Freno.

Esta brida se acopla al eje inferior con el disco de freno, se ubica en la parte exterior del eje.

Se estudia contra fluencia tomando los siguientes supuestos:

- Se asume los orificios, que conectan al freno de disco, como empotrados, simulando el frenado.
- Se ejerce un torque igual al torque máximo en esa etapa de reducción aplicado en la cara interna de la brida, el torque se estima usando la ecuación 4-21

$$T_{brida_{freno}} = \frac{T_{máx_{motor}}}{I_{1etapa} * I_{2etapa}} \quad (Ec.4-21)$$

Donde:

T = Torque en la cara interna de la conexión de la brida al eje [Nm]

$T_{máx_{motor}}$ = Torque máximo del motor [Nm]

I_{ietapa} = Razón de reducción i – ésima etapa []

Se tiene que $I_{1etapa} = 10/57$, $I_{2etapa} = 15/52$, $T_{máx_{motor}} = 11 Nm$, luego $T_{brida_{freno}} = 217,36 Nm$.

Las figuras 4-41 a 4-44 muestran los resultados para la malla, sujeciones y aplicación de cargas, el esfuerzo equivalente de Von Mises, deformación y factor de seguridad de la simulación. Posteriormente, se explican los resultados más importantes.

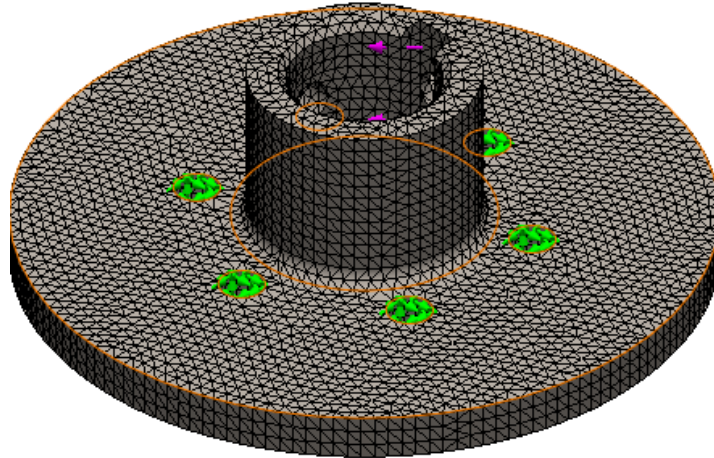


Figura 4-41 Malla, sujeciones y cargas. Análisis de Brida de freno.
Fuente: Elaboración propia.

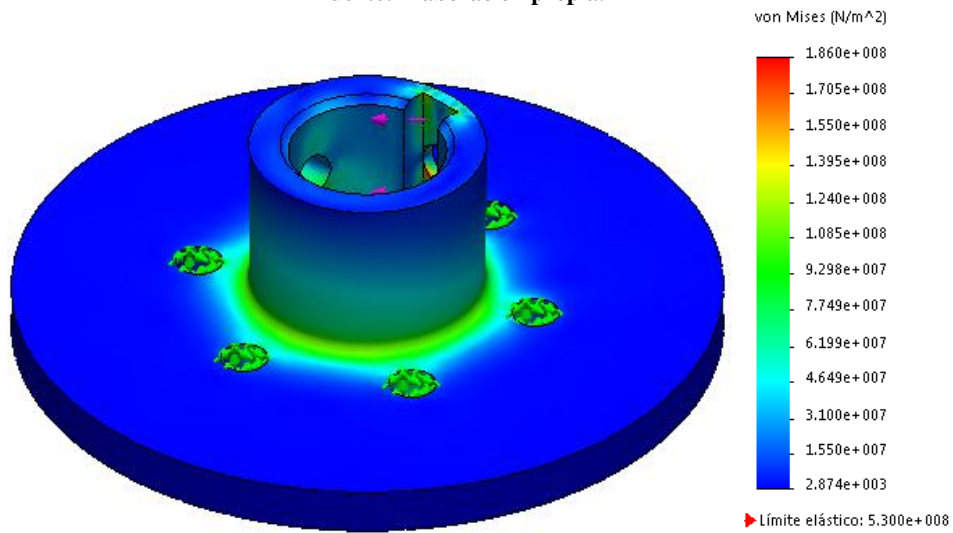


Figura 4-42 Esfuerzo equivalente de Von Mises. Análisis de Brida de freno.
Fuente: Elaboración propia.

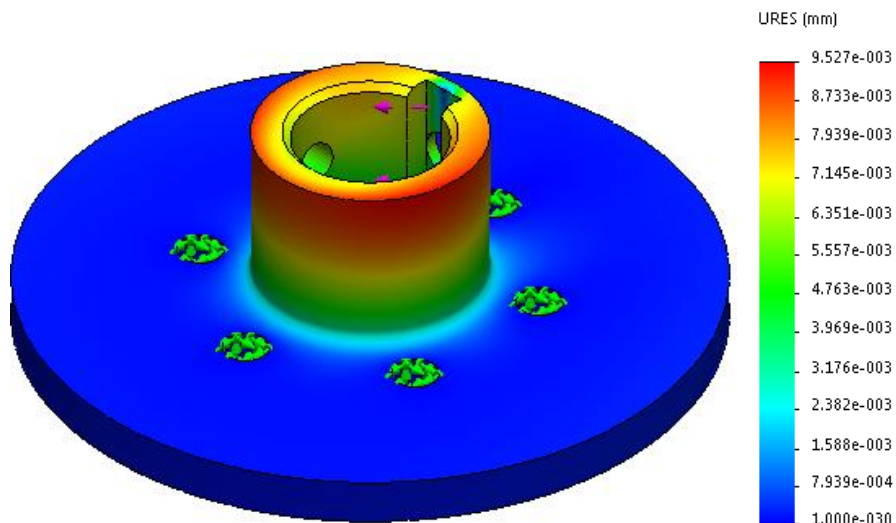


Figura 4-43 Deformación. Análisis de Brida de freno.
Fuente: Elaboración propia.

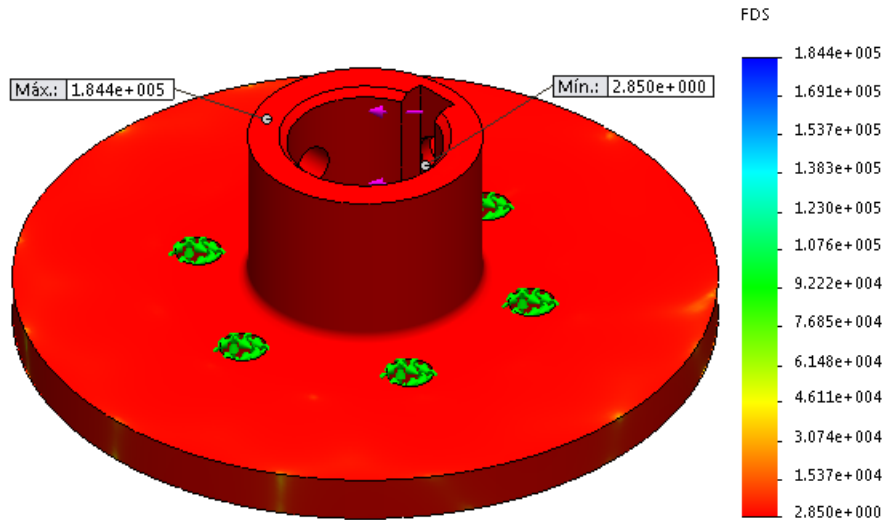


Figura 4-44 Factor de seguridad. Análisis de Brida de freno.
Fuente: Elaboración propia.

La figura 4-41 muestra el mallado, las sujeciones y la carga aplicada sobre la brida de freno. La malla contiene 89.436 nodos, 58.859 elementos, con un tamaño de elementos de 3,5 mm; tiene 6 sujeciones fijas, indicadas con flechas verdes, en la posición donde se ubican los pernos, la carga corresponde a un momento, indicado con flechas violetas, aplicado en la cara interna de la brida, igual a 217,36 Nm.

La figura 4-42 muestra la distribución de esfuerzos equivalentes de Von mises, se observa que el máximo esfuerzo es igual a $1,86 \times 10^8 \text{ N/m}^2$.

La figura 4-43 muestra que la deformación máxima es de 0,0095 mm.

La figura 4-44 muestra que el factor de seguridad del elemento es de 2,9, ubicándose el punto más crítico en la periferia del orificio del prisionero sobre el chavetero. Por lo tanto, se verifica que la pieza resistirá las condiciones de operación. La pieza tiene un diámetro exterior de 90 mm y uno interior de 20 mm, construida en acero SAE 1045.

4.2.5.5.2 Brida de acople.

Esta brida acopla al eje medio con el cigüeñal, se ubica en la parte interior del eje.

Se estudia contra fluencia tomando los siguientes supuestos:

- Se asume los orificios, que conectan al freno de disco, como empotrados, simulando el frenado.
- Se ejerce un torque igual al torque máximo en esa etapa de reducción aplicado en la cara interna de la brida, el torque se estima usando la ecuación 4-21

$$T_{brida_{acople}} = \frac{T_{m\acute{a}x_{motor}}}{I_{1etapa} * I_{2etapa} * I_{3etapa}} \quad (\text{Ec.4-21})$$

Donde:

T = Torque en la cara interna de la conexión de la brida al eje [Nm]

$T_{m\acute{a}x_{motor}}$ = Torque máximo del motor [Nm]

I_{ietapa} = Razón de reducción i – ésima etapa []

Se tiene que $I_{1etapa} = 10/57$, $I_{2etapa} = 15/52$, $I_{3etapa} = 19/52$, $T_{m\acute{a}x_{motor}} = 11 Nm$, luego $T_{brida_{acople}} = 594,88 Nm$.

Las figuras 4-45 a 4-48 muestran los resultados para la malla, sujeciones y aplicación de cargas, el esfuerzo equivalente de Von Mises, deformación y factor de seguridad de la simulación. Posteriormente, se explican los resultados más importantes.

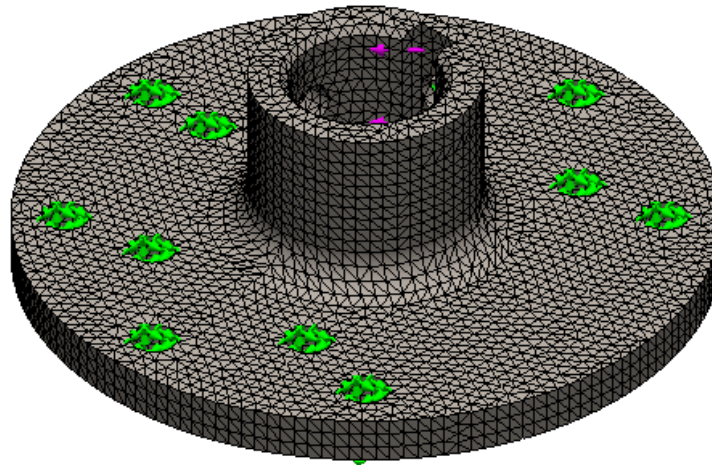


Figura 4-45 Malla, sujeciones y cargas. Análisis de Brida de freno.
Fuente: Elaboración propia.

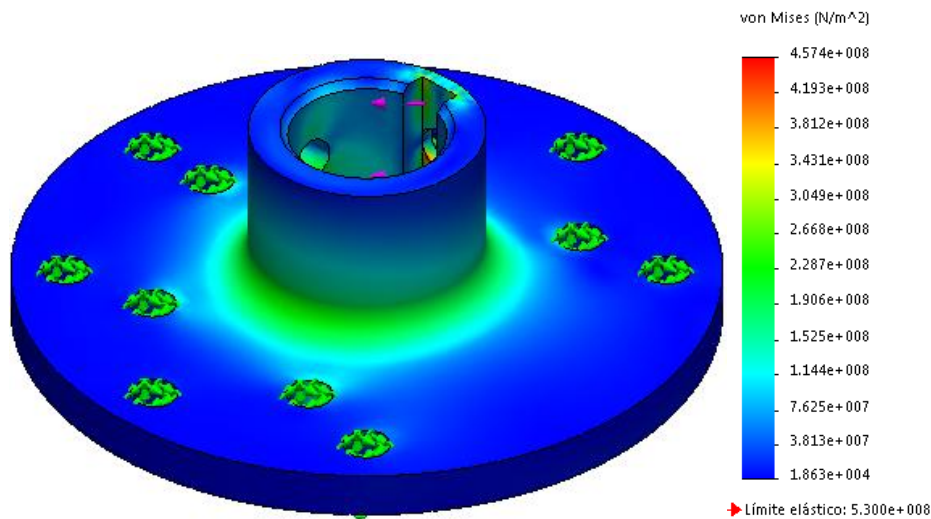


Figura 4-46 Esfuerzo equivalente de Von Mises. Análisis de Brida de freno.
Fuente: Elaboración propia.

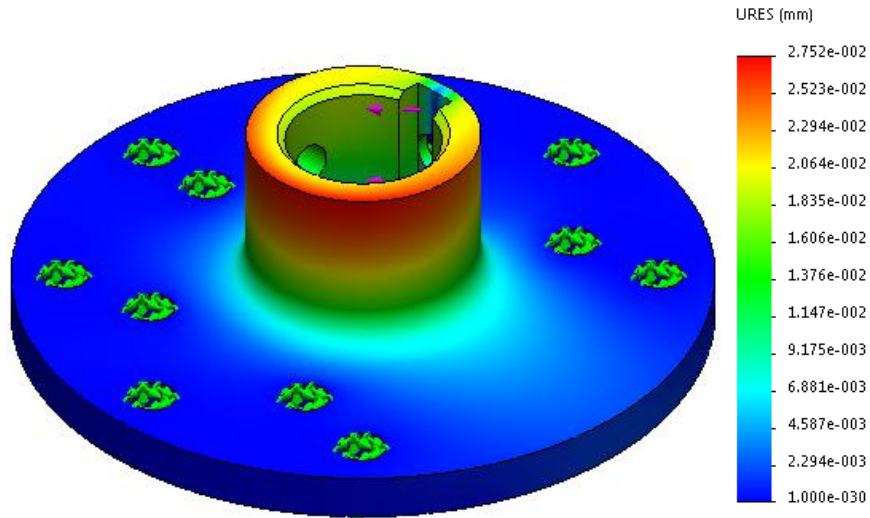


Figura 4-47 Deformación. Análisis de Brida de freno.
Fuente: Elaboración propia.

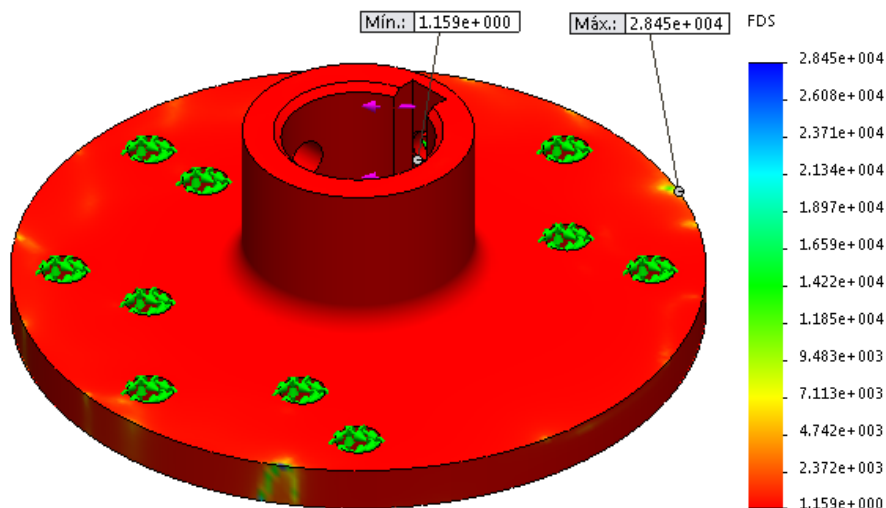


Figura 4-48 Factor de seguridad. Análisis de Brida de freno.
Fuente: Elaboración propia.

La figura 4-45 muestra el mallado, las sujeciones y la carga aplicada sobre la brida de freno. La malla contiene 87.976 nodos, 56.774 elementos, con un tamaño de elementos de 3,5 mm; tiene 12 sujeciones fijas, indicadas con flechas verdes, en la posición donde se ubican los pernos, la carga corresponde a un momento, indicado con flechas violetas, aplicado en la cara interna de la brida, igual a 594,88 Nm.

La figura 4-46 muestra que el máximo esfuerzo equivalente de Von mises es de $4,74 \times 10^8$ N/m².

La figura 4-47 muestra que la deformación máxima es de 0,028 mm.

La figura 4-48 muestra que el factor de seguridad del elemento es de 1,2, ubicándose el punto más crítico en la periferia del orificio del prisionero sobre el chavetero. Por lo tanto, se verifica que la pieza resistirá las condiciones de operación. La pieza tiene un diámetro exterior de 90 mm y uno interior de 20 mm, construida en acero SAE 1045.

4.2.5.6 Selección de elementos comerciales

4.2.5.6.1 Selección de embrague.

Se seleccionó un embrague centrífugo por su precio menor a embragues de discos. Es un embrague importado, marca GoPowerSports, el cual incluye una catarina para cadena ASA 40 incorporada al elemento.

La figura 4-49 muestra un esquema de su funcionamiento y la figura 4-50 muestra el elemento adquirido.

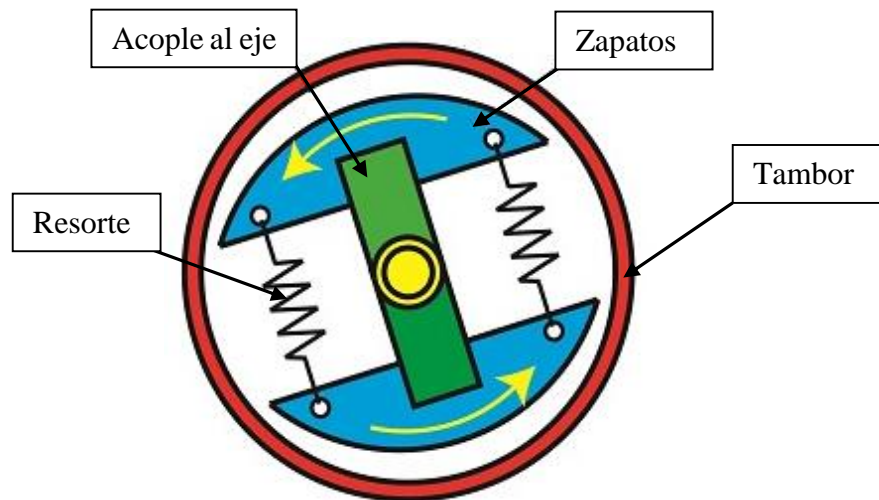


Figura 4-49 Esquema de funcionamiento embrague centrífugo²².

El principio de un embrague centrífugo es acoplar dos elementos gracias al roce provocado entre los mismos debido a la fuerza centrífuga. Cuando el acople al eje comienza a girar, debido a la rotación del eje, provoca que los zapatos se alejen más y más desde el centro del eje, siendo solo contenidos por los resortes. A cierta velocidad de giro los zapatos comienzan a rozar con el tambor, el cual normalmente va acoplado a otro elemento transmisor de potencia como catarinas o poleas, la velocidad crítica de acople se denomina velocidad de enganche y es cuando la velocidad de giro del eje es igual a la del tambor. Esta velocidad varía de modelo en modelo y depende principalmente del resorte, el cual muchas veces es intercambiable, ya que, a mayor constante de elasticidad $k \left[\frac{N}{m} \right]$, mayor la velocidad de enganche.

²² <http://www.engineeringexpert.net/Engineering-Expert-Witness-Blog/tag/centrifugal-clutch>

El principio de todos los embragues centrífugos es el mismo, no obstante existen en el mercado diversos diseños, desde algunos netamente mecánicos hasta algunos con control electrónico incorporado. El elemento adquirido es de los más simples y económicos. La figura 4-50 muestra el elemento. Este elemento se compone de 6 zapatos y el resorte enlaza a todos los zapatos. El tambor lleva acoplado una catarina ASA 40 de 10 dientes.



Figura 4-50 Embrague adquirido²³.

4.2.5.6.2 Selección de cadena.

Dado el embrague seleccionado la cadena viene determinada por el paso de la catarina acoplada a él, luego la cadena debe ser ASA 40, paso ½' y se determina el largo de la misma usando la ecuación 4-22.

$$L = 2 * C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4 * \pi^2 * C} \quad (\text{Ec.4-22})$$

Donde:

L = Largo de la cadena [pasos]

C = Distancia entre centros [pasos]

N_1 = Número de dientes catarina 1 []

N_2 = Número de dientes catarina 2 []

La tabla 4-12 muestra los largos de todos los lazos de cadena utilizados en todas las reducciones de ambas transmisiones y la distancia entre centros de los elementos enlazados. Cabe destacar que la cantidad de pasos debe ser un número entero ya que corresponde a la cantidad de eslabones de la cadena, mientras que la distancia entre centros; no necesariamente.

Tabla 4-12 Largo de lazos de cadena utilizados.

Transmisión	Reducción	L [pasos]	L [mm]	C [pasos]	C [mm]
Izquierda	Primera	66	838,2	14,1	179
	Segunda	106	1346,2	35,4	449
	Tercera	63	800,1	12,3	156
Derecha	Primera	66	838,2	14,1	179
	Segunda	104	52,1	1320,8	34,6

Fuente: Elaboración propia.

²³ <http://www.ebay.es/itm/Go-Kart-Mini-Bike-Clutch-Centrifugal-10T-3-4-bore-40-41-420-chain-1041-/231026314332>

4.2.5.6.3 Selección de rodamientos y descansos de rodamientos.

Se pre-seleccionaron descansos de rodamientos marca SLB, rectos y tipo brida, cuya denominación técnica es UCP 200 y UCFL 200 respectivamente, ver figura 4-51(a) y 4-51(b). Estos descansos de rodamientos llevan un rodamiento de bolas de diámetro interior 20 mm, determinado a partir del cálculo de eje, su denominación es UC 200, ver figura 4-50(c).

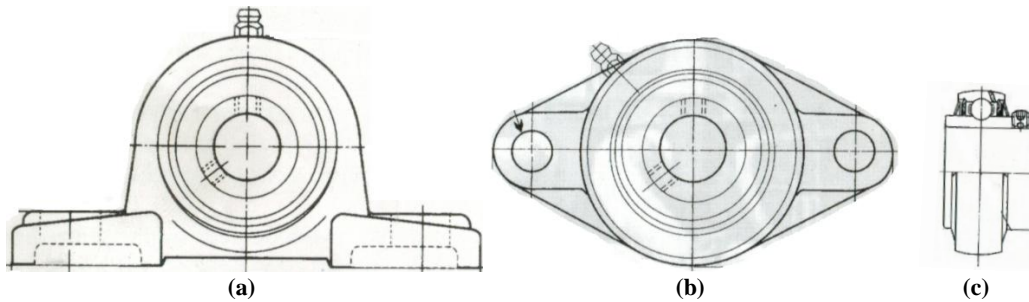


Figura 4-51 Esquema descansos de rodamiento (a) UCP200 y (b) UCFL 200 y (c) UC 200.
Fuente: Elaboración propia a partir de referencia [11]

Teniendo esta preselección se determinan si los rodamientos toleran las cargas y su vida útil.

Los supuestos tomados para este cálculo son los siguientes:

- Se considera la carga máxima entre todos los rodamientos que es $F_r = R_{1_i} = 5180,04 \text{ N}$, es decir, la reacción 1 del eje inferior de la transmisión izquierda.
- La carga se considera puramente radial, sin componente axial, entonces $P = F_r$.
- La carga máxima tolerable por el rodamiento, según catálogo [11], es $C = 12.800 \text{ N}$.
- $p = 3$, ya que el rodamiento es de bolas.
- Se considera una velocidad crítica de funcionamiento igual al máximo posible, $n = 66,6 \text{ rpm}$.

Para el cálculo se usan las ecuaciones 4-23 a 4-25.

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad (\text{Ec.4-23})$$

Donde:

$P = \text{Carga dinámica total [N]}$
 $F_r = \text{Fuerza radial sobre el rodamiento [N]}$
 $F_a = \text{Fuerza axial sobre el rodamiento [N]}$
 $X = \text{Factor radial []}$
 $Y = \text{Factor axial []}$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (\text{Ec.4-24})$$

Donde:

L_{10} = Vida útil del rodamiento [10^6 revoluciones]

C = Carga dinámica tolerable por el rodamiento [N]

p = Factor de tipo de rodamiento []

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 * n}\right) * L_{10} \quad (\text{Ec.4-25})$$

Donde:

L_{10h} = Vida útil del rodamiento [h]

n = Velocidad de giro [rpm]

Con esto se concluye que los rodamientos toleran las cargas a las que estarán sometidos y en un caso crítico durarán como mínimo $15,09 \times 10^6$ revoluciones o, equivalentemente, 3.778,09 h. Con esto se verifica la preselección de los rodamientos y los descansos, la forma de estos últimos solo obedece a una razón de facilidad en la implementación de los mismos en el prototipo. Se utilizan, entonces, 5 descansos de rodamientos UCP 200 y 1 descanso de rodamiento UCFL 200 por transmisión.

4.2.5.6.4 Selección de perfiles.

El parámetro para determinar estos perfiles es peso y costo, se seleccionan perfiles de 20x20x2 para las estructuras de ambas transmisiones. Peso, ya que las patas deben tolerar toda la transmisión por momentos y por tanto reducir peso es mejor, por otro lado, costo para reducir el gasto. Para su verificación se realiza una simulación en elementos finitos dada la gran cantidad de perfiles. Los supuestos para esta simulación son:

- Material de los perfiles: acero estructural ASTM A36.
- Empotramiento en los orificios para pernos de anclaje al subsistema de tracción.
- Cargas equivalentes al peso del motor, igual a 17 kg, ejercida sobre los perfiles que acoplan al motor.
- Carga equivalente al peso de la transmisión y tracción equivalente a 50 kg, ejercida sobre los perfiles que sostienen las ruedas.
- Cargas equivalentes a las fuerzas de reacción debido a los esfuerzos en los extremos de los ejes que se transmiten por los descansos de rodamientos a los perfiles. Se ejercen de manera distribuida en los agujeros donde se apenan los descansos de rodamiento.
- Se simula la estructura como un objeto sólido, es decir se asume que uniones por pernos y soldadura son completamente fijas.
- Solo se simula la estructura de la transmisión izquierda, ya que la variación entre ambos lados es mínima.

Las figuras 4-52 a 4-57 muestran la malla, sujeciones y cargas, el esfuerzo equivalente de Von Mises el campo de deformaciones y el factor de seguridad de la estructura analizada.

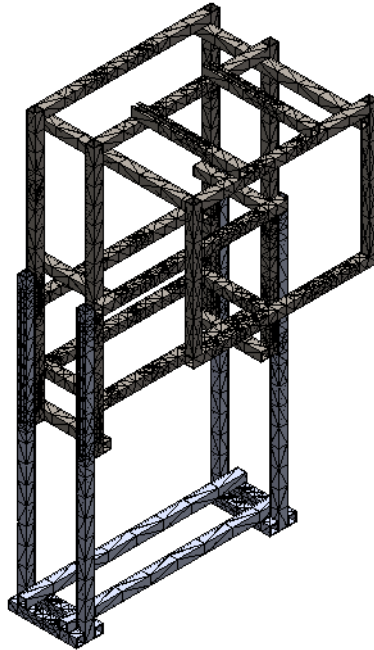
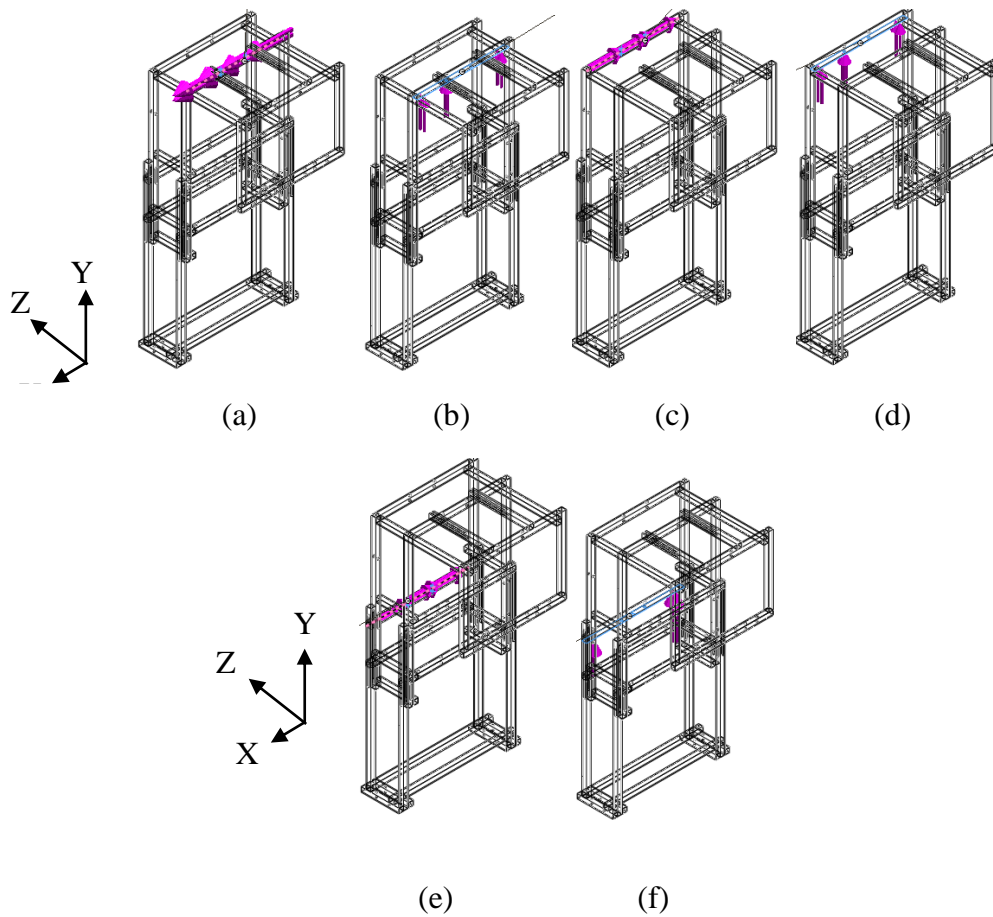


Figura 4-52 Malla, sujeciones y cargas Análisis de Estructura.
Fuente: Elaboración propia.



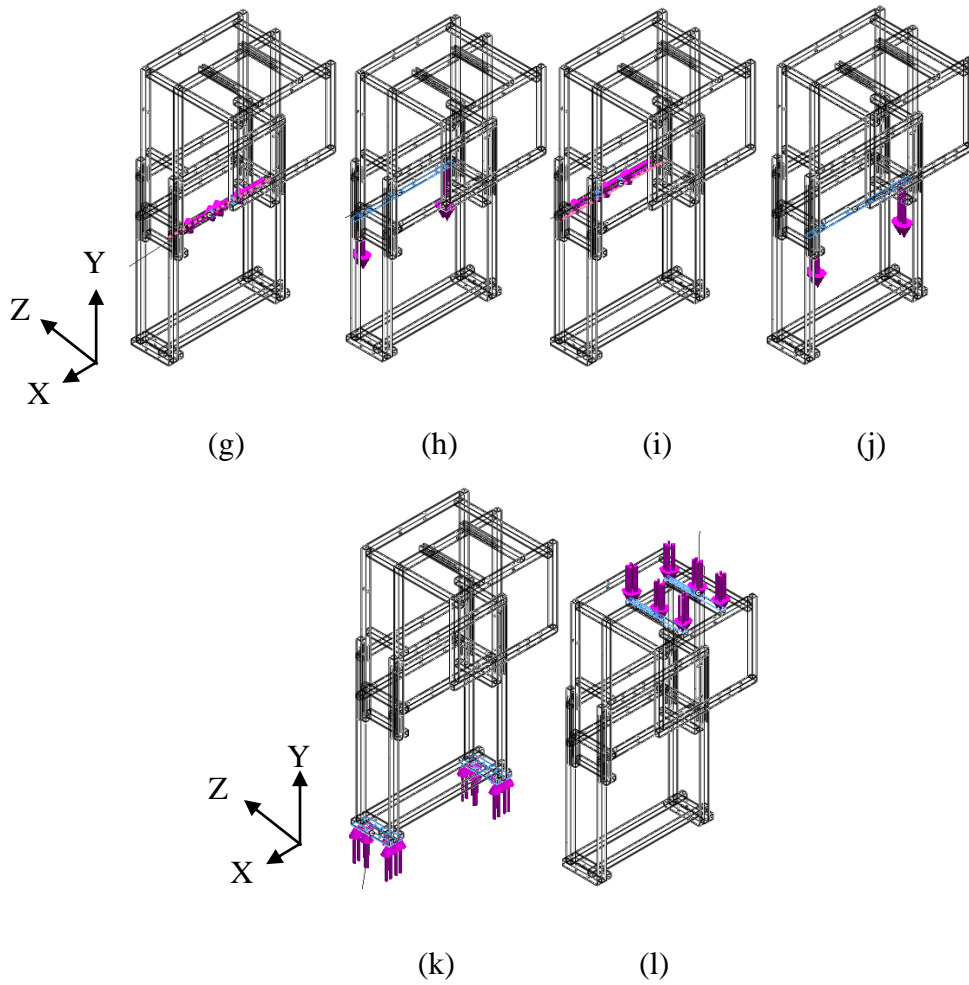


Figura 4-53 Cargas:(a) R_{1s_x} , (b) R_{1s_y} , (c) R_{2s_x} , (d) R_{2s_y} , (e) R_{2m_x} , (f) R_{2m_y} , (g) R_{1i_x} , (h) R_{1i_y} , (i) R_{2i_x} , (j) R_{2i_y} , (k) Carga equivalente a peso de transmisión y (l) Carga equivalente a peso de motor.

Análisis de Estructura.
Fuente: Elaboración propia.

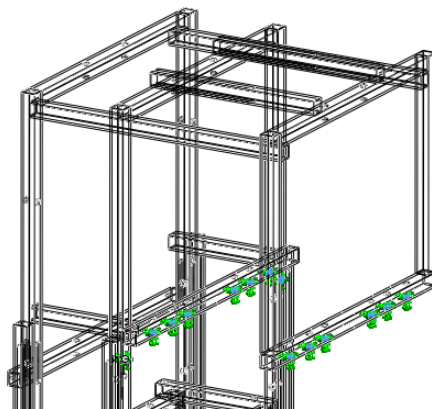


Figura 4-54 Sujeciones. Análisis de Estructura.
Fuente: Elaboración propia.

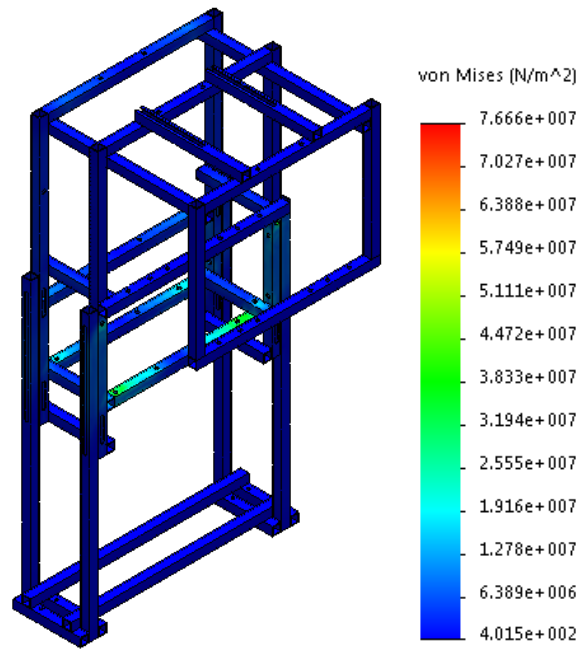


Figura 4-55 Esfuerzo equivalente de Von Mises. Análisis de Estructura.
Fuente: Elaboración propia.

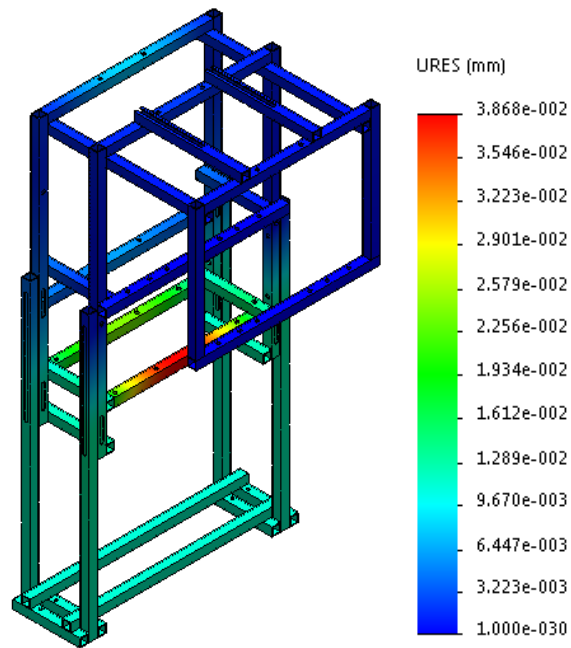


Figura 4-56 Deformación. Análisis de Estructura.
Fuente: Elaboración propia.

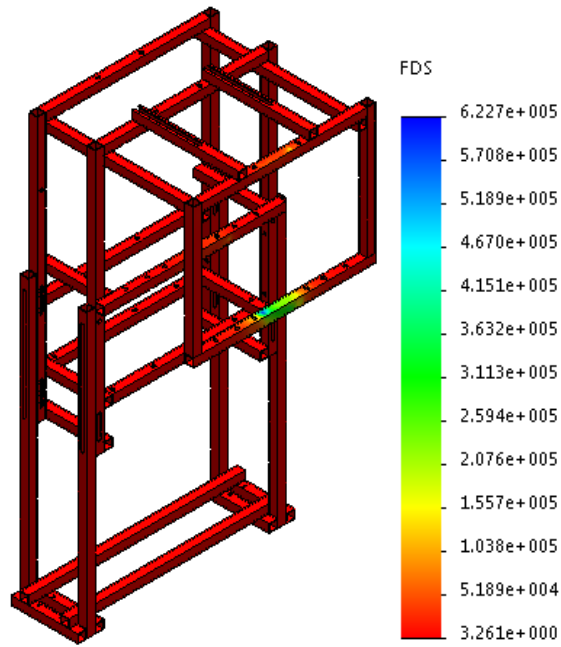


Figura 4-57 Factor de seguridad. Análisis de Estructura.
Fuente: Elaboración propia.

La figura 4-52 muestra la malla utilizada para este análisis, esta cuenta con 50.709 nodos y 22.988 elementos con un tamaño mínimo de 10,72 mm.

La figura 4-53 (a) a (j) muestran las fuerzas aplicadas sobre la estructura, estas son las reacciones en los extremos de los ejes de la transmisión izquierda, según se muestra en la tabla 4-8.

La figura 4-54 muestra las sujeciones de la estructura al sistema de tracción, corresponden a 14 agujeros por los que van pernos que se afirman al sistema antes mencionado.

La figura 4-55 muestra que el máximo esfuerzo equivalente de Von Mises es de $7,67 \times 10^7$ N/m².

La figura 4-56 muestra que la deformación máxima sufrida por la estructura es de 0,039 mm.

La figura 4-57 muestra que el factor de seguridad de la estructura es de 3,3. Se concluye que la estructura es apta para tolerar los esfuerzos ejercidos por los elementos de la transmisión.

Para finalizar esta sección, las tablas 4-13 y 4-14 muestran el resumen de los elementos y sus características principales, para la transmisión derecha e izquierda respectivamente. Para mayor detalle ver planos de construcción, en Anexo C.

Tabla 4-13 Resumen descripción de elementos para transmisión derecha.

N°	Designación	Especificaciones
1	Motor	Motor combustión interna Bear Power, 6,5 hp, 196 cc, 4 tiempos, 11Nm, 3600 RPM.
2	Chaveta Motor-Embrague	Incluida con el motor
3	Embrague	GoPowerSports, Centrifugo, Catarina acoplada de 10 dientes ASA 40
4	Cadena primera reducción	Cadena simple Asa 40 Marca TYCO
5	Catarina 57 dientes	Asa 40, cadena simple, Marca BEA 57 dientes
6	Catarina 15 dientes	Asa 40, cadena simple, Marca BEA 57 dientes
7	Cadena segunda reducción	Cadena simple Asa 40 Marca TYCO 1
8	Descanso rodamiento tipo recto	SLB, UCP 200, rodamiento de bolas UC 200
9	Seguro Seagers	Diámetro interno 18 mm
10	Rueda tensor de cadena	Diámetro 38 mm, Technyl.
11	Tuerca soporte tensor de cadena	Tuerca M12, Grado 8.8
12	Chaveta eje superior-catarinas	6x6x46, Acero 1045
13	Eje superior	Diámetro 20 mm, Largo 200 mm, acero SAE 4340
14	Perno tensor de cadena	M 12, Largo 60 mm
15	Chaveta eje medio-engranaje	6x6x24, Acero 1045
16	Perfil soporte tensor de cadena	25x45x2, Aluminio 6063
17	Chaveta eje medio-brida de acople-disco de acople	6x6x31, Acero 1045
18	Brida de acople	Diám. Int. 20 mm, 15 perforaciones de acople, acero SAE 1045.
19	Disco de acople	Diám. 90 mm, acero SAE 1045
20	Caliper de freno	Caliper TONGLI, para disco de 140 a 160 mm
21	Piñón	Tipo recto, m=2,5, 32 dientes, acero SAE 1045
22	Engranaje	Tipo recto, m=2,5, 85 dientes, acero SAE 4340
23	Catarina 52 dientes	Asa 40, cadena simple, Marca BEA 57 dientes
24	Descanso rodamiento tipo brida	SLB, UCFL 200, rodamiento de bolas UC 200
25	Eje medio	Diámetro 20 mm, Largo 290 mm, acero SAE 4340
26	Eje inferior	Diámetro 20 mm, Largo 227,7 mm, acero SAE 4340
27	Brida de freno	Diám. interior 20 mm, 6 perforaciones de acople Acero 1045.
28	Disco de freno	Disco de Diám. 160 mm, Shimano
29	Estructura de montaje	Perfiles 20x20x2, acero estructural ASTM A36
30	Estructura de soporte	Perfiles 20x20x2, acero estructural ASTM A36
31	Rueda de apoyo	Rueda giratoria de technyl diámetro 50 mm.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 4-14 Resumen descripción de elementos para transmisión izquierda.

N°	Designación	Especificaciones
1	Motor	Motor combustión interna Bear Power, 6,5 hp, 196 cc, 4 tiempos, 11Nm, 3600 RPM.
2	Chaveta Motor-Embrague	Incluida con el motor
3	Embrague	GoPowerSports, Centrifugo, Catarina acoplada de 10 dientes ASA 40
4	Cadena primera reducción	Cadena simple Asa 40 Marca TYCO
5	Catarina 57 dientes	Asa 40, cadena simple, Marca BEA 57 dientes
6	Catarina 15 dientes	Asa 40, cadena simple, Marca BEA 15 dientes
7	Cadena segunda reducción	Cadena simple Asa 40 Marca TYCO.
8	Descanso rodamiento tipo recto	SLB, UCP 200, rodamiento de bolas UC 200
9	Seguro Seagers	Diámetro interno 18 mm
10	Rueda tensor de cadena	Diámetro 38 mm, Technyl.
11	Tuerca soporte tensor de cadena	Tuerca M12, Grado 8.8
12	Chaveta eje superior-catarinas	6x6x46, Acero 1045
13	Eje superior	Diámetro 20 mm, Largo 200 mm, acero SAE 4340
14	Perno tensor de cadena	M 12, Largo 60 mm
15	Chaveta eje medio-engranaje	6x6x24, Acero 1045
16	Perfil soporte tensor de cadena	25x45x2, Aluminio 6063
17	Chaveta eje medio-brida de acople-disco de acople	6x6x31, Acero 1045
18	Brida de acople	Diám. interior 20 mm, 15 perforaciones de acople Acero 1045.
19	Disco de acople	Diám. 90 mm, acero SAE 1045
20	Caliper de freno	Caliper TONGLI, para disco de 140 a 160 mm
21	Cadena tercera reducción	Cadena simple Asa 40 Marca TYCO.
22	Catarina 19 dientes	Asa 40, cadena simple, Marca BEA 19 dientes
23	Catarina 52 dientes eje medio	Asa 40, cadena simple, Marca BEA 52 dientes
24	Catarina 52 dientes eje inferior	Asa 40, cadena simple, Marca BEA 52 dientes
25	Eje medio	Diámetro 20 mm, Largo 290 mm, acero SAE 4340
26	Eje inferior	Diámetro 20 mm, Largo 227,7 mm, acero SAE 4340
27	Brida de freno	Diám. interior 20 mm, 6 perforaciones de acople Acero 1045.
28	Disco de freno	Disco de Diám. 160 mm, Shimano
29	Estructura de montaje	Perfiles 20x20x2, acero estructural ASTM A36
30	Estructura de soporte	Perfiles 20x20x2, acero estructural ASTM A36
31	Rueda de apoyo	Rueda giratoria de technyl diámetro 50 mm.

Fuente: Elaboración propia.

4.3 Construcción

La figura 4-58 muestra una vista oblicua inferior del conjunto vehículo motorizado.

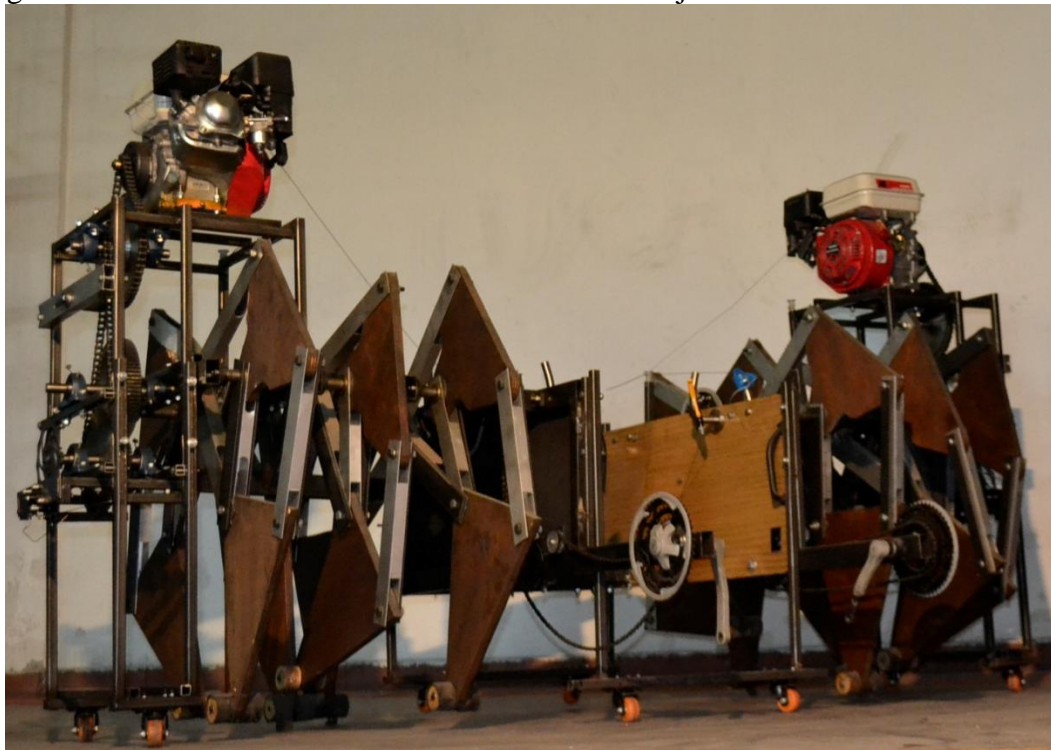


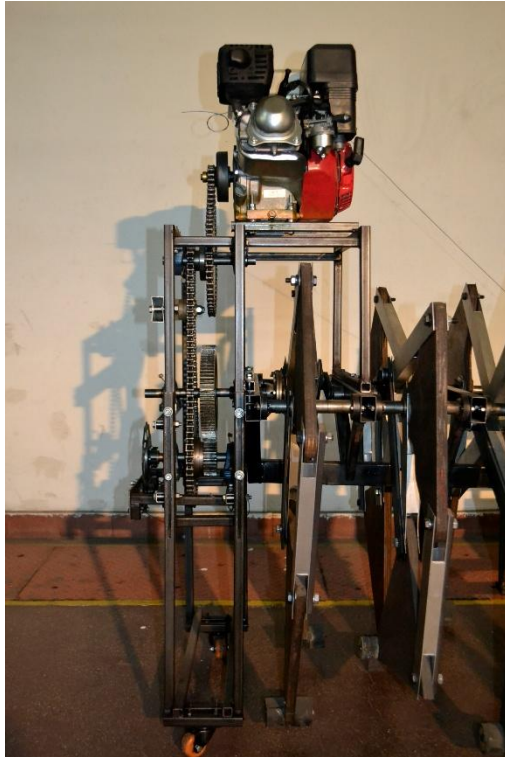
Figura 4-58. Conjunto Vehículo motorizado. Vista oblicua inferior.
Fuente: Elaboración propia.

La figura 4-59 muestra el conjunto vehículo motorizado desde una vista frontal.



Figura 4-59. Conjunto Vehículo motorizado. Vista frontal.
Fuente: Elaboración propia.

Las figuras 4-60 y 4-61 muestran las transmisiones derecha e izquierda desde una vista frontal y lateral, respectivamente.

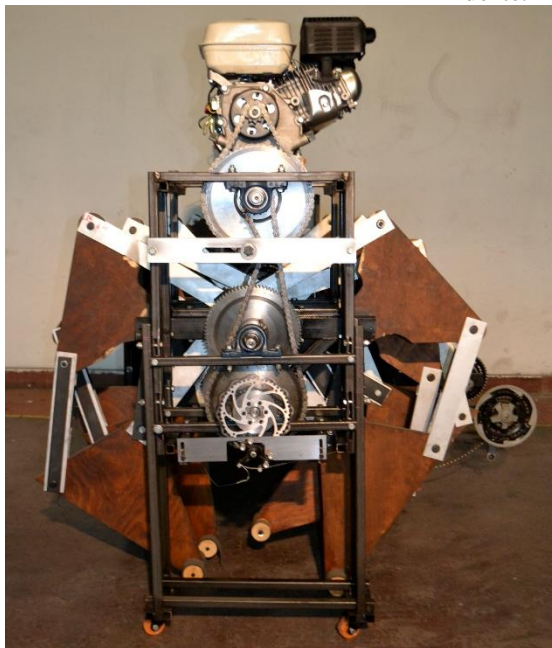


(a)

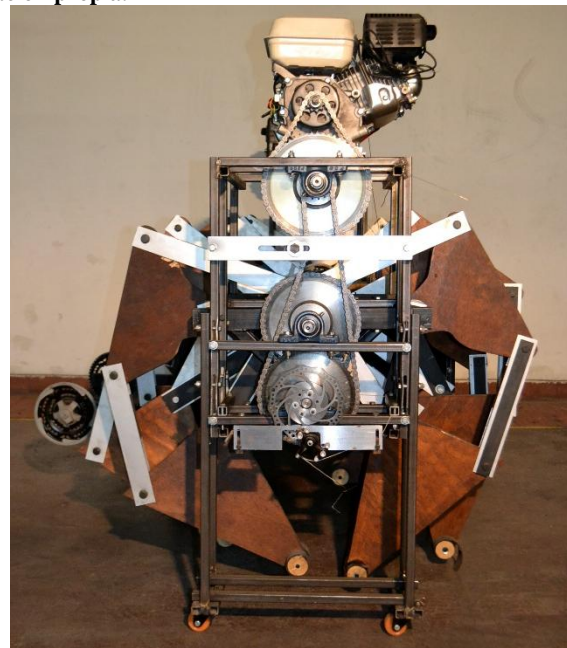


(b)

**Figura 4-60. Transmisiones (a) Derecha y (b) Izquierda. Vista frontal.
Fuente: Elaboración propia.**



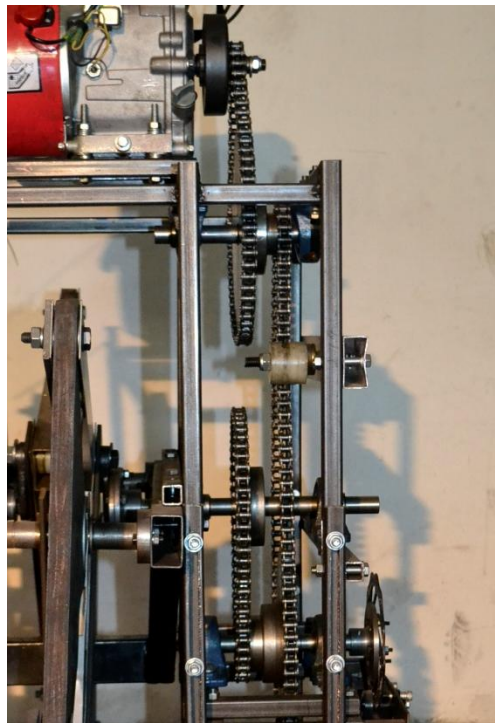
(a)



(b)

**Figura 4-61. Transmisiones (a) Derecha y (b) Izquierda. Vista lateral.
Fuente: Elaboración propia.**

Las figuras 4-62 y 4-63 muestran las tres etapas de reducción en las transmisiones derecha e izquierda, en una vista frontal y lateral, respectivamente.

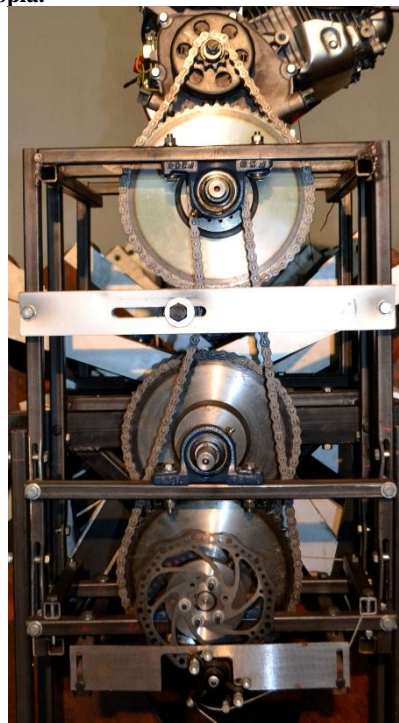
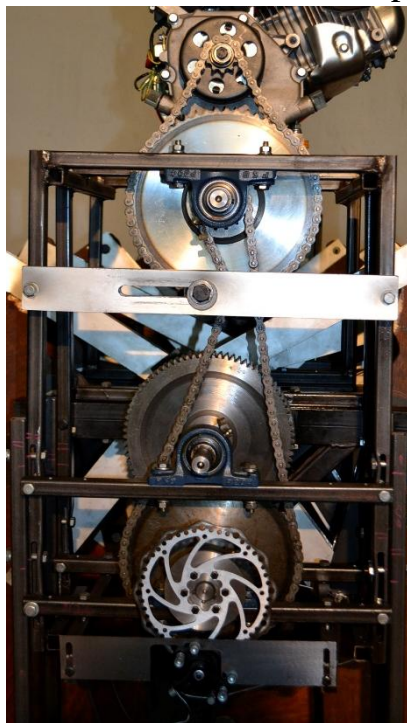


(a)

(b)

Figura 4-62. Reducciones (a) Derecha y (b) Izquierda. Vista frontal.

Fuente: Elaboración propia.



(a)

(b)

Figura 4-63. Reducciones (a) Derecha y (b) Izquierda. Vista lateral.

Fuente: Elaboración propia.

La figura 4-64 muestra el cubiculo y el control manual de las transmisiones derecha e izquierda desde una vista frontal.



Figura 4-63. Control Manual. Vista frontal.
Fuente: Elaboración propia.

5 Conclusiones.

De la concepción de la idea:

Si bien la idea de hacer un vehículo caminante motorizado no es propia y ha sido realizada varias veces en el mundo, la idea de tomar un vehículo ya existente y motorizado sí lo es y comprende un desafío aún más interesante, ya que implica realizar ingeniería inversa sobre todo el aparato disponible.

Del diseño del sistema de potencia:

Esta etapa de la memoria es la más interesante, ya que, consiste en elaborar desde cero varios sistemas, aplicando principios mecánicos creativamente, combinándolos con la realidad de insumos y procesos de manufactura disponibles localmente, en un proceso iterativo. Lo que implica, necesariamente, no solo conocer los principios, insumos y procesos en teoría sino enfrentarse a ellos en la práctica.

Se obtuvieron 2 sistemas de transmisión, uno para cada sistema de tracción, a saber, una transmisión derecha y una izquierda, cada una está compuesta por tres etapas de reducción que en total reducen 54 veces la velocidad angular de giro del eje del motor utilizado y la transmiten hacia el cigüeñal donde se acopla el eje medio.

De la implementación del diseño:

Se concluye que es perfectamente factible realizar estos diseños, relativamente novedosos para la escena nacional, con los insumos disponibles en el mercado local. Si bien los materiales y procesos de manufactura disponibles son una gran limitante en caso de ser acotados, es un incentivo al diseñador a pensar más creativamente.

La implementación del sistema considerando desde las primeras cotizaciones hasta fin de la construcción duró 4 meses y tuvo un costo de \$450.000, aproximadamente.

De la operación del vehículo:

En esta parte se realizaron varias pruebas para probar el funcionamiento del sistema de transmisión y tracción.

La primera prueba consistió en probar las transmisiones por sí solas, esto es, sin engancharse a la tracción del vehículo. De estas pruebas se concluye que el sistema transmite de buena manera, sin vibraciones considerables y con conexiones precisas y firmes que hacen al sistema muy confiable.

La segunda prueba consistió en probar las transmisiones enganchadas a los sistemas de tracción, pero con las extremidades del vehículo en el aire, fuera del contacto con el suelo. De estas pruebas se desprende que el acople entre el sistema de transmisión y el sistema de

tracción es firme y confiable, por otro lado las extremidades mostraron tener algunos eslabones mal contruidos, ya que al desarrollar la trayectoria para la cual fueron desarrolladas se encontró un golpeteo entre algunos de ellos. De todas maneras no fue un problema que impida la operación del vehículo y se procedió a las siguientes pruebas haciendo algunas reparaciones previas.

La tercera prueba consistió en probar el vehículo motorizado completo en el suelo. Durante esta prueba algunos eslabones cedieron y se deformaron, algunos considerablemente, lo que implicó reforzar. Este problema es solucionable al encontrar un motor con menor torque.

De las proyecciones de la tecnología utilizada y sus aplicaciones.

El vehículo desarrollado posee varias limitantes, entre ellas: es monoplaça, no puede girar sobre su propio eje, los eslabones del sistema de tracción son de largo fijo, la velocidad lineal de avance es difícilmente controlable, ya que la velocidad de giro del motor también lo es, el vehículo es solo utilizable en tierra, entre otras.

De estas falencias se desprenden varias proyecciones que se pueden aplicar a este u otro vehículo a diseñar, entre estas pueden ser:

- Capacidad multiplaza: tener un vehículo que pueda desplazar a varias personas y/o cargas, al considerar en el sistema la carga de diseño correspondiente.
- Capacidad de giro sobre su propio eje: facilitaría la maniobrabilidad, para esto se requeriría la capacidad de que ambos sistemas de transmisión giraran opuestamente.
- Capacidad de modificar la dimensión de los eslabones de las extremidades del sistema de tracción: al modificar estas dimensiones la trayectoria que realiza la extremidad cambia, con esto se puede aplicar a distintas superficies y terrenos. Esto último podría hacerse incluso en tiempo real permitiendo el desplazamiento virtualmente en cualquier superficie.
- Capacidad de control sobre la velocidad de avance: esto permitiría un mejor control y ampliaría los campos de aplicación, ya que sería mucho más preciso.
- Capacidad de operación bajo el agua: esto facilitaría la exploración u otra aplicación en distintos terrenos y permitiría el desplazamiento entre tierra y agua haciéndolo híbrido.

Si bien actualmente, el vehículo motorizado solamente puede emplearse como máquina caminante, con las proyecciones mencionadas pueden abrirse una serie de aplicaciones:

- Cultivo automático de campos: el vehículo, a una distinta escala podría programarse para sembrar campos, reduciendo tiempos y costos de cultivo.

- Transporte de elementos en zonas devastadas: guerras o catástrofes naturales pueden destruir y alterar los terrenos dejando fuera de aplicación a las ruedas o vehículos convencionales, aplicando las proyecciones a esta tecnología podría permitir llevar medicina, materiales, armas o incluso personas heridas a la zona correspondiente.
- Exploración: esta tecnología podría permitir explorar zonas que quedan fuera del alcance de las máquinas o robots convencionales.
- Entretención: estos vehículos podrían mejorarse para aplicarse como robots de carreras u otras competiciones.
- Construcción e impresión 3D: al incorporar un sistema de impresión al vehículo, este podría imprimir virtualmente cualquier forma o contorno, en una variedad de materiales

6 Bibliografía.

- [1] Nabil Khamashta Llorens, *Estudio de una plataforma móvil para desplazarse sobre superficies irregulares*, Memoria para la Titulación de Ingeniería Industrial, ETSEIAT, 2009.
- [2] Jansen, T., (2007), *The great pretender*, Nai019 Publishers.
- [3] Patnaik, L., (2016), *Kinematics and dynamics of Jansen leg mechanism: A bond graph approach*, Simulation modeling practice and theory 60,160-169. Elsevier.
- [4] Crawley, E., (2001), *The CDIO Syllabus, A statement of goals for undergraduate engineering education*, MIT.
- [5] Hughes, A., (2006), *Electric Motor and Drives*. Tercera edición. Gran Bretaña: Elsevier
- [6] Calderón, W., Orchard, M. et al (2014) *Multi-objective optimal design of lithium-ion battery packs on evolutionary algorithms. Journal of Power Sources* 267. p. 288-299. Elsevier
- [7] Heywood, J (1998), *Internal Combustion Engines Fundamentals*, Estados Unidos, MCGraw-Hill.
- [8] Budynass-Nisbelt (2006), *Shigley's Mechanical Engineering Design*, Octava Edición, Estados Unidos, McGraw-Hill.
- [9] Desrochers, A., (2010), *Generic product development process at the detail design phase*, Université de Sherbrooke.
- [10] Mott, R (2006), *Diseño de elementos de máquinas*, Cuarta Edición, México, Pearson-Prentice Hall.
- [11] Catálogo de selección de rodamientos y descansos de rodamientos SLB.
- [12] A.J.Ingram, Numerical kinematic and kinetic analysis of a new class of twelve bar linkage for walking machines, Memoria para optar al grado de Magister en Ingeniería Mecánica, Rand Afrikaans University, 2004.

Anexos

Anexo A
Código MatLab simulación mecanismo Theo Jansen

```

clear all

L1=286;
L2=100;
L3=400;
L4=275;
L5=400;
L6=295;
L7=285;
L8=275;
L9=400;
L10=290;
L11=400;
L12=280;
L13=1;

alpha = 0;
k=2;
RPM=1;
rad=RPM*60/(2*pi);
rad=rad*0.01;

mov=avifile('PatasTJ.avi');
mov.Quality = 100
for a =1:1:(k+1)
    for theta=0:rad:2*pi

        theta2 = pi - theta;
        theta3 = pi - theta + alpha;
        ssquared=(L2)^2+(L1)^2-(2*L1*L2*cos(theta3));
        s=sqrt(ssquared);
        beta=asin((L2*sin(theta3))/s);
        psi=acos(((L3^2)+(s^2)-(L4^2))/(2*L3*s));
        BCO2 = acos(((L5)^2+(L6)^2 - (L4)^2)/(2*L5*L6));
        CBO2 = acos(((L5)^2+(L4)^2 - (L6)^2)/(2*L5*L4));
        lambda=acos(((L4)^2+s^2-(L3)^2)/(2*(L4)*s));
        gamma = lambda - (BCO2 + CBO2)+ alpha + beta;
        O2AD = acos(((L9)^2+ssquared-(L8)^2)/(2*(L9)*s));
        omega = O2AD + alpha + beta;
        AO2D = acos(((L8)^2+ssquared-(L9)^2)/(2*(L8)*s));
        CO2D = pi - gamma - AO2D;
        CDSquared = (L6)^2+(L8)^2-2*L6*L8*cos(CO2D);
        CD = sqrt(CDSquared);
        O2CD = asin(L8*sin(CO2D)/CD);
        tempE = gamma - O2CD;
        CDE = acos(((L10)^2+CDSquared-(L7)^2)/(2*(L10)*CD));
        angleE = tempE + CDE;
    end
end

```

```

DEF = acos(((L10)^2+(L11)^2 - (L12)^2)/(2*L10*L11));
tempF = DEF - angleE;
DFE = acos(((L12)^2+(L11)^2 - (L10)^2)/(2*L12*L11));
angleF = pi - tempF - DFE;

```

```

O1=[0 0];
O2=[-L1*cos(alpha) -L1*sin(alpha)];
A=[L2*cos(theta) L2*sin(theta)];
B=[A(1)-L3*cos(psi-alpha-beta) A(2)+L3*sin(psi-alpha-beta)];
C=[O2(1)-L6*cos(gamma) O2(2)-L6*sin(gamma)];
D=[A(1)-L9*cos(omega) A(2)-L9*sin(omega)];
E=[D(1)-L10*cos(angleE) D(2)-L10*sin(angleE)];
F=[D(1)-L12*cos(angleF) D(2)-L12*sin(angleF)];
G=[F(1)-L13*cos(angleF) F(2)-L13*sin(angleF)];

```

```

% *****Pata Izquierda*****

```

```

plot ([O1(1),A(1)],[O1(2),A(2)],'g','linewidth',3)
hold on
plot ([-L1,0],[0,O1(2)],'black','linewidth',3)
plot ([A(1),B(1)],[A(2),B(2)],'b','linewidth',3)
plot ([O2(1),B(1)],[O2(2),B(2)],'r','linewidth',3)
plot ([O2(1),C(1)],[O2(2),C(2)],'r','linewidth',3)
plot ([B(1),C(1)],[B(2),C(2)],'r','linewidth',3)
plot ([O2(1),D(1)],[O2(2),D(2)],'b','linewidth',3)
plot ([A(1),D(1)],[A(2),D(2)],'b','linewidth',3)
plot ([C(1),E(1)],[C(2),E(2)],'b','linewidth',3)
plot ([D(1),E(1)],[D(2),E(2)],'r','linewidth',3)
plot ([D(1),F(1)],[D(2),F(2)],'r','linewidth',3)
plot ([E(1),F(1)],[E(2),F(2)],'r','linewidth',3)
plot ([G(1),F(1)],[G(2),F(2)],'b','linewidth',8)
Gx(a)=G(1);
Gy(a)=G(2);

```

```

% *****Pata derecha*****

```

```

theta4 = theta + alpha;
s2squared=(L2)^2+(L1)^2-(2*L1*L2*cos(theta4));
s2=sqrt(s2squared);
beta2=asin((L2*sin(theta4))/s2);
angle2=acos(((L3^2)+((s2)^2)-(L4^2))/(2*L3*(s2)));
B1C1O3 = acos(((L5)^2+(L6)^2 - (L4)^2)/(2*L5*L6));
C1B1O3 = acos(((L5)^2+(L4)^2 - (L6)^2)/(2*L5*L4));
lambda2=acos(((L4)^2+(s2)^2-(L3)^2)/(2*(L4)*(s2)));
gamma2 = lambda2 - (B1C1O3 + C1B1O3)+ alpha + beta2;
O3A1D1 = acos(((L9)^2+s2squared-(L8)^2)/(2*(L9)*(s2)));
omega2 = O3A1D1 + alpha + beta2;
A1O3D1 = acos(((L8)^2+s2squared-(L9)^2)/(2*(L8)*(s2)));

```

```

C1O3D1 = 2*pi - A1O3D1 - lambda2 - (pi - B1C1O3 - C1B1O3);
C1D1squared = (L6)^2+(L8)^2-2*L6*L8*cos(C1O3D1);
C1D1 = sqrt(C1D1squared);
O3C1D1 = asin(L8*sin(C1O3D1)/(C1D1));
tempE2 = gamma2 - O3C1D1;
C1D1E1 = acos(((L10)^2+C1D1squared-(L7)^2)/(2*(L10)*(C1D1)));
angleE2 = tempE2 + C1D1E1;
D1E1F1 = acos(((L10)^2+(L11)^2 - (L12)^2)/(2*L10*L11));
tempF2 = D1E1F1 - angleE2;
D1F1E1 = acos(((L12)^2+(L11)^2 - (L10)^2)/(2*L12*L11));
angleF2 = tempF2 + D1F1E1;

```

```

O3=[L1*cos(alpha),-L1*sin(alpha)];
B1=[A(1)+L3*cos(angle2-alpha-beta2) A(2)+L3*sin(angle2-alpha-beta2)];
C1=[O3(1)+L6*cos(gamma2) O3(2)-L6*sin(gamma2)];
D1=[A(1)+L9*cos(omega2) A(2)-L9*sin(omega2)];
E1=[D1(1)+L10*cos(angleE2) D1(2)-L10*sin(angleE2)];
F1=[D1(1)-L12*cos(angleF2) D1(2)-L12*sin(angleF2)];
G1=[F1(1)-L13*cos(angleF2) F1(2)-L13*sin(angleF2)];

```

```

plot ([O3(1),O1(1)],[O3(2),O1(2)],'black','linewidth',3)
plot ([A(1),B1(1)],[A(2),B1(2)],'b','linewidth',3)
plot ([O3(1),B1(1)],[O3(2),B1(2)],'r','linewidth',3)
plot ([O3(1),C1(1)],[O3(2),C1(2)],'r','linewidth',3)
plot ([B1(1),C1(1)],[B1(2),C1(2)],'r','linewidth',3)
plot ([O3(1),D1(1)],[O3(2),D1(2)],'b','linewidth',3)
plot ([A(1),D1(1)],[A(2),D1(2)],'b','linewidth',3)
plot ([C1(1),E1(1)],[C1(2),E1(2)],'b','linewidth',3)
plot ([D1(1),E1(1)],[D1(2),E1(2)],'r','linewidth',3)
plot ([D1(1),F1(1)],[D1(2),F1(2)],'r','linewidth',3)
plot ([E1(1),F1(1)],[E1(2),F1(2)],'r','linewidth',3)
plot ([G1(1),F1(1)],[G1(2),F1(2)],'b','linewidth',3)
G1x(a)=G1(1);
G1y(a)=G1(2);

```

```

plot(Gx,Gy)
plot(G1x,G1y)

```

```

% *****
axis([-800 800 -800 400])
hold off
a=a+1;
pause(.01)
M=getframe;
mov=addframe(mov,M);

```

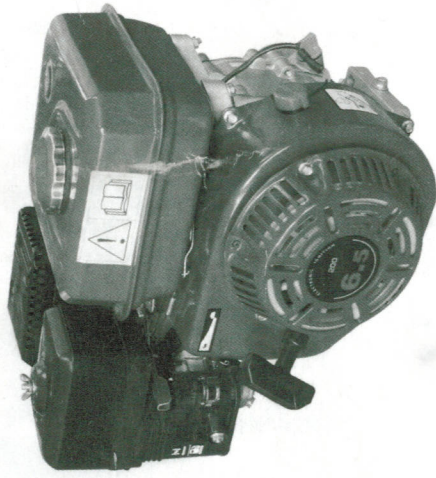
```
    end  
end  
mov=close(mov);
```


Anexo B
Manual de motor seleccionado

GASOLINE ENGINE

OPERATION INSTRUCTION

120/168/200/210



Welcome!

This manual book explains how to operate and maintain 168/200 Gasoline Engine. Before starting the engine, please read this manual book carefully to guarantee proper operation.

NOTICE:

Design and specifications are subject to change without notice. Basic knowledge of 168 Gasoline Engine is shown in this manual book.

For safety in operation, please read the items demanding special attentions to protect your engine.

Attention should be paid to the following definitions:

CAUTION:

Indicates a possibility of personal injury or equipment damage if instructions are not followed.

WARNING:

Indicates a strong possibility of severe personal injury or death if instructions are not followed.

INTRODUCTION

168/200 is a kind of single-cylinder, four-stroke gasoline engine, having the advantages of small size, light, smooth running and easy maintenance, it is suitable for powering industrial and agricultural machines, such as electric generators, rototillers, threshers, grinders, rice transplanters and water pumps etc.

Chapter1:General Description

Normal and reliable operation of this engine depends upon correct service and good maintenance, which, in turn, will prolong the life of the engine to the utmost. Therefore, it is recommended that the operator read the instructions carefully, correctly mastering the procedure of service and maintenance, in order to make full use of the engine power.

CAUTION:

If these rules are not obeyed, the promise will be invalid, and it is possible for accidents of fatal danger to occur.

Please make sure to follow each precaution carefully.

1. In order to make the engine work efficiently, the output and working speed of the engine should match the driven machines. Running the engine with low load or at low speed over a long period of time is absolutely forbidden as well as running with over load or at over speed.

2. The gasoline and the lubricating oil of specified grades are to be used. They

should be completely precipitated and filtered before use. Any utensils used herein should be kept clean. The lubricating oil must be periodically changed.

3. Frequently check the bolts mounting and connecting the engine and the bolts in the engine, if loose, tighten them.

4. Clean the air filter regularly, change the air filter cartridge if necessary.

5. It is an air-cooling gasoline engine, to keep the engine in best cooling condition clean the radiating gills, air guiding cover and fan if there is any dust.

6. The operator should know the principle and the framework of the engine, maintenance the engine regularly, and eliminate defects in time.

7. Don't touch parts of high temperature such as the silencer, when the engine in use. Or you may be scalded.

WARNING:

To ensure safe operation

1. Always make a pre-operation inspection before you start the engine.

You may prevent an accident or equipment damage.

2. To prevent fire hazards and to provide adequate ventilation, keep the engine at least 1 meter (3 feet) away from buildings and other equipment during operation.

Do not place flammable objects close to the engine.

3. Children and pets must be kept away from the area of operation due to a possibility of burns from hot engine components or injury from any equipment the engine may be used to operate.

4. Know how to stop the engine quickly, and understand the operation of all controls. Never permit anyone to operate the engine without proper instructions.

5. Do not place flammable objects such as gasoline, matches, etc., close to the engine while it is running.
6. Refuel in a well-ventilated area with the engine stopped. Gasoline is highly flammable and explosive under certain conditions.
7. Do not overfill the fuel tank. There should be no fuel in the filler neck. Make sure that the filler cap is closed securely.
8. If any fuel is spilled, clean it up completely and allow petroleum vapours to dissipate before starting the engine.
9. Do not smoke or allow flames or sparks where the engine is refueled or where gasoline is stored.
10. Exhaust gas contains poisonous carbon monoxide. Avoid inhalation of exhaust gases. Never run the engine in a closed garage or confined area.
11. Place the engine on a stable surface. Do not tilt the engine more than 20 degrees from horizontal. Operating at excessive angles may result in fuel spillage.

Chapter 2: Principal Technical Specifications

No.	Item	Unit	Value
1	Type		Single-cylinder, Four-stroke, cylinder inclined 25°
2	Bore x Stroke	mm	68 x 45
3	Displacement	ml	163
4	Ignition System		TCI (Transistorized Pointless)
5	Starting Method		Recoil Starter
6	Max. Output/Speed	kw/rpm	4.0/4000
7	Max. torque	kg-m/rpm	1.1/2500
8	Net Weight	Kg	15
9	Dimensions(LXWXH)	mm	330x280x390 330x310x390

Chapter 3: Operation

A PRE-OPERATION CHECK

1. Engine oil level

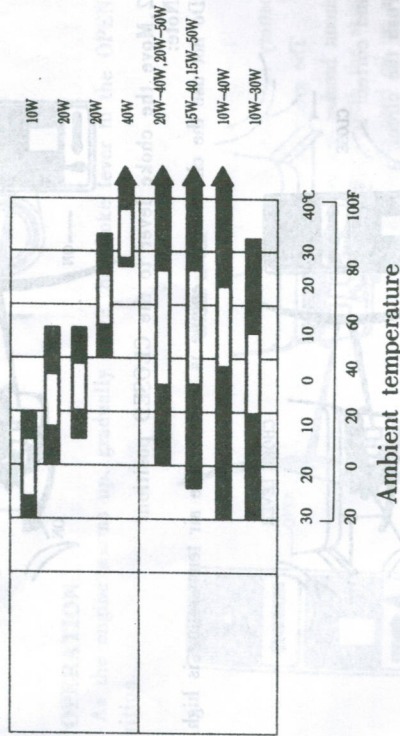
CAUTION:

- 1) Running the engine with insufficient oil can cause serious engine damage
- 2) Be sure to check the engine on a level surface with the engine stopped

1. Remove the oil filler cap and wipe the dipstick clean.
2. Insert the dipstick into the oil filler neck, but do not screw it in.
3. If the level is low, fill to the top of the oil filler neck with the recommended oil

Use 4-stroke, or an equivalent high detergent, premium quality motor oil certified to meet or exceed U.S. automobile manufacturer's requirements for service classification SC, SF. Motor oils classified SC, SF will show this designation on the container.

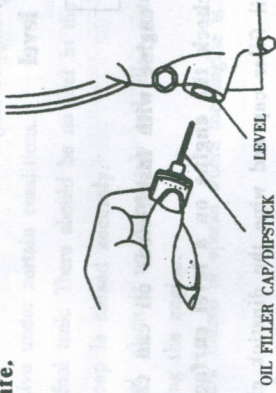
SAE 10W-30 is recommended for general, all temperature use. If single viscosity oil is used, select the appropriate viscosity for the average temperature in your area.



1, SINGLE VISCOSITY 2, MULTI VISCOSITY

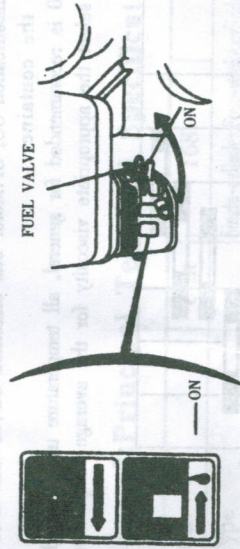
CAUTION:

Using nondetergent oil or 2-stroke engine oil could shorten the engine's service life.



B STARTING THE ENGINE

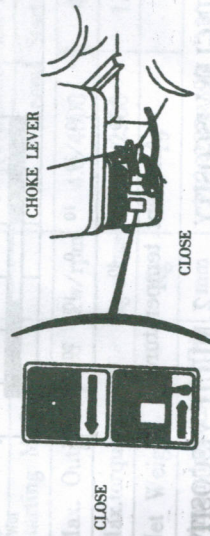
1. Turn the fuel valve to the ON position.



2. Move the choke lever to the CLOSED position.

Note:

Do not use the choke if the engine is warm or the air temperature is high.



3. Move the throttle control lever slightly to the left.



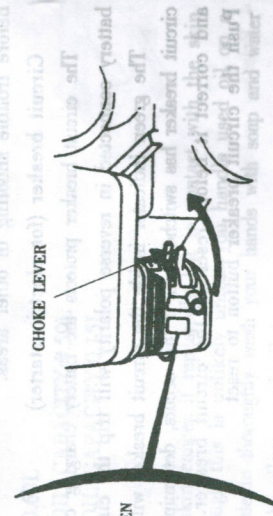
4. Start the engine
With recoil starter:
Turn the engine switch to the ON position

ENGINE SWITCH



C OPERATION

1. As the engine warms up, gradually move the choke lever to the OPEN position.



2. Position the throttle control lever for the desired engine speed.



THROTTLE CONTROL LEVER

Oil alert system(Where equipped)

The Oil Alert System is designed to prevent engine damage caused by an insufficient amount of oil in the crankcase. Before the oil level in the crankcase can fall below a safe limit, the Oil Alert System will automatically stop the engine (the engine switch will remain in the ON position).

NOTICE:

If the engine stops and will not restart, check the engine oil level (page 6) before trouble shooting in other areas.

Circuit breaker (for electric starter)

The circuit breaker protects the battery charging circuit. A short circuit or a battery connected in reverse polarity will trip the circuit breaker.

The green indicator inside the circuit breaker will pop out to show that the circuit breaker has switched off. If this occurs, determine the cause of the problem, and correct it before resetting the circuit breaker. Push the circuit breaker button to reset

Chapter 4: Technical Maintenance

Maintenance Schedule

REGULAR SERVICE PERIOD Performed at every indicated month or operating hour interval, whichever comes first	ITEM	Each use	First month or 20 Hrs.	Every 3 month or 50 Hrs.	Every 6 month or 100 Hrs.	Every year or 300 Hrs.
	Engine oil	0	0		0	
	Reduction gear oil (applicable models only)	0	0			0
	Air cleaner	0				
	Sediment cup			0(1)		
	Spark plug				0	
	Spark arrester(optional part)				0	
	Valve clearance				0	
	Fuel tank and strainer					0(2)
	Fuel line					0(2)
Every 2 year(2)						

Note:(1)Service more frequently when used in dusty areas.

(2)There items should be serviced by an authorized dealer, unless the owner has the proper tools and is mechanically proficient. See the Shop Manual

1.Oil change

Drain the oil while the engine is still warm to assure rapid and complete draining.

- 1.Remove the oil filler cap and drain plug to drain the oil.
- 2.Install the drain plug, and tighten it securely.
- 3.Refill with the recommended oil and check the oil level.
- 4.Install the oil filler cap.

ENGINE OIL CAPACITY:0.60L

1/2 REDUCTION GEAR OIL CAPACITY:0.50L

1/6 REDUCTION GEAR OIL CAPACITY:0.15L

CAUTION:

Used motor oil may cause skin cancer if repeatedly left in contact with the skin for prolonged periods. Although this is unlikely unless you handle used oil on a daily basis, it is still advisable to thoroughly wash your hands with soap and water as soon as possible after handling used oil.

TAKING CARE OF UNEXPECTED PROBLEMS

ENGINE WILL NOT START	Possible Cause	Correction
1, Check control positions.	Fuel valve OFF.	Move lever to ON
	Choke OPEN.	Move lever to CLOSED unless engine is warm.
	Engine switch OFF.	Turn engine switch to ON.
2, Check fuel.	Out of fuel.	Refuel.
	Bad fuel; engine stored without treating or draining gasoline, or refueled with bad gasoline.	Drain fuel tank and carburetor. Refuel with fresh gasoline.
3, Remove and inspect spark plugs.	Spark plugs faulty, fouled, or improperly gapped.	Clean, gap, or replace spark plugs.
	Spark plugs wet with fuel (flooded engine).	Dry and reinstall spark plugs. Start engine with throttle lever in FAST position

2. Air cleaner service
A dirty air cleaner will restrict airflow to the carburetor. To prevent carburetor malfunction, service the air cleaner regularly. Service more frequently when operating the engine in extremely dusty areas.

WARNING

Never use gasoline or low flash point solvents for cleaner the air cleaner element. A fire or explosion could result.

CAUTION:

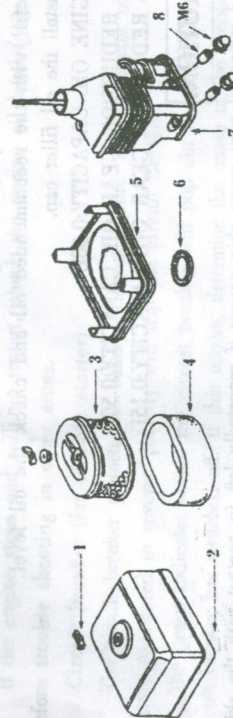
Never run the engine without the air cleaner. Rapid engine wear will result. (Dual element type)

1. Remove the wing nut and the air cleaner cover. Remove the elements and separate them. Carefully check both elements for holes or tears and replace if damaged.
2. Foam element: Wash the element in a solution of household detergent and warm water, then rinse thoroughly, or wash in nonflammable or high flash point solvent. Allow the element to dry thoroughly.

Soak the element in clean engine oil and squeeze out the excess oil. The engine will smoke during initial start-up if too much oil is left in the foam.

3. Paper element: Tap the element lightly several times on a hard surface to remove excess dirt, or blow compressed air through the filter from the inside out. Never try to brush the dirt off; brushing will force dirt into the fibers. Replace the paper element if it is excessively dirty.

- 1, Wing nut
- 2, Air filter cover
- 3, Air filter cartridge



- 4, Primary sponge air filter
- 5, Air filter body
- 6, Rubber packing
- 7, Intake pipe
- 8, Short bushing for intake pipe bolt

ENGINE LACKS POWER	Possible Cause	Correction
1, Check air filter	Filter element(s) clogged	Clean or replace filter element(s).
2, Check fuel.	Bad fuel; engine stored without treating or draining gasoline, or refueled with bad gasoline.	Drain fuel tank and carburetor. Refuel with fresh gasoline.

ENGINE LACKS	Possible Cause	Correction
1. Check fuel lines	Blocked or damaged fuel lines or damaged carburetor	Repair with clean carburetor
2. Check fuel filter	Bad fuel filter	Drain fuel tank and replace filter
3. Check fuel pump	Blocked or damaged fuel pump	Repair with clean carburetor

START ENGINE WILT, NOT	Possible Cause	Correction
1. Check choke control	Choke OFF	Move lever to CLOSED
2. Check fuel	Fuel valve OFF	Move lever to OPEN
3. Check spark plug	Spark plug faulty	Replace with new spark plug
4. Check battery	Battery low or dead	Recharge or replace battery
5. Check oil	Oil level low	Add oil to proper level
6. Check air filter	Air filter dirty	Replace with clean air filter
7. Check carburetor	Carburetor dirty	Clean carburetor
8. Check timing	Timing incorrect	Adjust timing
9. Check compression	Low compression	Check valves and rings
10. Check water pump	Water pump faulty	Replace water pump
11. Check belts	Belts loose or worn	Tighten or replace belts
12. Check fan	Fan not working	Repair fan
13. Check fan belt	Fan belt loose or worn	Tighten or replace fan belt
14. Check fan motor	Fan motor faulty	Replace fan motor
15. Check fan blades	Fan blades bent or damaged	Repair or replace fan blades
16. Check fan housing	Fan housing dirty or blocked	Clean fan housing
17. Check fan pulley	Fan pulley faulty	Replace fan pulley
18. Check fan drive	Fan drive faulty	Repair fan drive
19. Check fan belt tension	Fan belt too tight or too loose	Adjust fan belt tension
20. Check fan belt alignment	Fan belt misaligned	Align fan belt
21. Check fan belt wear	Fan belt worn	Replace fan belt
22. Check fan belt type	Wrong fan belt type	Use correct fan belt type
23. Check fan belt length	Wrong fan belt length	Use correct fan belt length
24. Check fan belt condition	Fan belt in poor condition	Replace fan belt
25. Check fan belt installation	Fan belt installed incorrectly	Install fan belt correctly
26. Check fan belt routing	Fan belt routed incorrectly	Route fan belt correctly
27. Check fan belt tensioning device	Fan belt tensioning device faulty	Repair or replace fan belt tensioning device
28. Check fan belt idler	Fan belt idler faulty	Replace fan belt idler
29. Check fan belt guide	Fan belt guide faulty	Replace fan belt guide
30. Check fan belt pulley	Fan belt pulley faulty	Replace fan belt pulley
31. Check fan belt sheave	Fan belt sheave faulty	Replace fan belt sheave
32. Check fan belt V-belt	Fan belt V-belt faulty	Replace fan belt V-belt
33. Check fan belt timing belt	Fan belt timing belt faulty	Replace fan belt timing belt
34. Check fan belt serpentine belt	Fan belt serpentine belt faulty	Replace fan belt serpentine belt
35. Check fan belt drive shaft	Fan belt drive shaft faulty	Repair or replace fan belt drive shaft
36. Check fan belt pulley diameter	Fan belt pulley diameter incorrect	Use correct fan belt pulley diameter
37. Check fan belt pulley material	Fan belt pulley material incorrect	Use correct fan belt pulley material
38. Check fan belt pulley shape	Fan belt pulley shape incorrect	Use correct fan belt pulley shape
39. Check fan belt pulley finish	Fan belt pulley finish incorrect	Use correct fan belt pulley finish
40. Check fan belt pulley weight	Fan belt pulley weight incorrect	Use correct fan belt pulley weight
41. Check fan belt pulley balance	Fan belt pulley unbalanced	Balance fan belt pulley
42. Check fan belt pulley runout	Fan belt pulley runout	Grind fan belt pulley
43. Check fan belt pulley squareness	Fan belt pulley not square	Grind fan belt pulley
44. Check fan belt pulley parallelism	Fan belt pulley not parallel	Grind fan belt pulley
45. Check fan belt pulley concentricity	Fan belt pulley not concentric	Grind fan belt pulley
46. Check fan belt pulley circularity	Fan belt pulley not circular	Grind fan belt pulley
47. Check fan belt pulley cylindricity	Fan belt pulley not cylindrical	Grind fan belt pulley
48. Check fan belt pulley straightness	Fan belt pulley not straight	Grind fan belt pulley
49. Check fan belt pulley flatness	Fan belt pulley not flat	Grind fan belt pulley
50. Check fan belt pulley surface texture	Fan belt pulley surface texture incorrect	Grind fan belt pulley
51. Check fan belt pulley surface finish	Fan belt pulley surface finish incorrect	Grind fan belt pulley
52. Check fan belt pulley surface roughness	Fan belt pulley surface roughness	Grind fan belt pulley
53. Check fan belt pulley surface smoothness	Fan belt pulley surface smoothness	Grind fan belt pulley
54. Check fan belt pulley surface hardness	Fan belt pulley surface hardness incorrect	Grind fan belt pulley
55. Check fan belt pulley surface strength	Fan belt pulley surface strength incorrect	Grind fan belt pulley
56. Check fan belt pulley surface durability	Fan belt pulley surface durability incorrect	Grind fan belt pulley
57. Check fan belt pulley surface wear resistance	Fan belt pulley surface wear resistance incorrect	Grind fan belt pulley
58. Check fan belt pulley surface corrosion resistance	Fan belt pulley surface corrosion resistance incorrect	Grind fan belt pulley
59. Check fan belt pulley surface oxidation resistance	Fan belt pulley surface oxidation resistance incorrect	Grind fan belt pulley
60. Check fan belt pulley surface erosion resistance	Fan belt pulley surface erosion resistance incorrect	Grind fan belt pulley
61. Check fan belt pulley surface abrasion resistance	Fan belt pulley surface abrasion resistance incorrect	Grind fan belt pulley
62. Check fan belt pulley surface impact resistance	Fan belt pulley surface impact resistance incorrect	Grind fan belt pulley
63. Check fan belt pulley surface vibration resistance	Fan belt pulley surface vibration resistance incorrect	Grind fan belt pulley
64. Check fan belt pulley surface fatigue resistance	Fan belt pulley surface fatigue resistance incorrect	Grind fan belt pulley
65. Check fan belt pulley surface creep resistance	Fan belt pulley surface creep resistance incorrect	Grind fan belt pulley
66. Check fan belt pulley surface relaxation resistance	Fan belt pulley surface relaxation resistance incorrect	Grind fan belt pulley
67. Check fan belt pulley surface stress resistance	Fan belt pulley surface stress resistance incorrect	Grind fan belt pulley
68. Check fan belt pulley surface strain resistance	Fan belt pulley surface strain resistance incorrect	Grind fan belt pulley
69. Check fan belt pulley surface deformation resistance	Fan belt pulley surface deformation resistance incorrect	Grind fan belt pulley
70. Check fan belt pulley surface fracture resistance	Fan belt pulley surface fracture resistance incorrect	Grind fan belt pulley
71. Check fan belt pulley surface crack resistance	Fan belt pulley surface crack resistance incorrect	Grind fan belt pulley
72. Check fan belt pulley surface pitting resistance	Fan belt pulley surface pitting resistance incorrect	Grind fan belt pulley
73. Check fan belt pulley surface erosion resistance	Fan belt pulley surface erosion resistance incorrect	Grind fan belt pulley
74. Check fan belt pulley surface corrosion resistance	Fan belt pulley surface corrosion resistance incorrect	Grind fan belt pulley
75. Check fan belt pulley surface oxidation resistance	Fan belt pulley surface oxidation resistance incorrect	Grind fan belt pulley
76. Check fan belt pulley surface erosion resistance	Fan belt pulley surface erosion resistance incorrect	Grind fan belt pulley
77. Check fan belt pulley surface abrasion resistance	Fan belt pulley surface abrasion resistance incorrect	Grind fan belt pulley
78. Check fan belt pulley surface impact resistance	Fan belt pulley surface impact resistance incorrect	Grind fan belt pulley
79. Check fan belt pulley surface vibration resistance	Fan belt pulley surface vibration resistance incorrect	Grind fan belt pulley
80. Check fan belt pulley surface fatigue resistance	Fan belt pulley surface fatigue resistance incorrect	Grind fan belt pulley
81. Check fan belt pulley surface creep resistance	Fan belt pulley surface creep resistance incorrect	Grind fan belt pulley
82. Check fan belt pulley surface relaxation resistance	Fan belt pulley surface relaxation resistance incorrect	Grind fan belt pulley
83. Check fan belt pulley surface stress resistance	Fan belt pulley surface stress resistance incorrect	Grind fan belt pulley
84. Check fan belt pulley surface strain resistance	Fan belt pulley surface strain resistance incorrect	Grind fan belt pulley
85. Check fan belt pulley surface deformation resistance	Fan belt pulley surface deformation resistance incorrect	Grind fan belt pulley
86. Check fan belt pulley surface fracture resistance	Fan belt pulley surface fracture resistance incorrect	Grind fan belt pulley
87. Check fan belt pulley surface crack resistance	Fan belt pulley surface crack resistance incorrect	Grind fan belt pulley
88. Check fan belt pulley surface pitting resistance	Fan belt pulley surface pitting resistance incorrect	Grind fan belt pulley
89. Check fan belt pulley surface erosion resistance	Fan belt pulley surface erosion resistance incorrect	Grind fan belt pulley
90. Check fan belt pulley surface corrosion resistance	Fan belt pulley surface corrosion resistance incorrect	Grind fan belt pulley
91. Check fan belt pulley surface oxidation resistance	Fan belt pulley surface oxidation resistance incorrect	Grind fan belt pulley
92. Check fan belt pulley surface erosion resistance	Fan belt pulley surface erosion resistance incorrect	Grind fan belt pulley
93. Check fan belt pulley surface abrasion resistance	Fan belt pulley surface abrasion resistance incorrect	Grind fan belt pulley
94. Check fan belt pulley surface impact resistance	Fan belt pulley surface impact resistance incorrect	Grind fan belt pulley
95. Check fan belt pulley surface vibration resistance	Fan belt pulley surface vibration resistance incorrect	Grind fan belt pulley
96. Check fan belt pulley surface fatigue resistance	Fan belt pulley surface fatigue resistance incorrect	Grind fan belt pulley
97. Check fan belt pulley surface creep resistance	Fan belt pulley surface creep resistance incorrect	Grind fan belt pulley
98. Check fan belt pulley surface relaxation resistance	Fan belt pulley surface relaxation resistance incorrect	Grind fan belt pulley
99. Check fan belt pulley surface stress resistance	Fan belt pulley surface stress resistance incorrect	Grind fan belt pulley
100. Check fan belt pulley surface strain resistance	Fan belt pulley surface strain resistance incorrect	Grind fan belt pulley

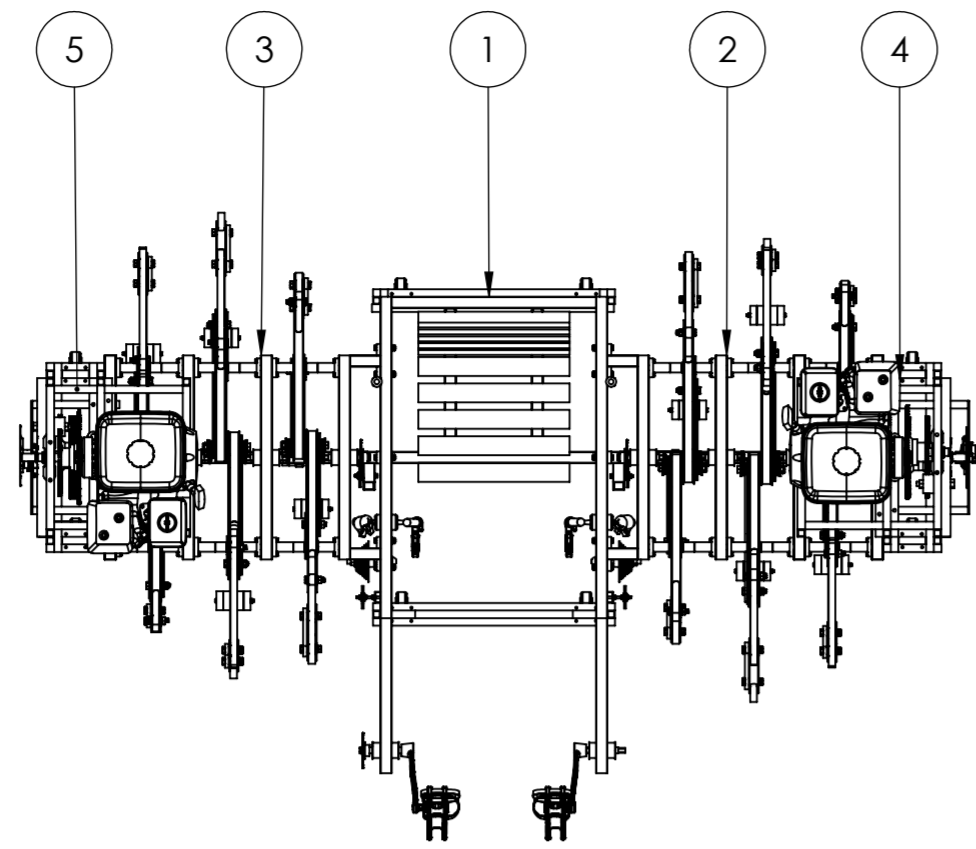
TAKING CARE OF UNEXPECTED PROBLEMS

MEMO

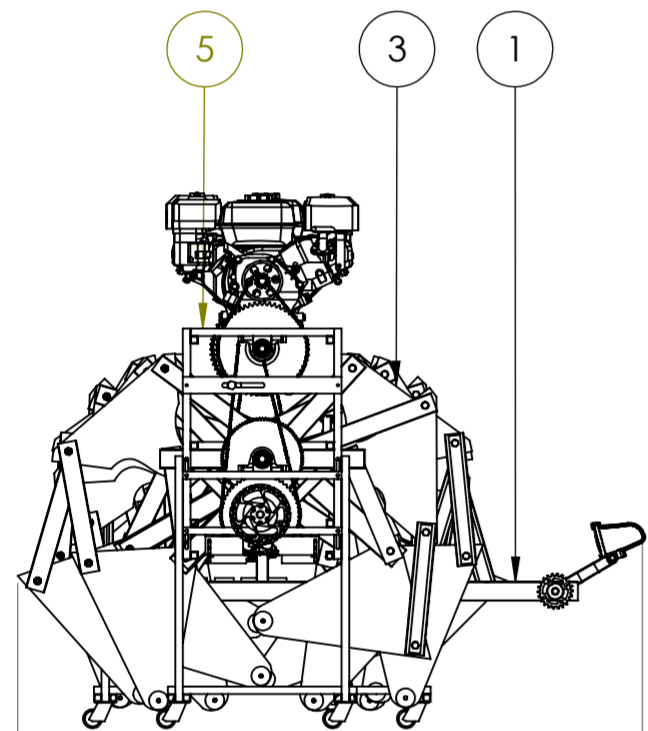
Anexo C
Planos de Trabajo de título

Índice de planos de Trabajo de título

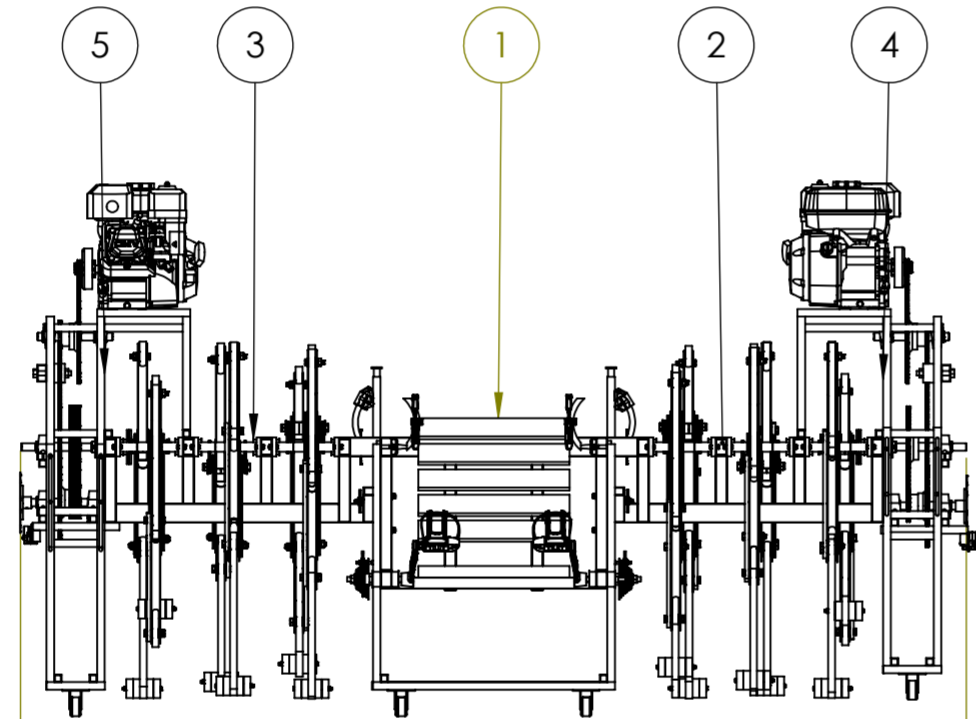
‘Vehículo motorizado’	Plano 1
‘Habitáculo’	Plano 1-1
‘Habitáculo. Despiece’	Plano 1-2
‘Transmisión Izquierda’	Plano 4-1
‘Transmisión Izquierda. Reducciones’	Plano 4-2
‘Transmisión Izquierda. Estructura’	Plano 4-3
‘Transmisión Izquierda. Perfiles estructura’	Plano 4-4
‘Transmisión Derecha’	Plano 5-1
‘Transmisión Derecha. Reducciones’	Plano 5-2
‘Transmisión Derecha. Estructura’	Plano 5-3
‘Transmisión Derecha. Perfiles estructura’	Plano 5-4



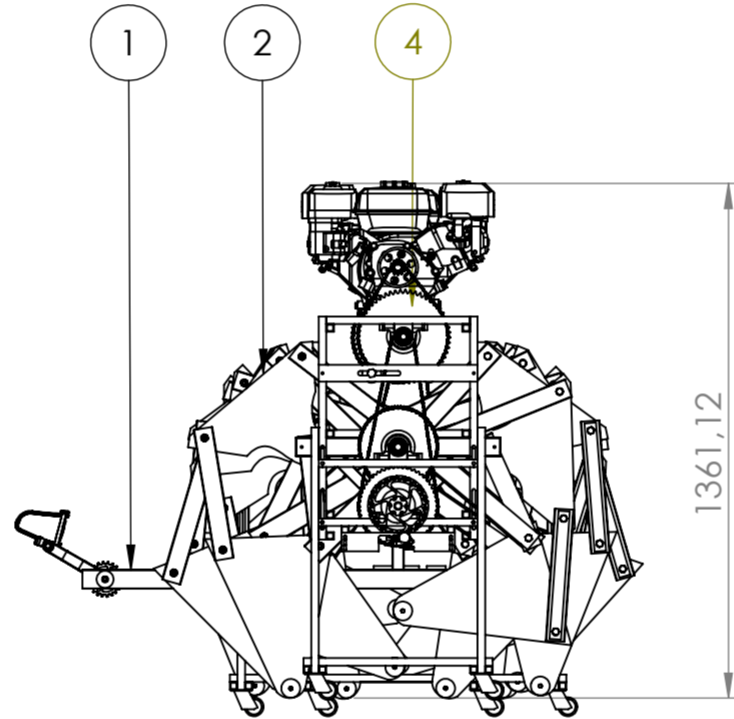
VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:20



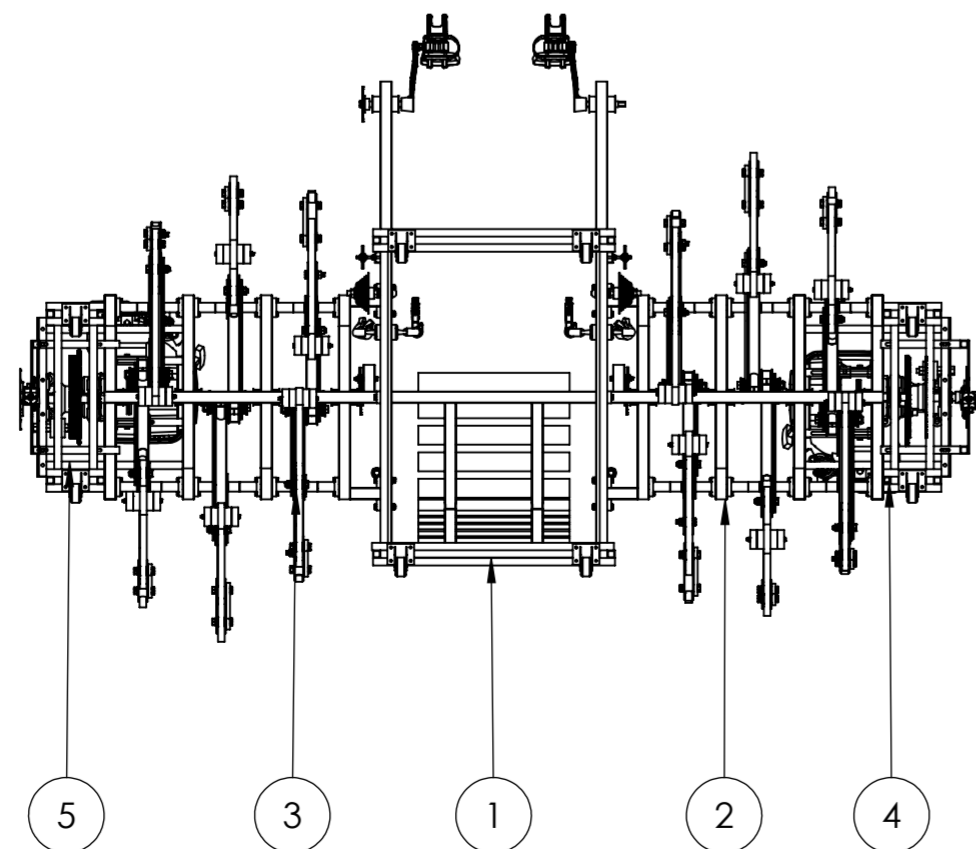
VISTA LATERAL DERECHA
ESCALA 1:20



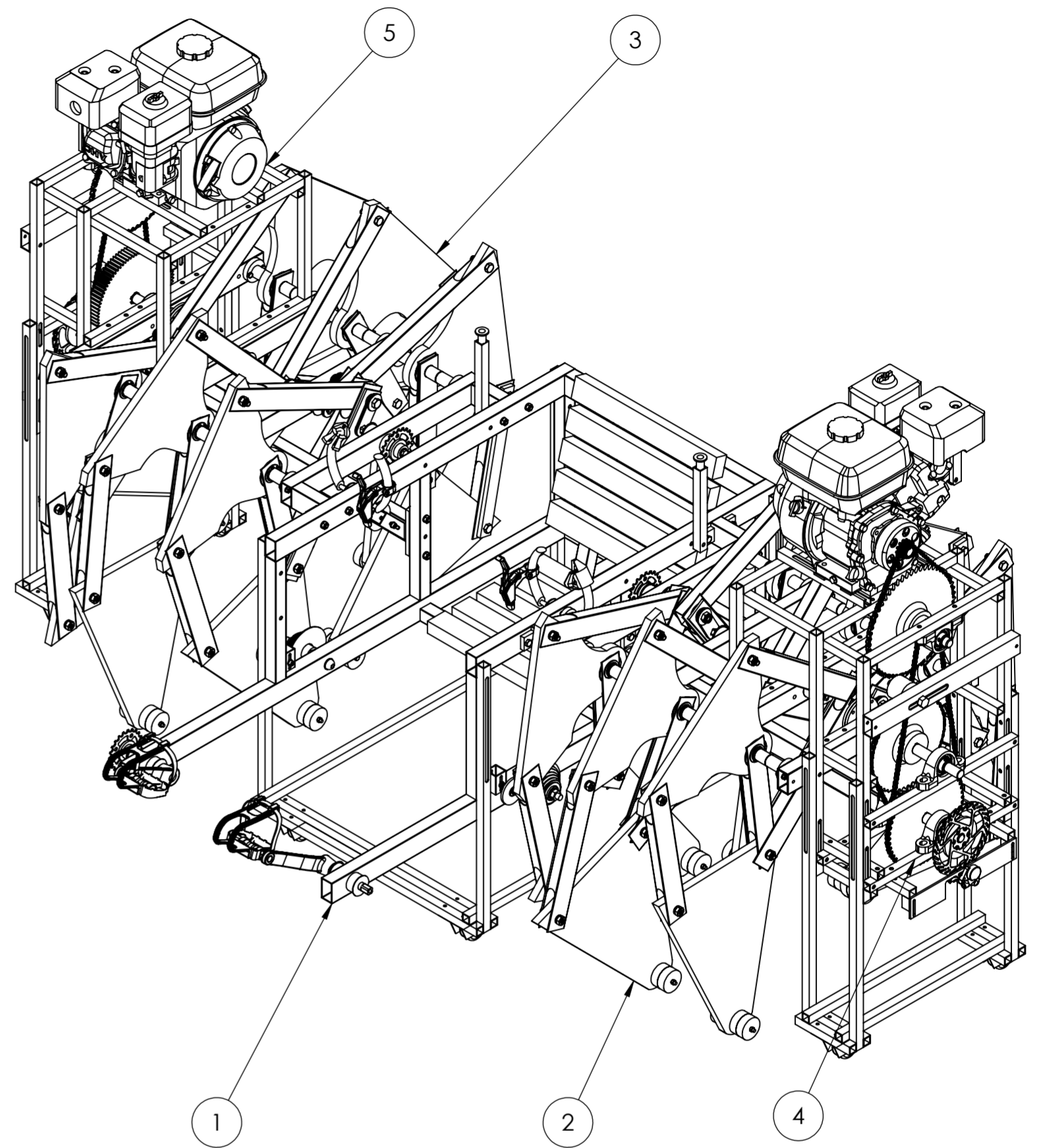
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:20



VISTA LATERAL IZQUIERDA
ESCALA 1:20



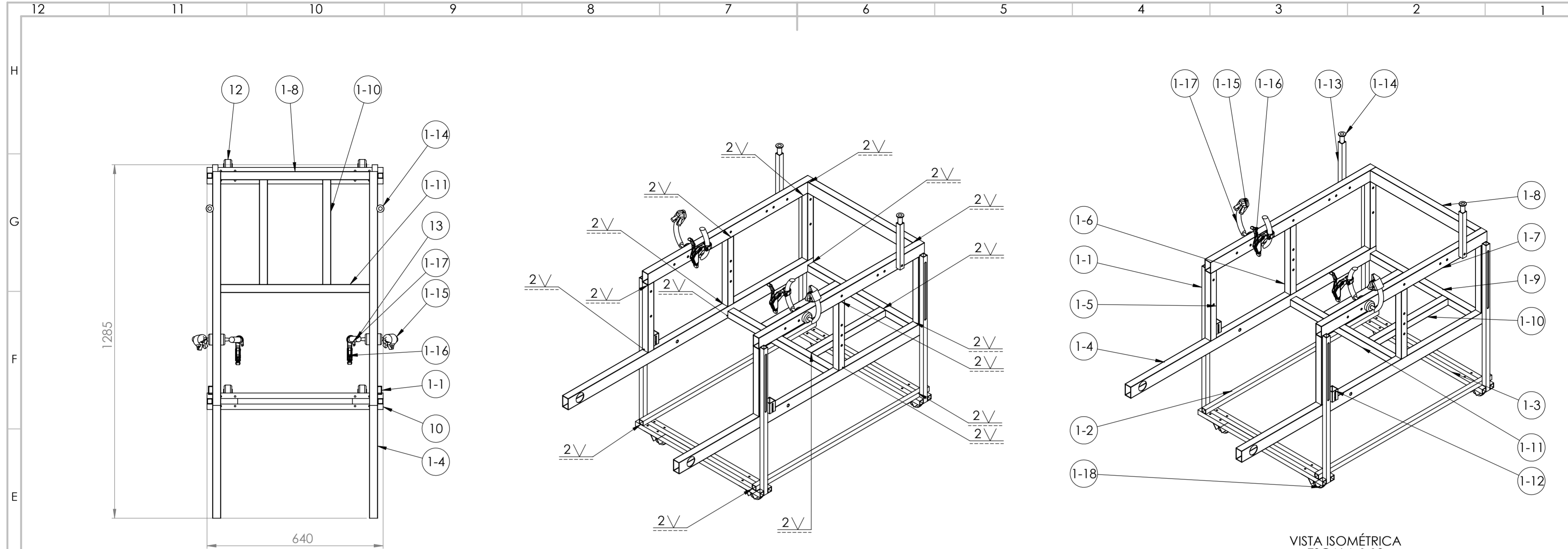
VISTA INFERIOR
ESCALA 1:20



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

5	TRANSMISIÓN DERECHA	1	5-1
4	TRANSMISIÓN IZQUIERDA	1	4-1
3	TRACCIÓN DERECHA	1	3-1
2	TRACCIÓN IZQUIERDA	1	2-1
1	HABITÁCULO	1	1-1
Nº	DESIGNACIÓN	CANT.	REF.

Dibujó	NOMBRE MATÍAS LASÉN ANDRADE	FIRMA	Departamento de Ingeniería Mecánica Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas Universidad de Chile
Revisó	MATÍAS LASÉN ANDRADE		
Aprobó	ROBERTO CORVALÁN PAIVA		
A2	ESCALA 1:20 (1:10)	Plano 1	VEHICULO MOTORIZADO
HOJA 1 DE 1			



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:10

VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

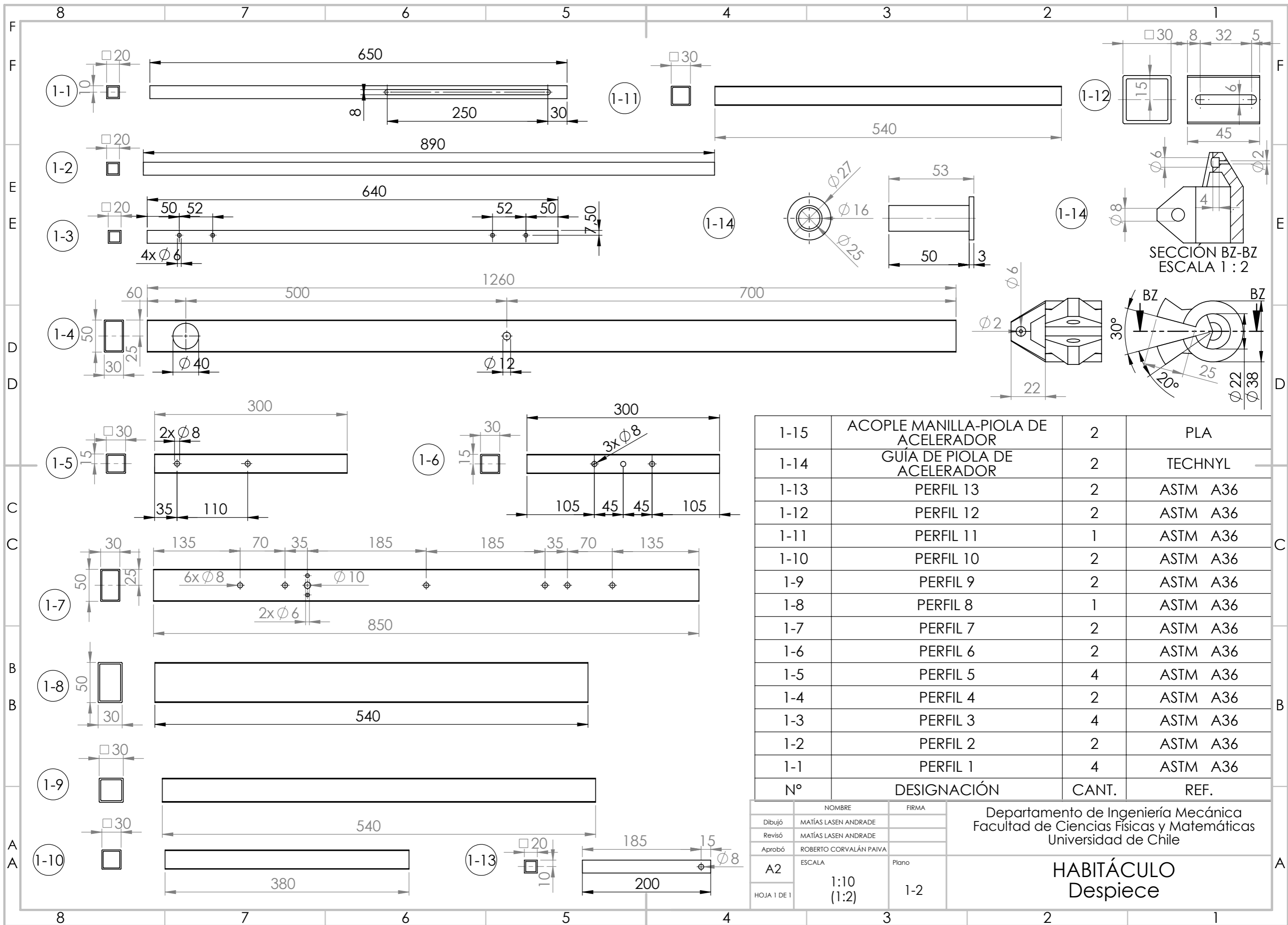
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

VISTA FRONTAL
ESCALA 1:10

VISTA LATERAL
ESCALA 1:10

1-18	RUEDA	4	GIRATORIA, DIAM 50 mm., TECHNYL SÓLIDO
1-17	MANILLA DE CONTROL	4	MANILLA DE PUERTA MARCA SCANAVINNI
1-16	MANILLA DE FRENO	2	MANILLA DE FRENO SHIMANO
1-15	ACOPLE MANILLA-PIOLA DE ACELERADOR	2	1-2
1-14	GUÍA DE PIOLA DE ACELERADOR	2	1-2
1-13	PERFIL 13	2	1-2
1-12	PERFIL 12	2	1-2
1-11	PERFIL 11	1	1-2
1-10	PERFIL 10	2	1-2
1-9	PERFIL 9	1	1-2
1-8	PERFIL 8	1	1-2
1-7	PERFIL 7	2	1-2
1-6	PERFIL 6	2	1-2
1-5	PERFIL 5	4	1-2
1-4	PERFIL 4	2	1-2
1-3	PERFIL 3	4	1-2
1-2	PERFIL 2	2	1-2
1-1	PERFIL 1	4	1-2
N°	DESIGNACIÓN	CANT.	REF.

Dibujó	MATÍAS LASÉN ANDRADE	FIRMA	Departamento de Ingeniería Mecánica Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas Universidad de Chile
Revisó	MATÍAS LASÉN ANDRADE		
Aprobó	ROBERTO CORVALÁN PAIVA		
A2	ESCALA	Plano	
HOJA 1 DE 1	1:10	1-1	HABITÁCULO

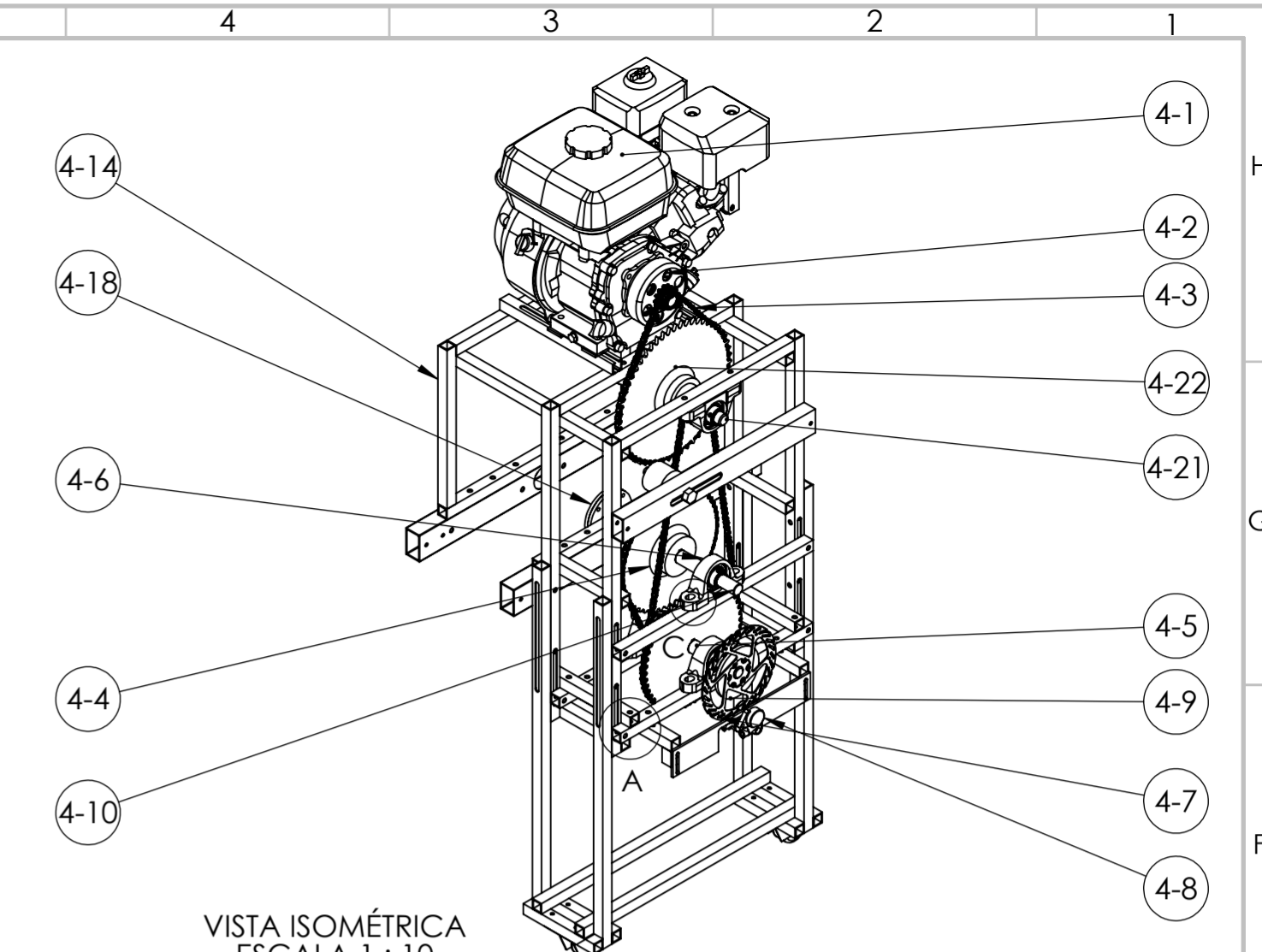
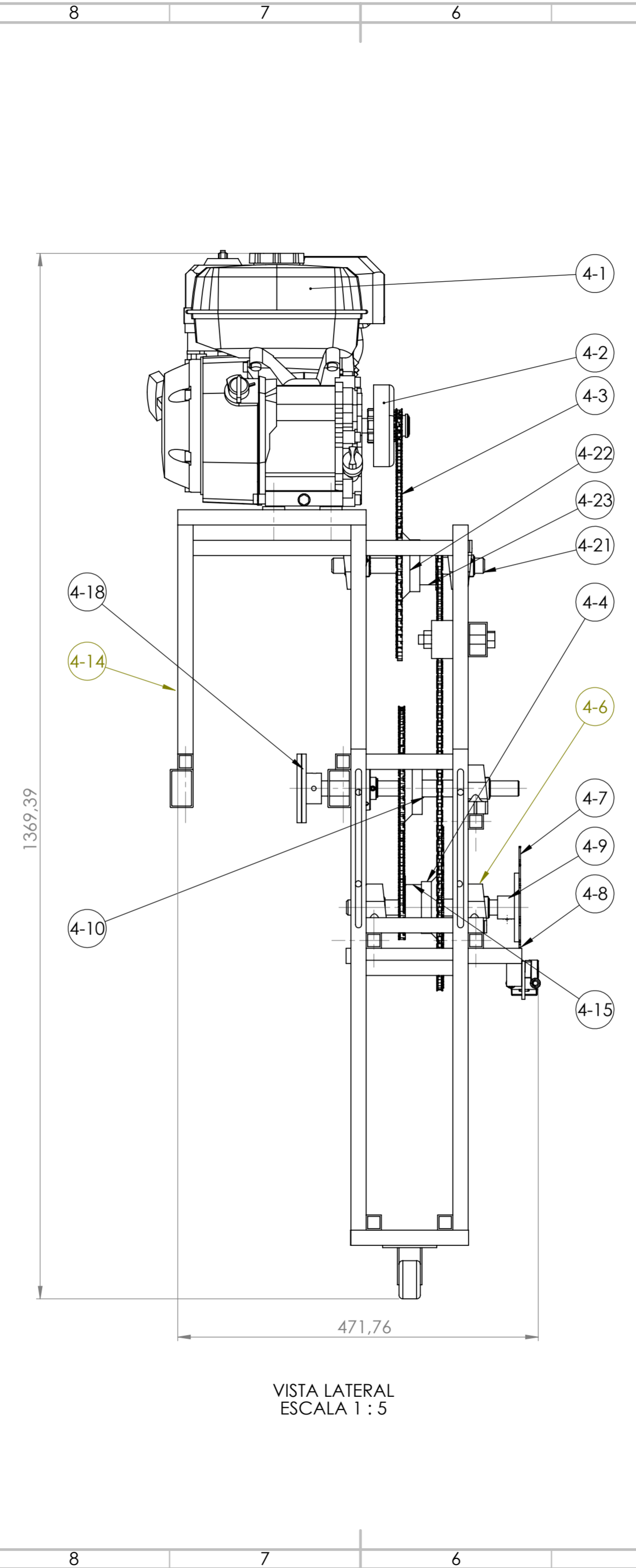
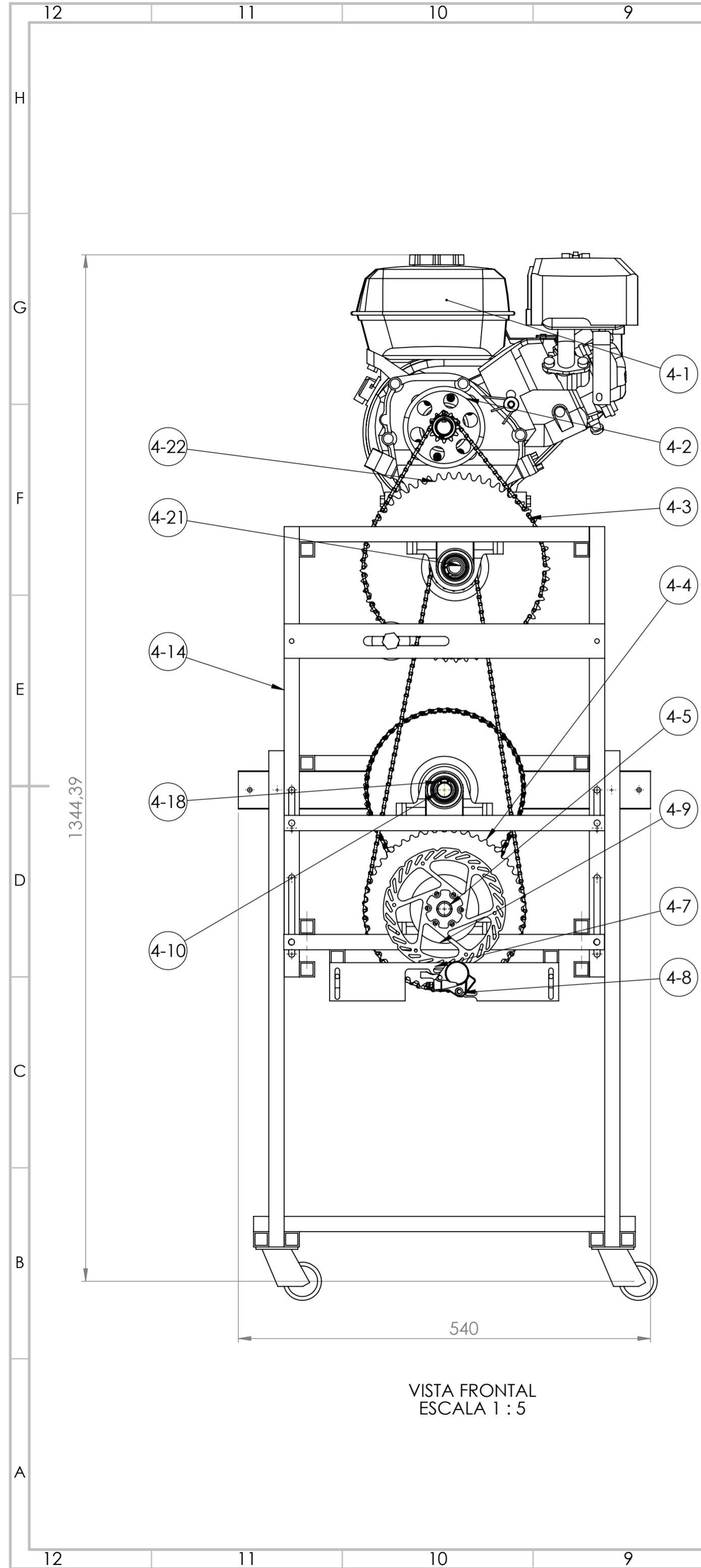


1-15	ACOPLE MANILLA-PIOLA DE ACELERADOR	2	PLA
1-14	GUÍA DE PIOLA DE ACELERADOR	2	TECHNYL
1-13	PERFIL 13	2	ASTM A36
1-12	PERFIL 12	2	ASTM A36
1-11	PERFIL 11	1	ASTM A36
1-10	PERFIL 10	2	ASTM A36
1-9	PERFIL 9	2	ASTM A36
1-8	PERFIL 8	1	ASTM A36
1-7	PERFIL 7	2	ASTM A36
1-6	PERFIL 6	2	ASTM A36
1-5	PERFIL 5	4	ASTM A36
1-4	PERFIL 4	2	ASTM A36
1-3	PERFIL 3	4	ASTM A36
1-2	PERFIL 2	2	ASTM A36
1-1	PERFIL 1	4	ASTM A36
N°	DESIGNACIÓN	CANT.	REF.

	NOMBRE	FIRMA
Dibujó	MATÍAS LASÉN ANDRADE	
Revisó	MATÍAS LASÉN ANDRADE	
Aprobó	ROBERTO CORVALÁN PAIVA	
A2	ESCALA	Plano
HOJA 1 DE 1	1:10 (1:2)	1-2

Departamento de Ingeniería Mecánica
 Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas
 Universidad de Chile

HABITÁCULO
 Despiece

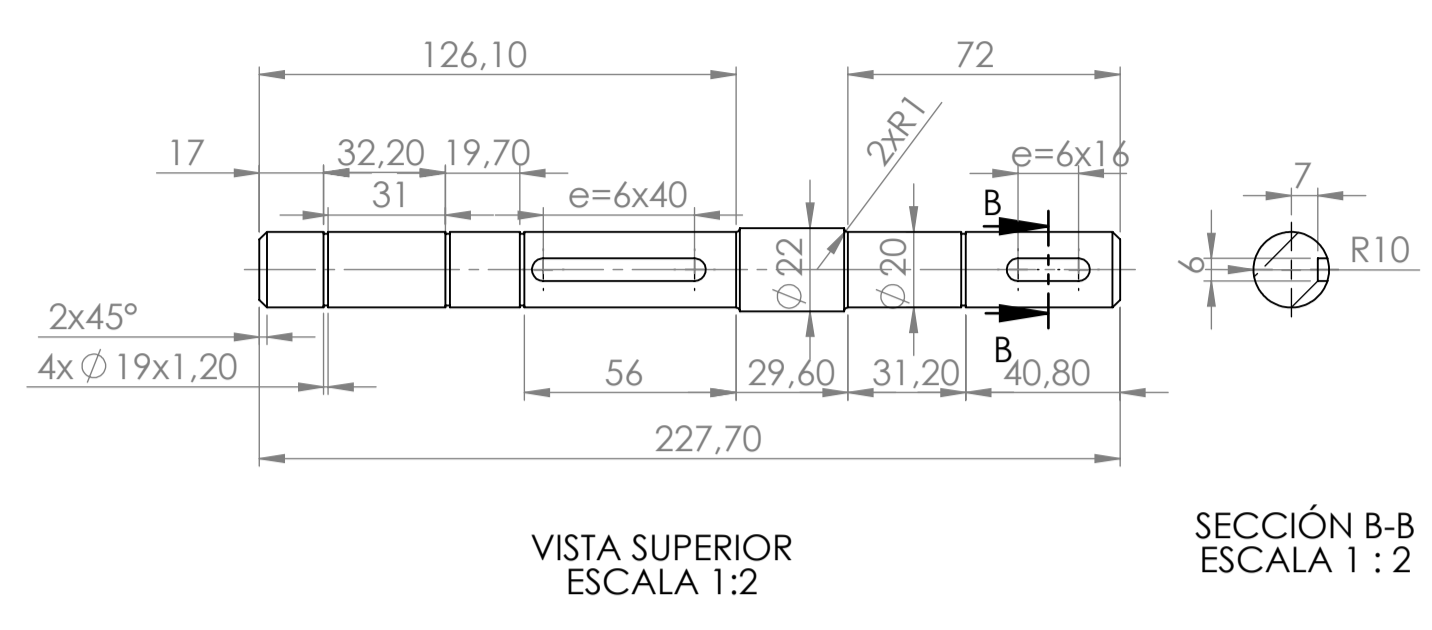


4-24	RUEDA	2	RUEDA GIRATORIA, DIAM=50 mm	
4-23	PIÑÓN DE CADENA 4	1	BEA, ASA 40,SIMPLE, z=15	4-2
4-22	PIÑÓN DE CADENA 3	1	BEA, ASA 40,SIMPLE, z=57	4-2
4-21	EJE SUPERIOR	1		4-2
4-20	BRIDA ACOPLA EJE MEDIO	1		4-2
4-19	CHAVETAS	1		4-2
4-18	ACOPLE CIGÜEÑAL EJE MEDIO	1		4-2
4-17	SEGURO SEAGERS	8	Dint=18.5mm	
4-16	DESCANSO RODAMIENTO 2	1	FSB, FL204, ROD FSB,UC 204 INCORPORADO	
4-15	PIÑÓN DE CADENA 2	1	BEA, ASA 40,SIMPLE, z=19	4-2
4-14	ESTRUCTURA	1		4-3
4-13	PERNO 3	10	M8, L=80, GR 8	
4-12	PERNO 2	2	M8, L=70, GR 8	
4-11	PERNO 1	24	M8, L=50, GR 8	
4-10	EJE MEDIO	1		4-2
4-9	BRIDA DISCO DE FRENO	1		4-2
4-8	CALIPER	1	TONGLI DIAM 160	
4-7	DISCO DE FRENO	1	DIAM 160	
4-6	DESCANSO DE RODAMIENTO 1	3	FSB,P204, ROD FSB,UC 204 INCORPORADO	
4-5	EJE INFERIOR	1		4-2
4-4	PIÑÓN DE CADENA 1	2	BEA, ASA 40,SIMPLE, z=52	4-2
4-3	CADENA	1	TYCO,ASA 40, SIMPLE	
4-2	EMBRAGUE	1	CENTRIFUGO, GOPOWERSPORTS, PIÑÓN ACOPLADO	
4-1	MOTOR	1	BEAR MOTORS 6.5 HP	
Nº	DESIGNACIÓN	CANT.	OBSERVACIONES	REF.

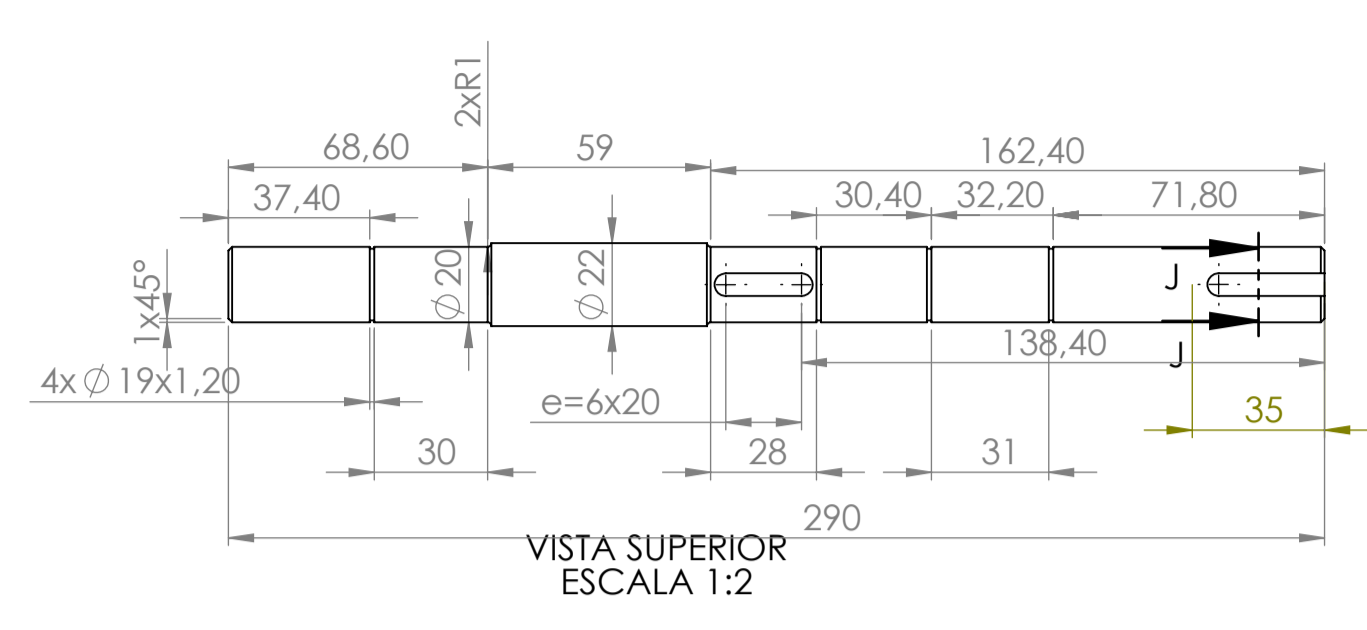
NOMBRE		FIRMA
Dibujó	MATÍAS LASEN ANDRADE	
Revisó	MATÍAS LASEN ANDRADE	
Aprobó	ROBERTO CORVALÁN PAIVA	
A2	ESCALA: 1:5 (1:10)	Plano 4-1
HOJA 1 DE 1		

Departamento de Ingeniería Mecánica
Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas
Universidad de Chile

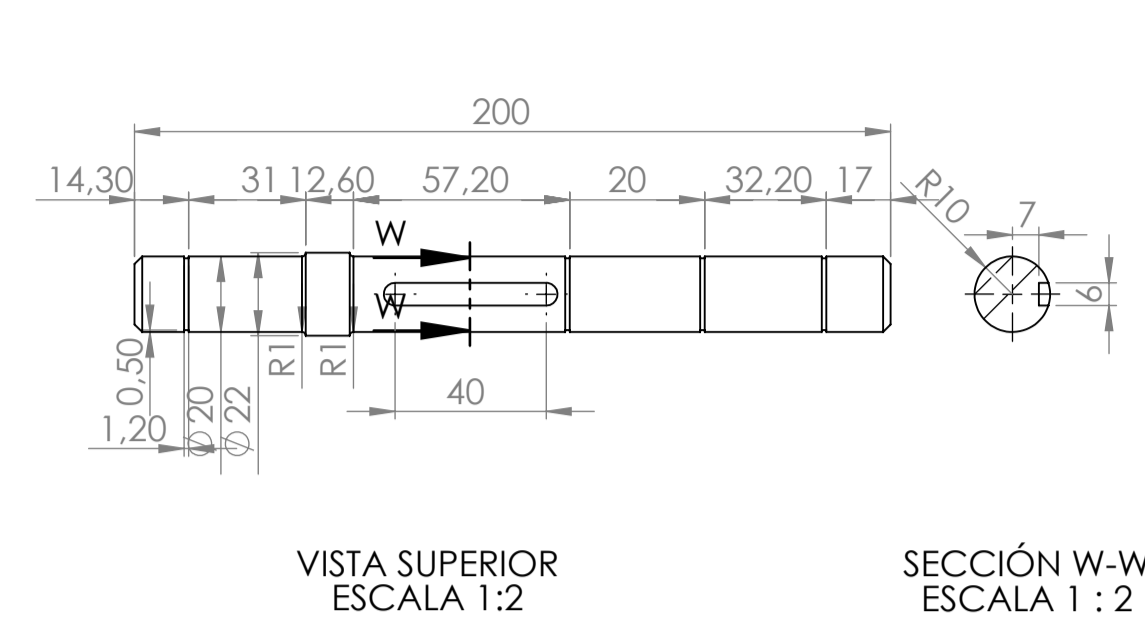
TRANSMISIÓN IZQUIERDA



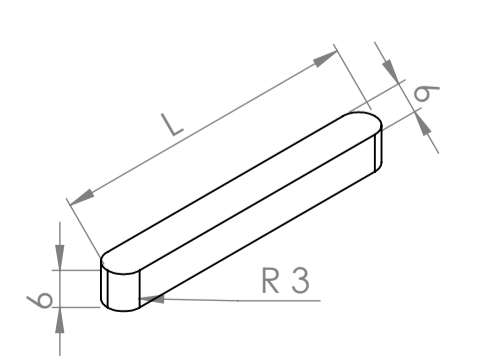
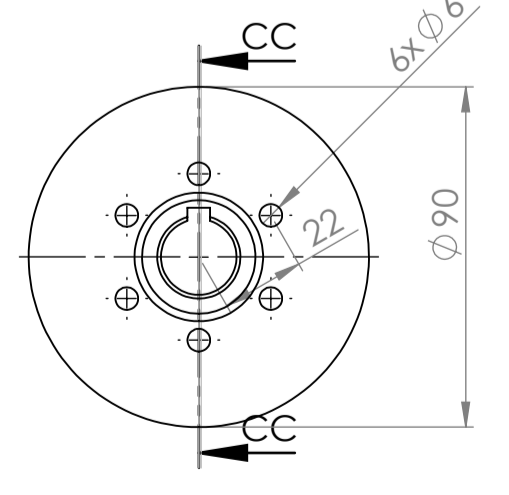
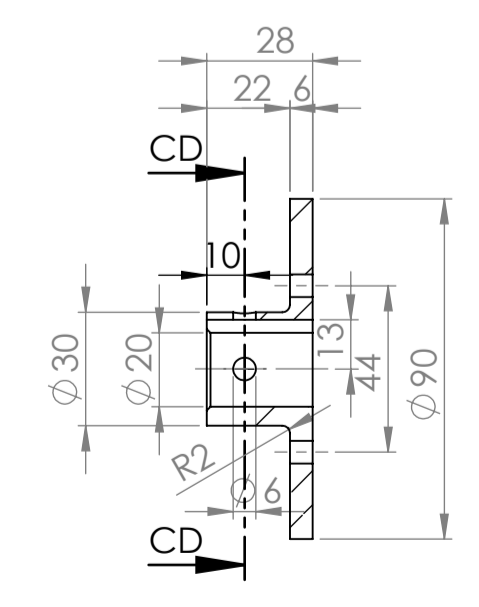
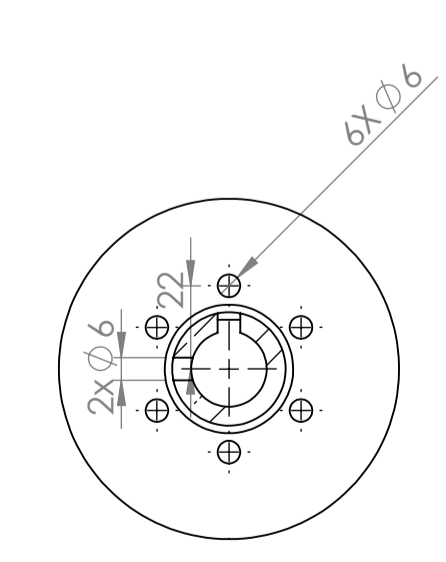
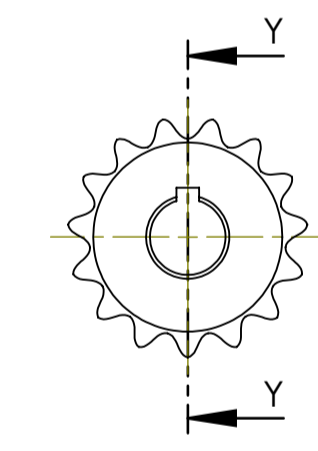
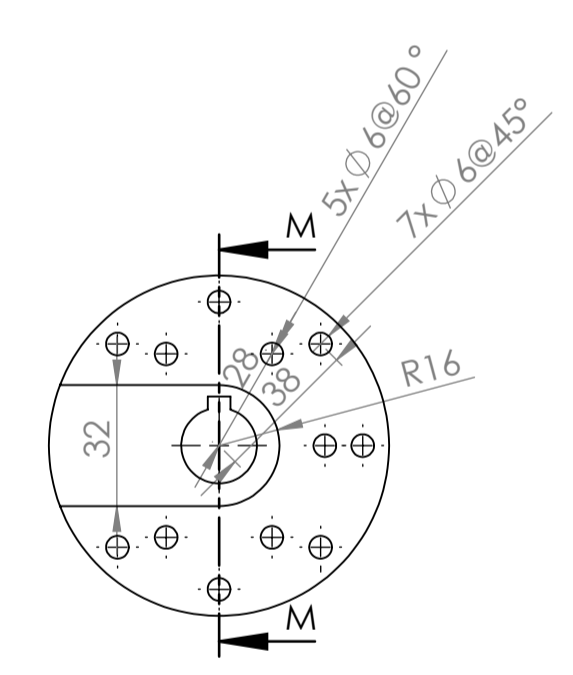
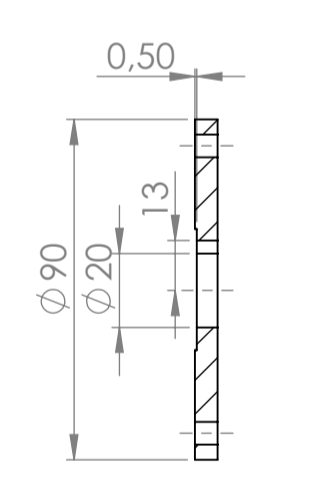
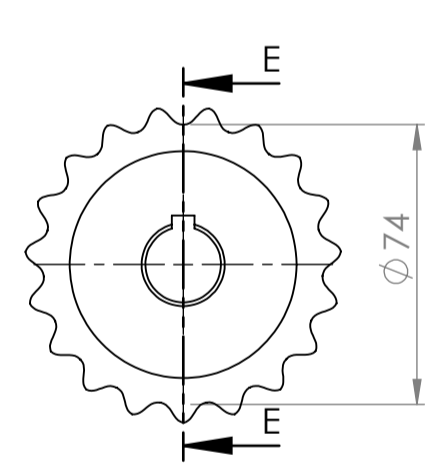
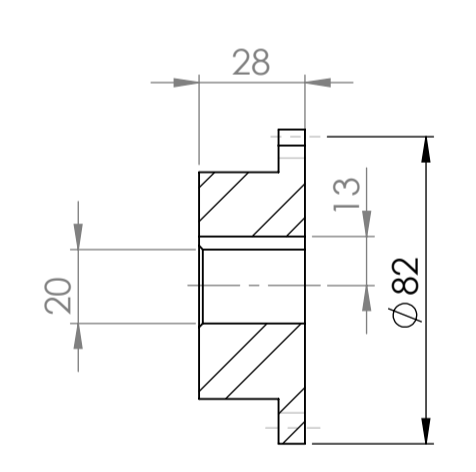
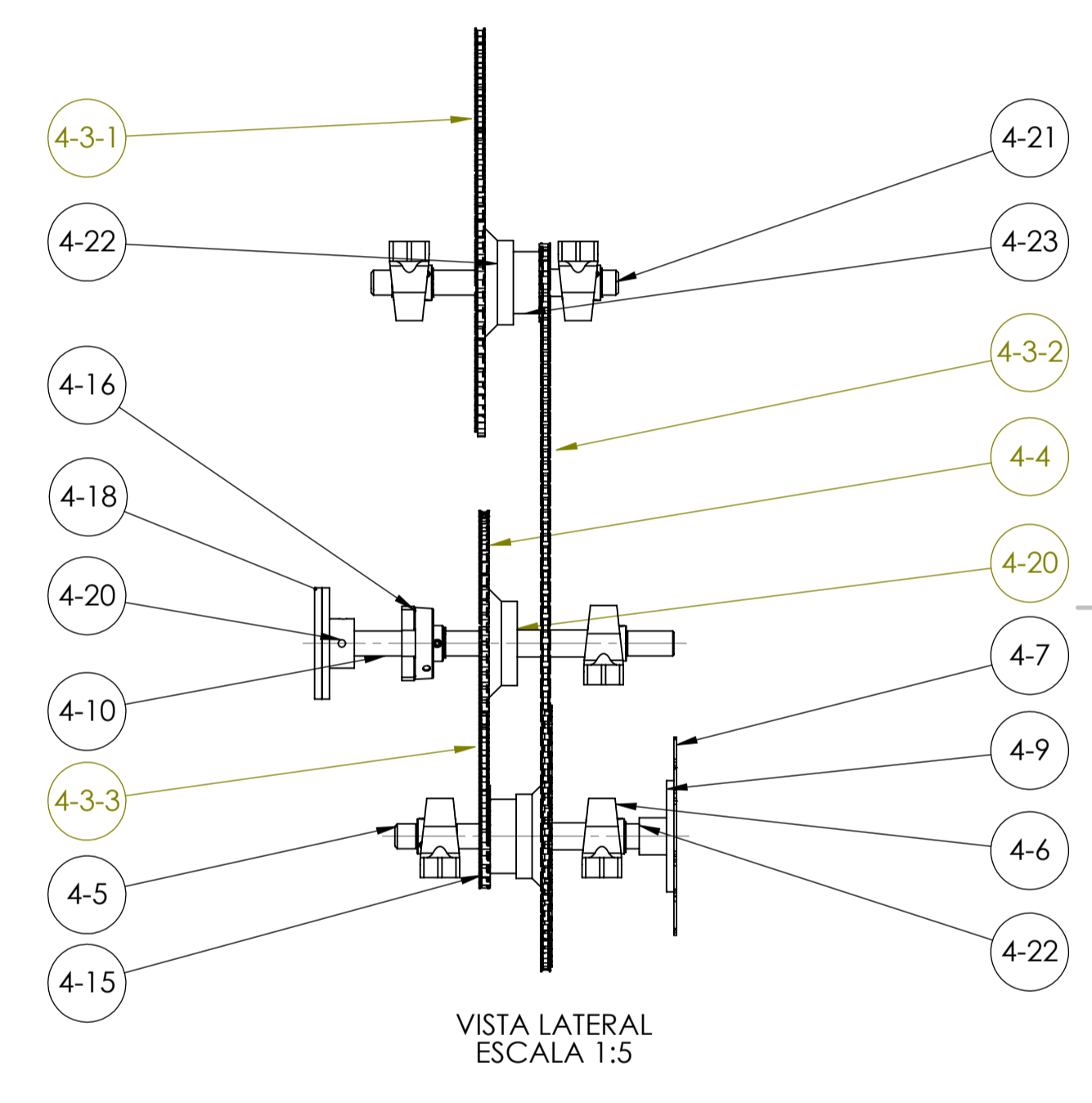
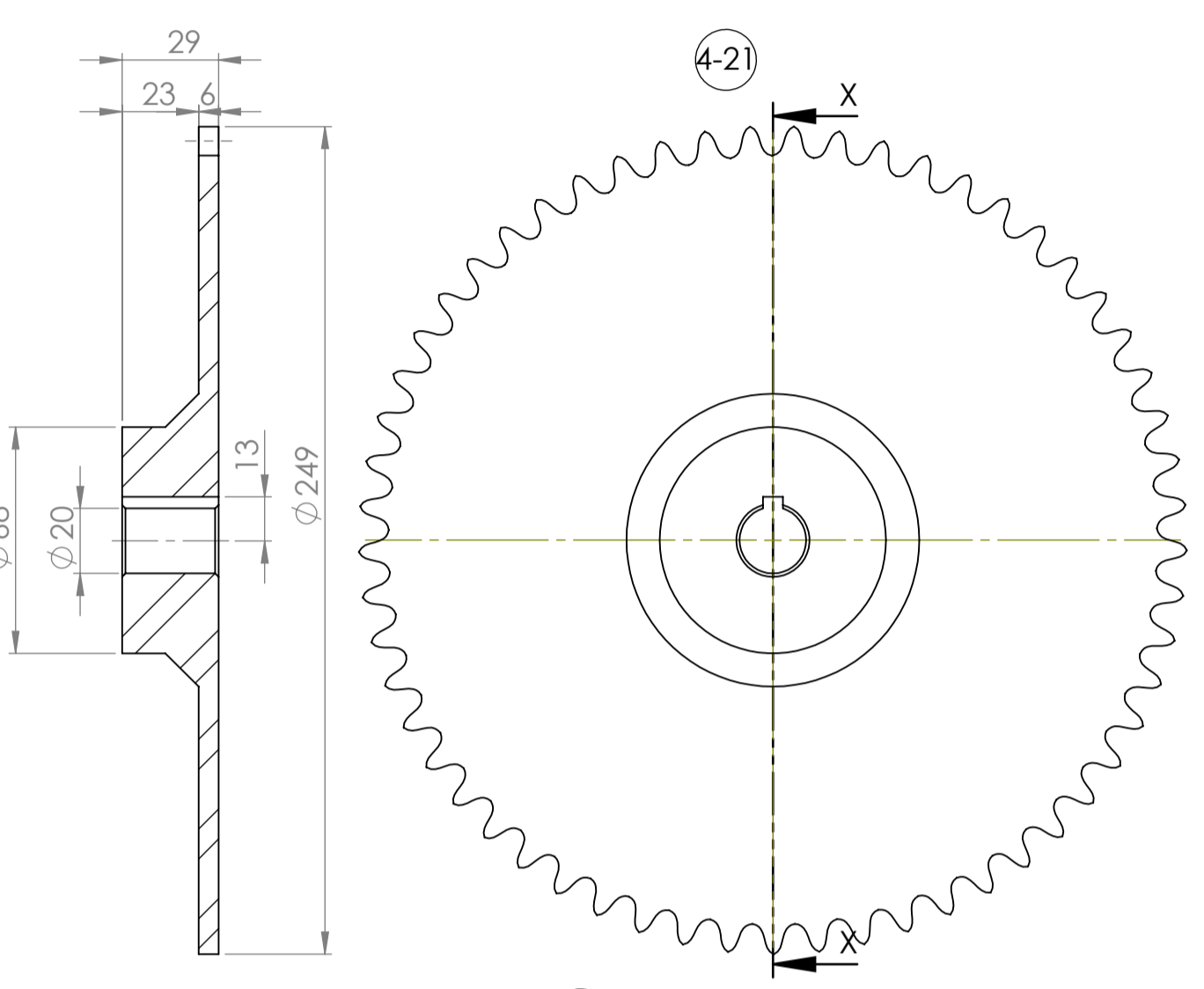
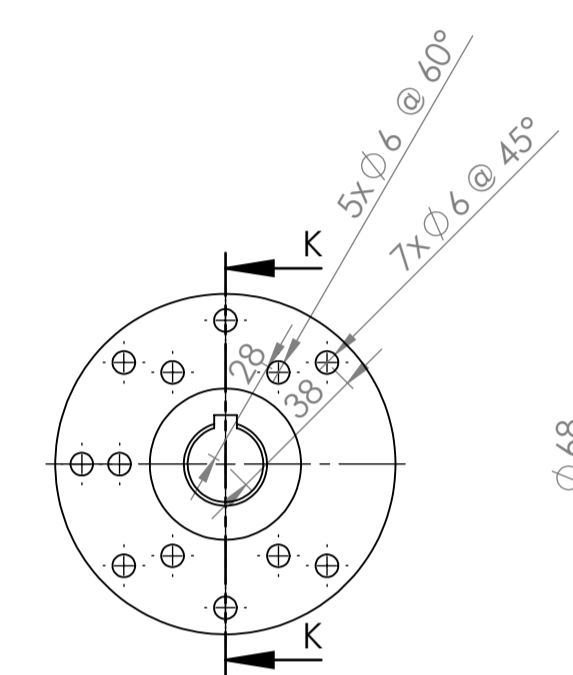
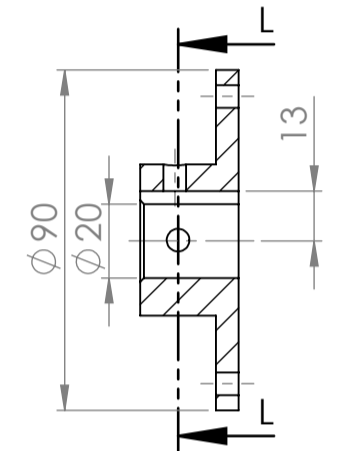
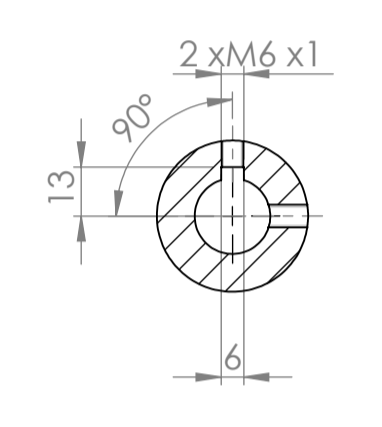
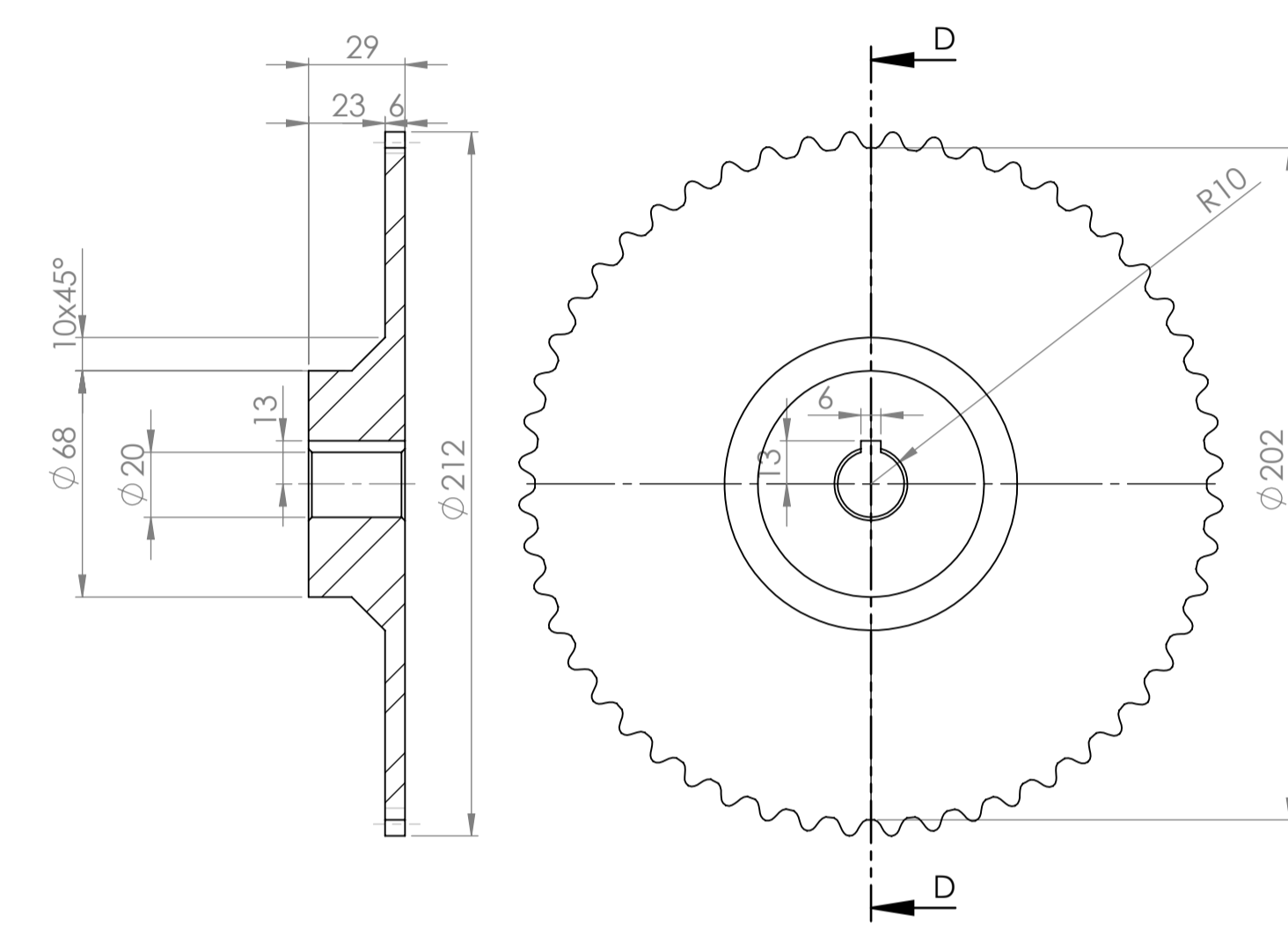
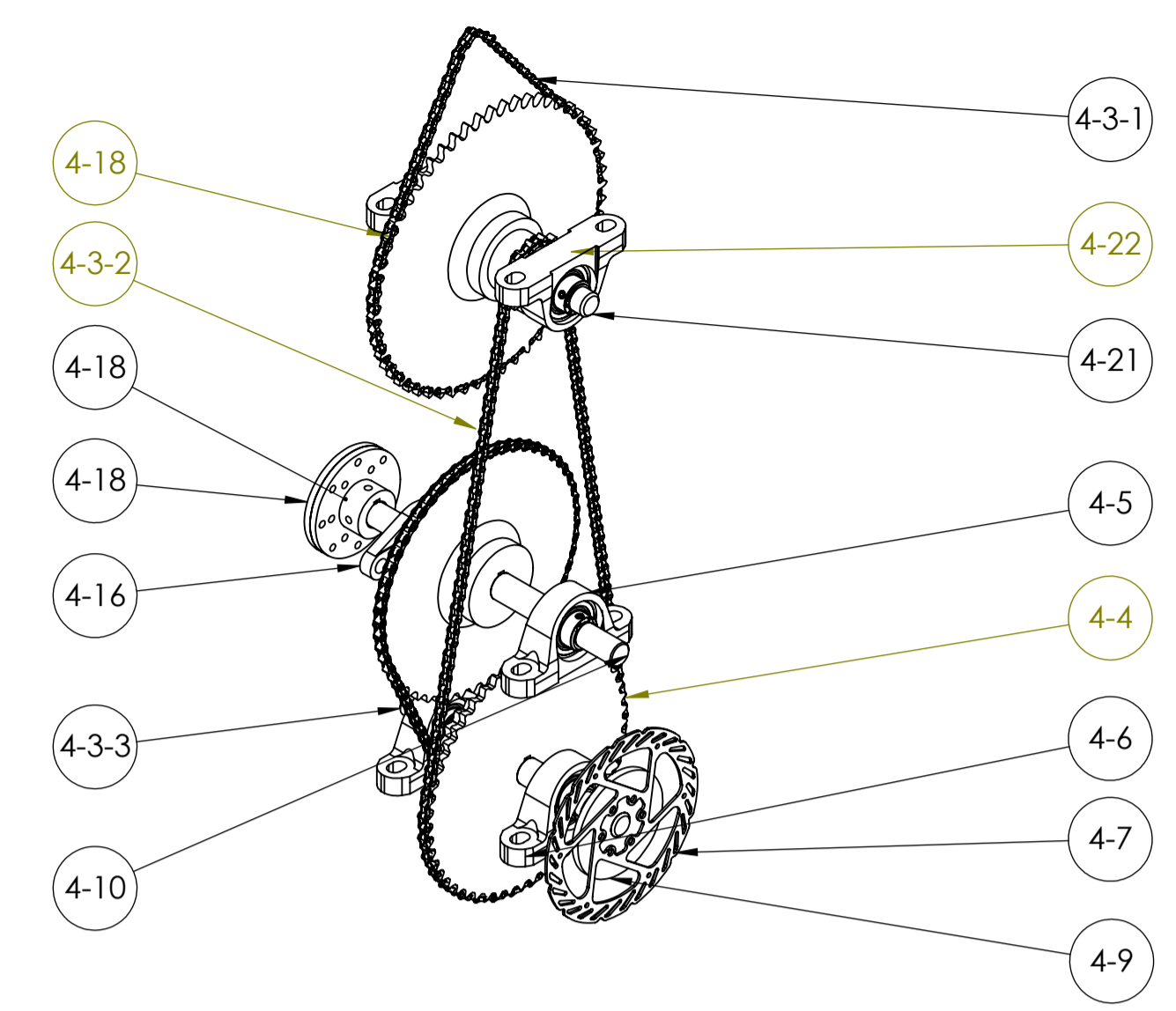
SECCIÓN B-B
ESCALA 1:2



SECCIÓN J-J
ESCALA 1:2



SECCIÓN W-W
ESCALA 1:2

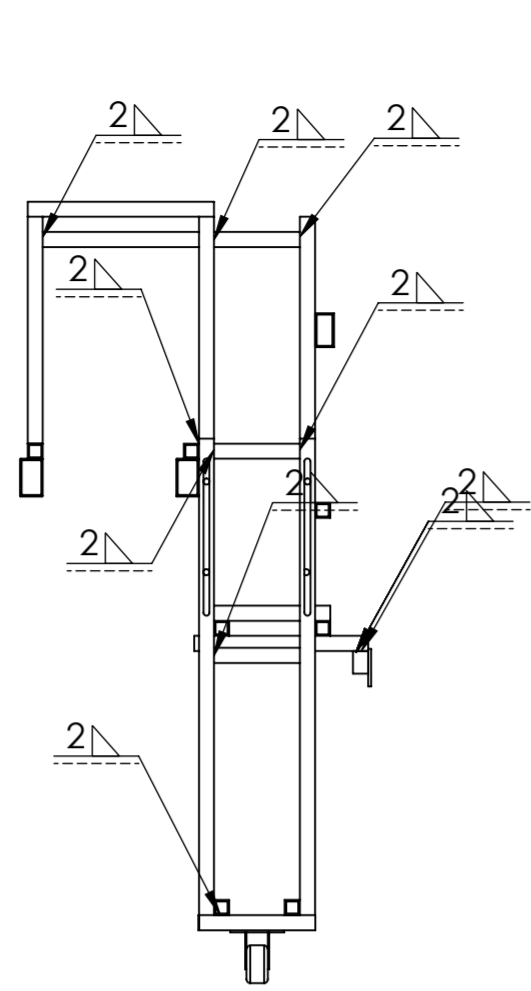


Nº	DESIGNACIÓN	LARGO[mm]
4-3-1	CADENA PRIMERA REDUCCIÓN	46
4-3-2	CADENA SEGUNDA REDUCCIÓN	24
4-3-3	CADENA TERCERA REDUCCIÓN	40

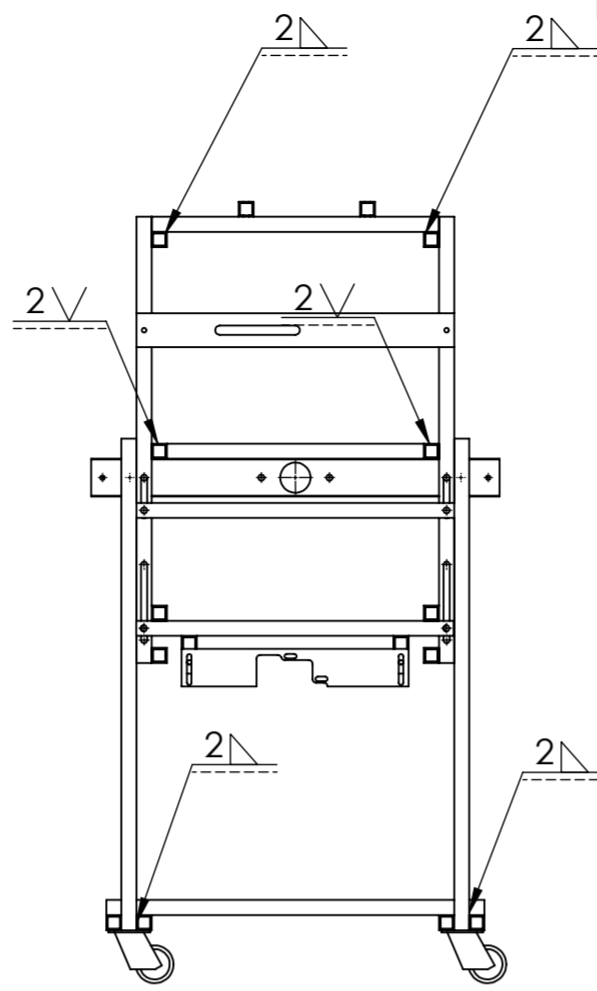
Nº	DESIGNACIÓN	L[mm]
4-19-1	CHAVETA EJE SUPERIOR	46
4-19-2	CHAVETA EJE MEDIO	24
4-19-3	CHAVETA EJE INFERIOR CENTRAL	40
4-19-4	CHAVETA EJE INFERIOR FRENO	26
4-19-5	CHAVETA BRIDA DE ACOPL EJE MEDIO	31

4-23	PIÑON DE CADENA 4	1	SAE 1045
4-22	PIÑON DE CADENA 3	1	SAE 1045
4-21	EJE SUPERIOR	1	SAE 4340
4-20	BRIDA ACOPL EJE MEDIO	1	SAE 1045
4-19	CHAVETAS	1	SAE 1045
4-18	ACOPLE CIGÜEÑAL EJE MEDIO	1	SAE 1045
4-16	DESCANSO RODAMIENTO 2	1	
4-15	PIÑON DE CADENA 2	1	SAE 1045
4-10	EJE MEDIO	1	SAE 4340
4-9	BRIDA DISCO DE FRENO	1	SAE 1045
4-7	DISCO DE FRENO	1	
4-6	DESCANSO DE RODAMIENTO 1	5	
4-5	EJE INFERIOR	1	SAE 4340
4-4	PIÑON CADENA 1	2	SAE 1045
4-3	CADENAS	1	
Nº	DESIGNACIÓN	CAN	MATERIAL

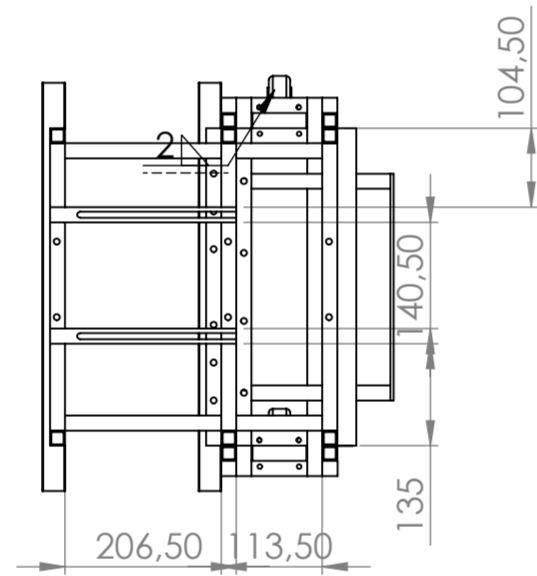
DIBUJO	Maílas Loren Andrade	REVISÓ	Maílas Loren Andrade	APROBÓ	Roberto Corvalán Pava
A1	ESCALA: 1:2 (1:5)	Plano	4-2		
Departamento de Ingeniería Mecánica Facultad de Ciencia Físicas y Matemáticas Universidad de Chile TRANSMISIÓN IZQUIERDA Reducciones					



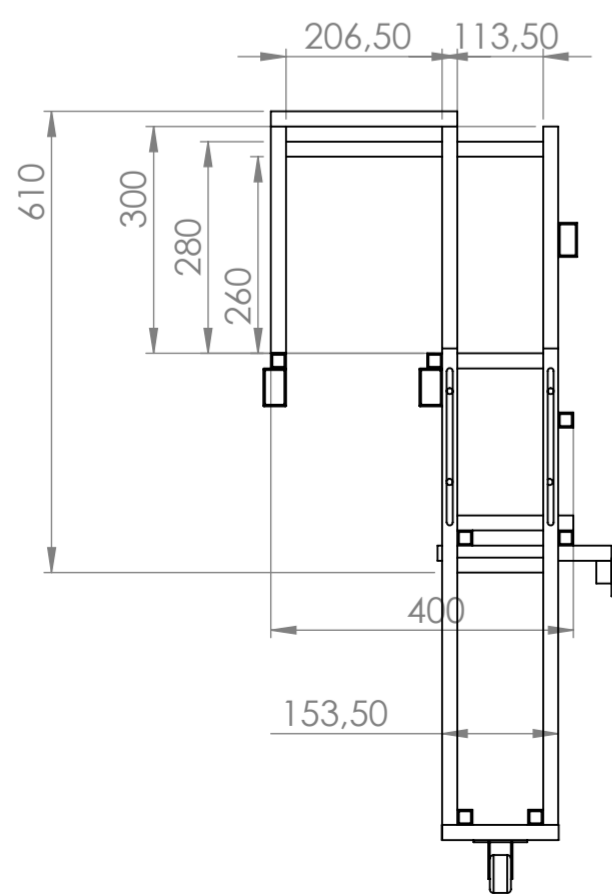
VISTA LATERAL
ESCALA 1:10



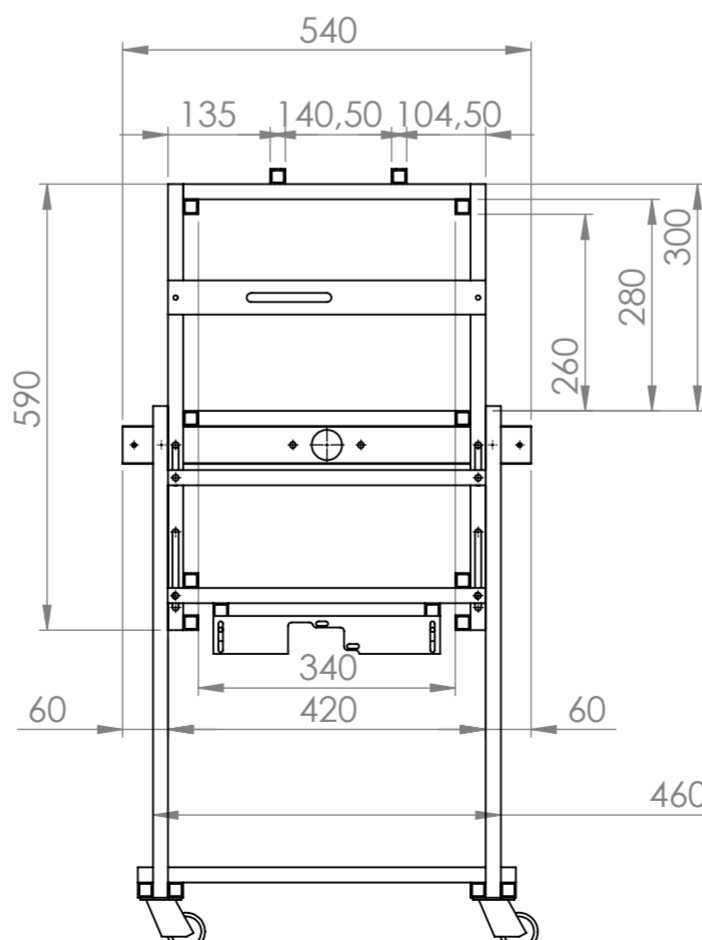
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:10



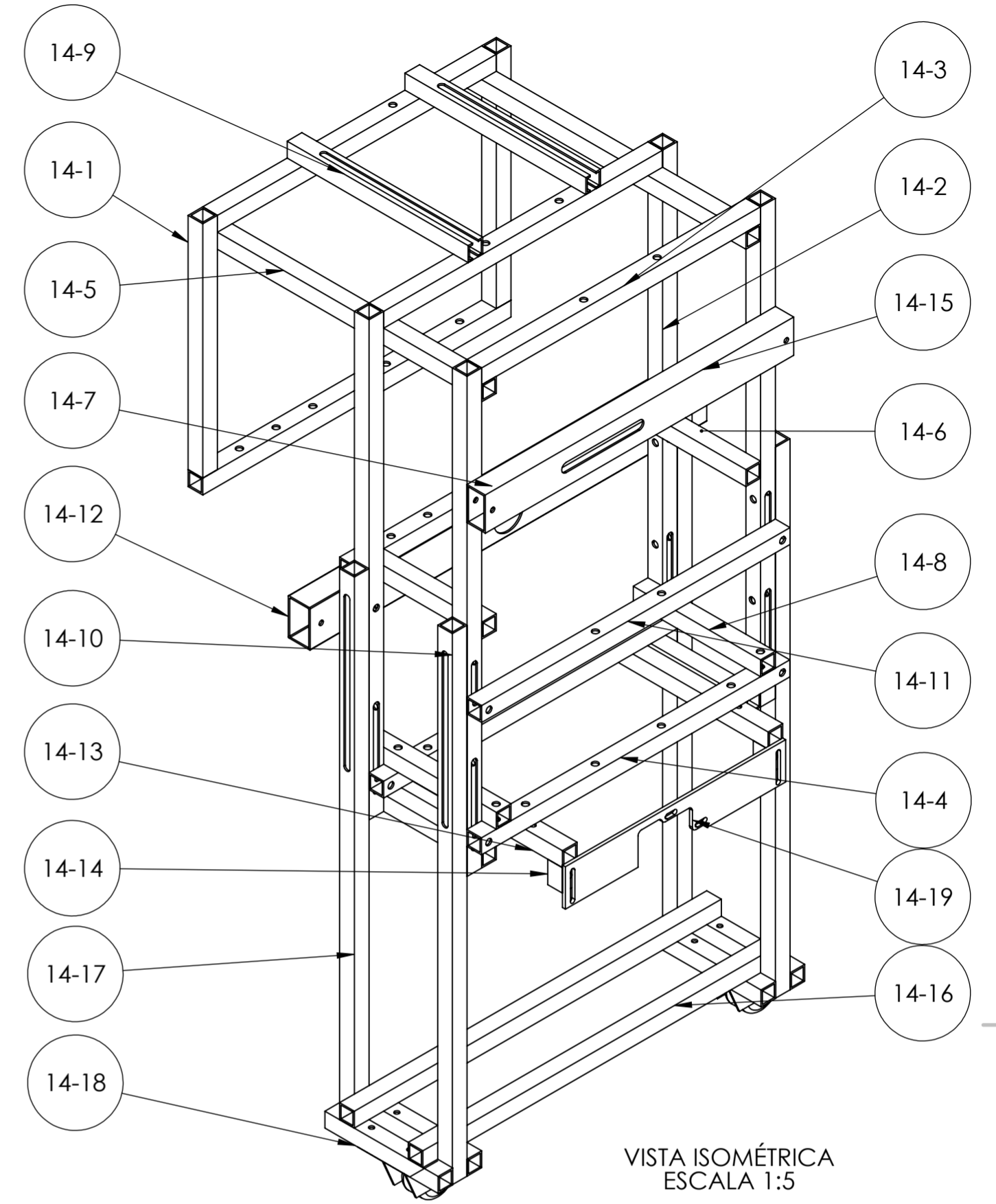
VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:10



VISTA LATERAL
ESCALA 1:10



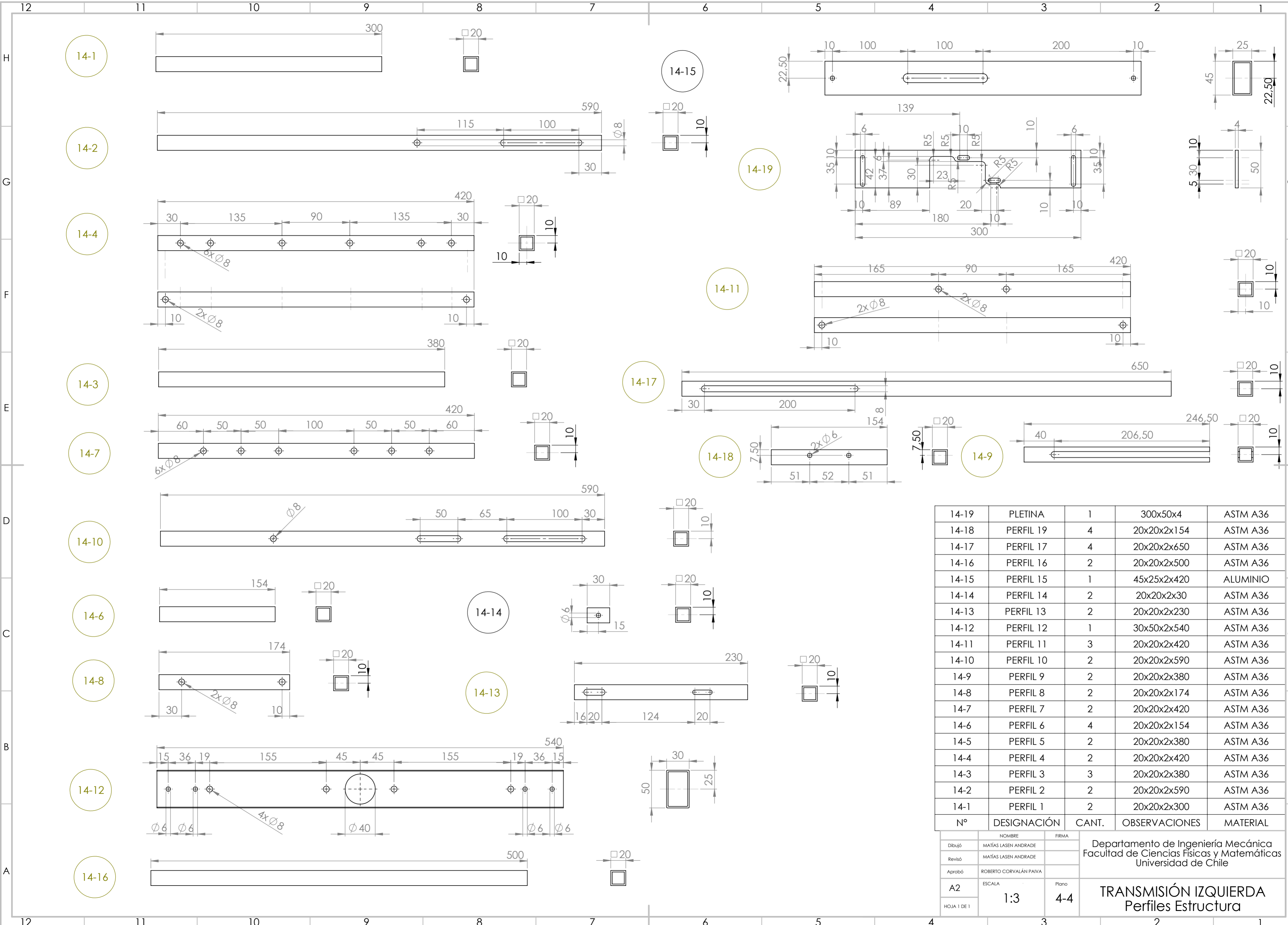
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:10



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5

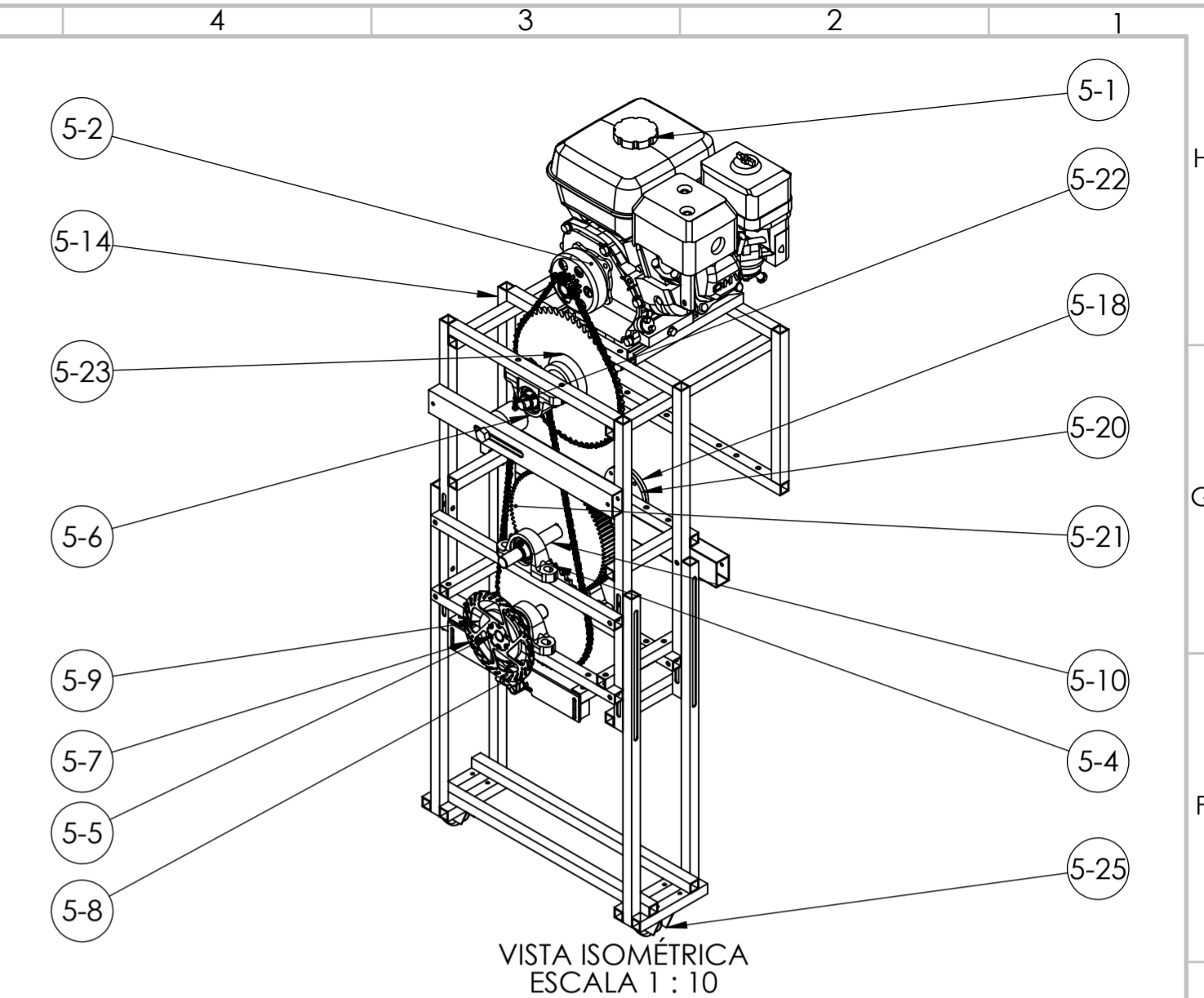
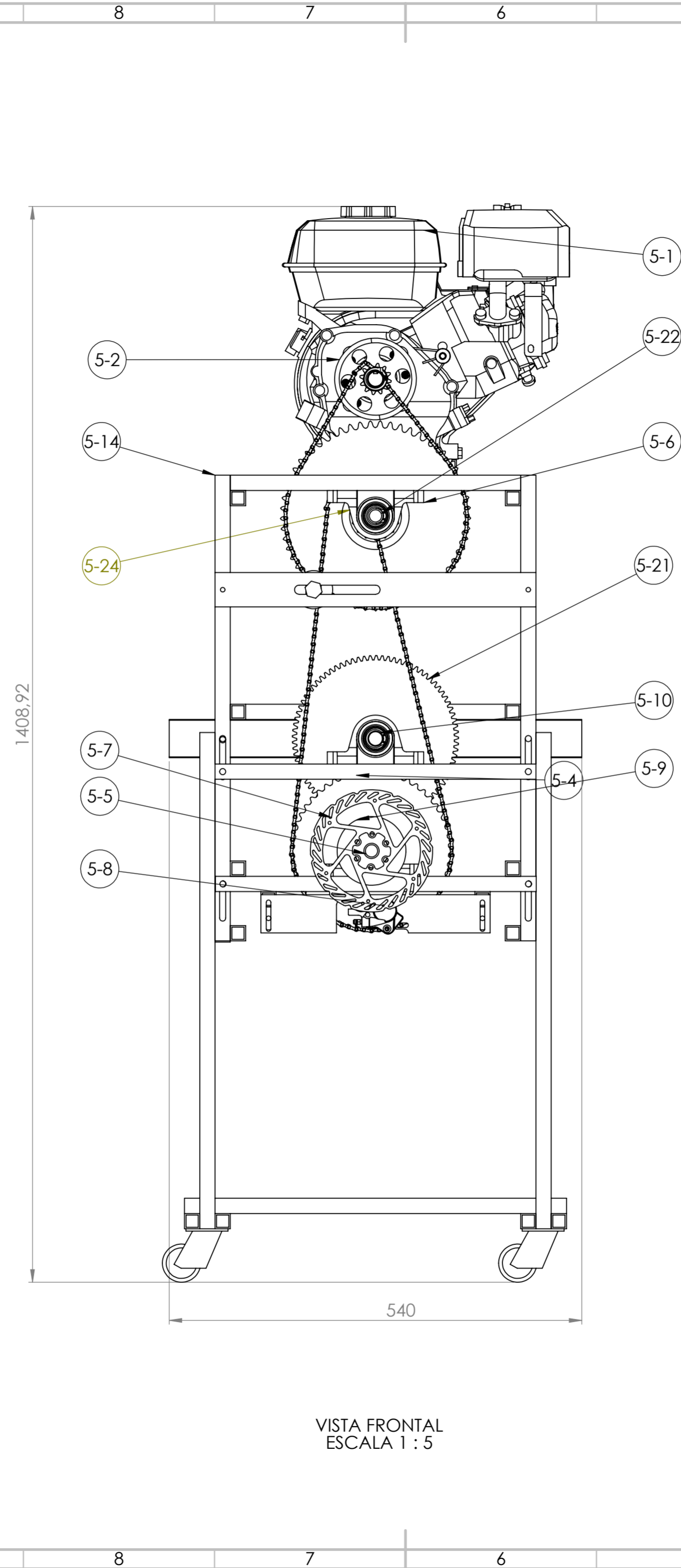
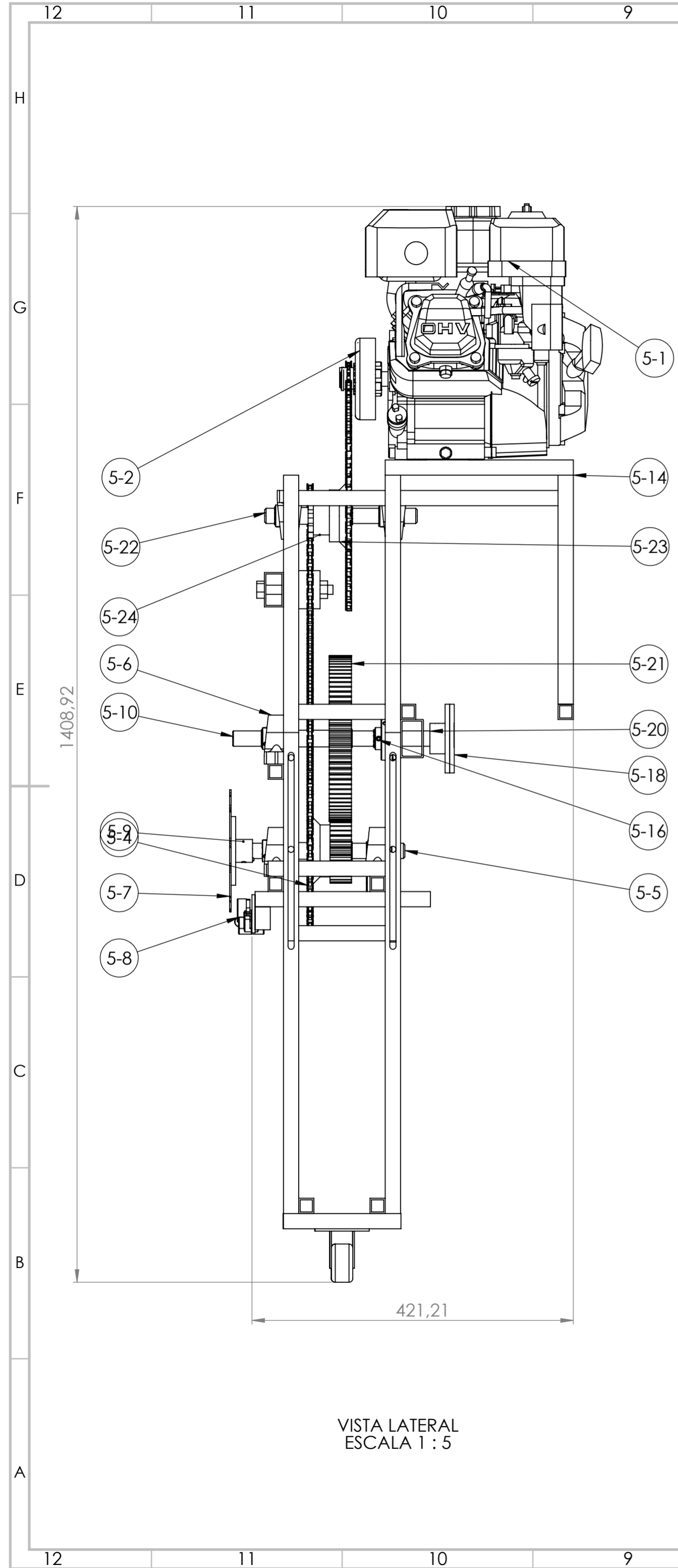
14-19	PLETINA	1	30x50x4	5-4
14-18	PERFIL 18	4	20x20x2x154	5-4
14-17	PERFIL 17	4	20x20x2x650	5-4
14-16	PERFIL 16	2	20x20x2x500	5-4
14-15	PERFIL 15	1	45x25x2x420	5-4
14-14	PERFIL 14	2	20x20x2x30	5-4
14-13	PERFIL 13	2	20x20x2x230	5-4
14-12	PERFIL 12	1	30x50x2x540	5-4
14-11	PERFIL 11	1	20x20x2x420	5-4
14-10	PERFIL 10	2	20x20x2x590	5-4
14-9	PERFIL 9	2	20x20x2x380	5-4
14-8	PERFIL 8	2	20x20x2x173.5	5-4
14-7	PERFIL 7	1	20x20x2x420	5-4
14-6	PERFIL 6	4	20x20x2x153.5	5-4
14-5	PERFIL 5	2	20x20x2x380	5-4
14-4	PERFIL 4	2	20x20x2x420	5-4
14-3	PERFIL 3	3	20x20x2x380	5-4
14-2	PERFIL 2	2	20x20x2x590	5-4
14-1	PERFIL 1	2	20x20x2x300	5-4
N°	DESIGNACIÓN	CANT.	OBSERVACIONES	REF.

Dibujó	MATÍAS LASEN ANDRADE	FIRMA	Departamento de Ingeniería Mecánica Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas Universidad de Chile
Revisó	MATÍAS LASEN ANDRADE		
Aprobó	ROBERTO CORVALÁN PAIVA		
A2	ESCALA 1:10 (1:5)	Plano 4-3	
HOJA 1 DE 1			TRANSMISIÓN IZQUIERDA Estructura



14-19	PLETINA	1	300x50x4	ASTM A36
14-18	PERFIL 19	4	20x20x2x154	ASTM A36
14-17	PERFIL 17	4	20x20x2x650	ASTM A36
14-16	PERFIL 16	2	20x20x2x500	ASTM A36
14-15	PERFIL 15	1	45x25x2x420	ALUMINIO
14-14	PERFIL 14	2	20x20x2x30	ASTM A36
14-13	PERFIL 13	2	20x20x2x230	ASTM A36
14-12	PERFIL 12	1	30x50x2x540	ASTM A36
14-11	PERFIL 11	3	20x20x2x420	ASTM A36
14-10	PERFIL 10	2	20x20x2x590	ASTM A36
14-9	PERFIL 9	2	20x20x2x380	ASTM A36
14-8	PERFIL 8	2	20x20x2x174	ASTM A36
14-7	PERFIL 7	2	20x20x2x420	ASTM A36
14-6	PERFIL 6	4	20x20x2x154	ASTM A36
14-5	PERFIL 5	2	20x20x2x380	ASTM A36
14-4	PERFIL 4	2	20x20x2x420	ASTM A36
14-3	PERFIL 3	3	20x20x2x380	ASTM A36
14-2	PERFIL 2	2	20x20x2x590	ASTM A36
14-1	PERFIL 1	2	20x20x2x300	ASTM A36
N°	DESIGNACIÓN	CANT.	OBSERVACIONES	MATERIAL

Dibujó	MATÍAS LASÉN ANDRADE	FIRMA	Departamento de Ingeniería Mecánica Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas Universidad de Chile
Revisó	MATÍAS LASÉN ANDRADE		
Aprobó	ROBERTO CORVALÁN PAIVA		
A2	ESCALA	Plano	TRANSMISIÓN IZQUIERDA Perfiles Estructura
HOJA 1 DE 1	1:3	4-4	

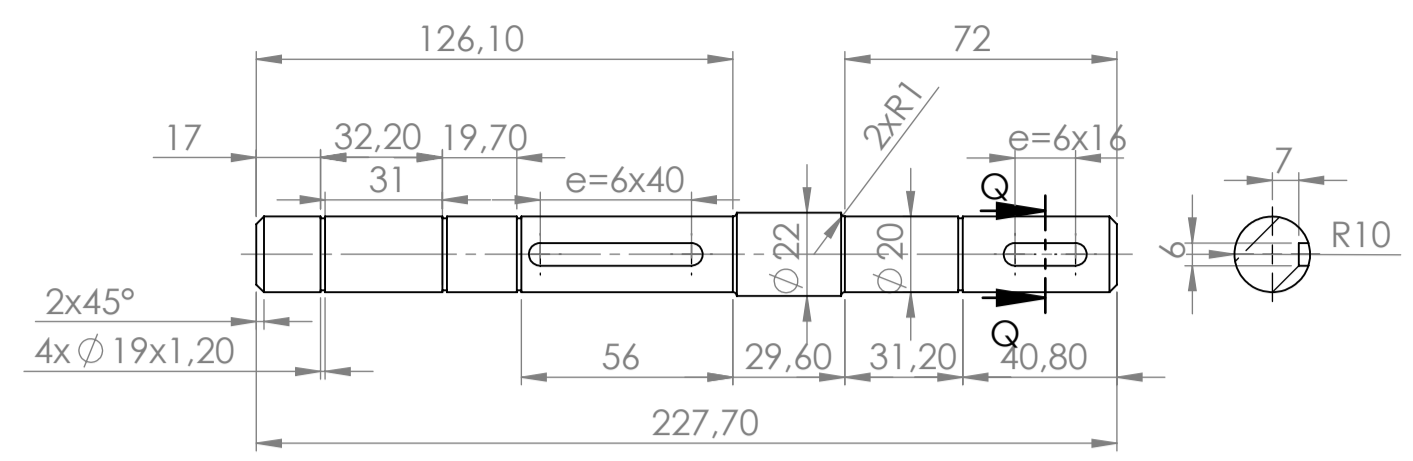


5-25	RUEDA	2	RUEDA GIRATORIA, DIAM=50 mm	
5-24	PIÑÓN DE CADENA 3	1	BEA, ASA 40,SIMPLE, z=15	5-2
5-23	PIÑO DE CADENA 2	1	BEA, ASA 40,SIMPLE, z=57	5-2
5-22	EJE SUPERIOR	1		5-2
5-21	ENGRANAJE	1		5-2
5-20	BRIDA ACOPL EJE MEDIO	1		5-2
5-19	CHAVETAS	1		5-2
5-18	ACOPLE CIGÜEÑAL EJE MEDIO	1		5-2
5-17	SEGURO SEAGERS	8	Dint=18,5mm	
5-16	DESCANSO RODAMIENTO 2	1	FSB, FL204, ROD FSB,UC 204 INCORPORADO	
5-15	PIÑÓN	1		5-2
5-14	ESTRUCTURA	1		5-3
5-13	PERNO 3	10	M8, L=80, GR 8	
5-12	PERNO 2	2	M8, L=70, GR 8	
5-11	PERNO 1	24	M8, L=50, GR 8	
5-10	EJE MEDIO	1		5-2
5-9	BRIDA DISCO DE FRENO	1		5-2
5-8	CALIPER	1	TONGLI DIAM 160	
5-7	DISCO DE FRENO	1	DIAM 160	
5-6	DESCANSO DE RODAMIENTO 1	5	FSB,P204, ROD FSB,UC 204 INCORPORADO	
5-5	EJE INFERIOR	1		5-2
5-4	PIÑÓN CADENA 1	2	BEA, ASA 40,SIMPLE, z=52	5-2
5-3	CADENA	1	TYCO,ASA 40, SIMPLE	
5-2	EMBRAGUE	1	CENTRIFUGO, GOPOWERSPORTS, PIÑÓN ACOPLADO	
5-1	MOTOR	1	BEAR MOTORS 6.5 HP	
N°	DESIGNACIÓN	CANT.	OBSERVACIONES	REF.

NOMBRE		FIRMA
Dibujó	MATÍAS LASÉN ANDRADE	
Revisó	MATÍAS LASÉN ANDRADE	
Aprobó	ROBERTO CORVALÁN PAIVA	
A2	ESCALA: 1:5 (1:10)	Plano 5-1
HOJA 1 DE 1		

Departamento de Ingeniería Mecánica
Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas
Universidad de Chile

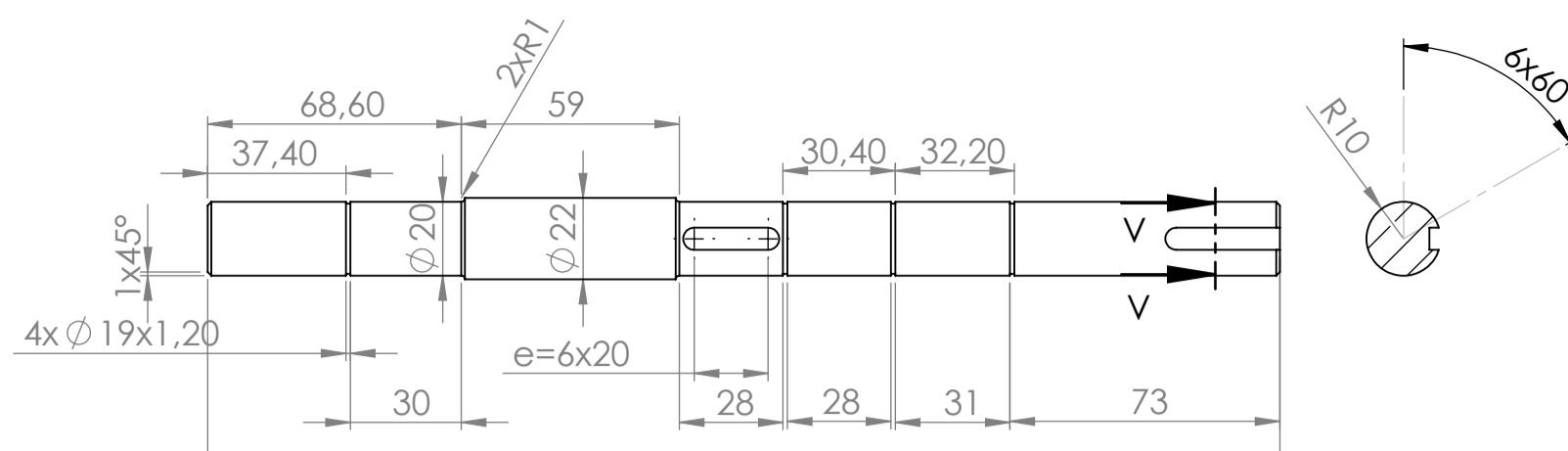
TRANSMISIÓN DERECHA



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:2

5-5

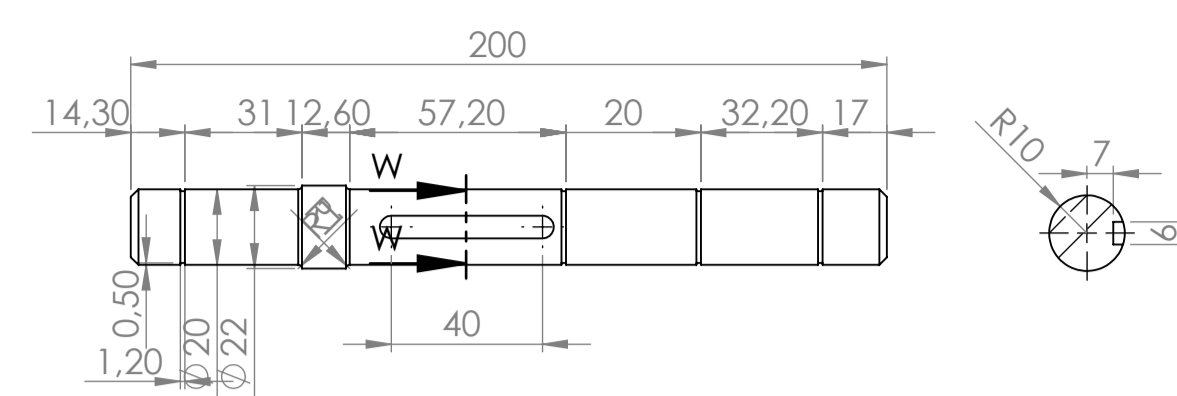
SECCIÓN Q-Q
ESCALA 1:2



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:2

5-10

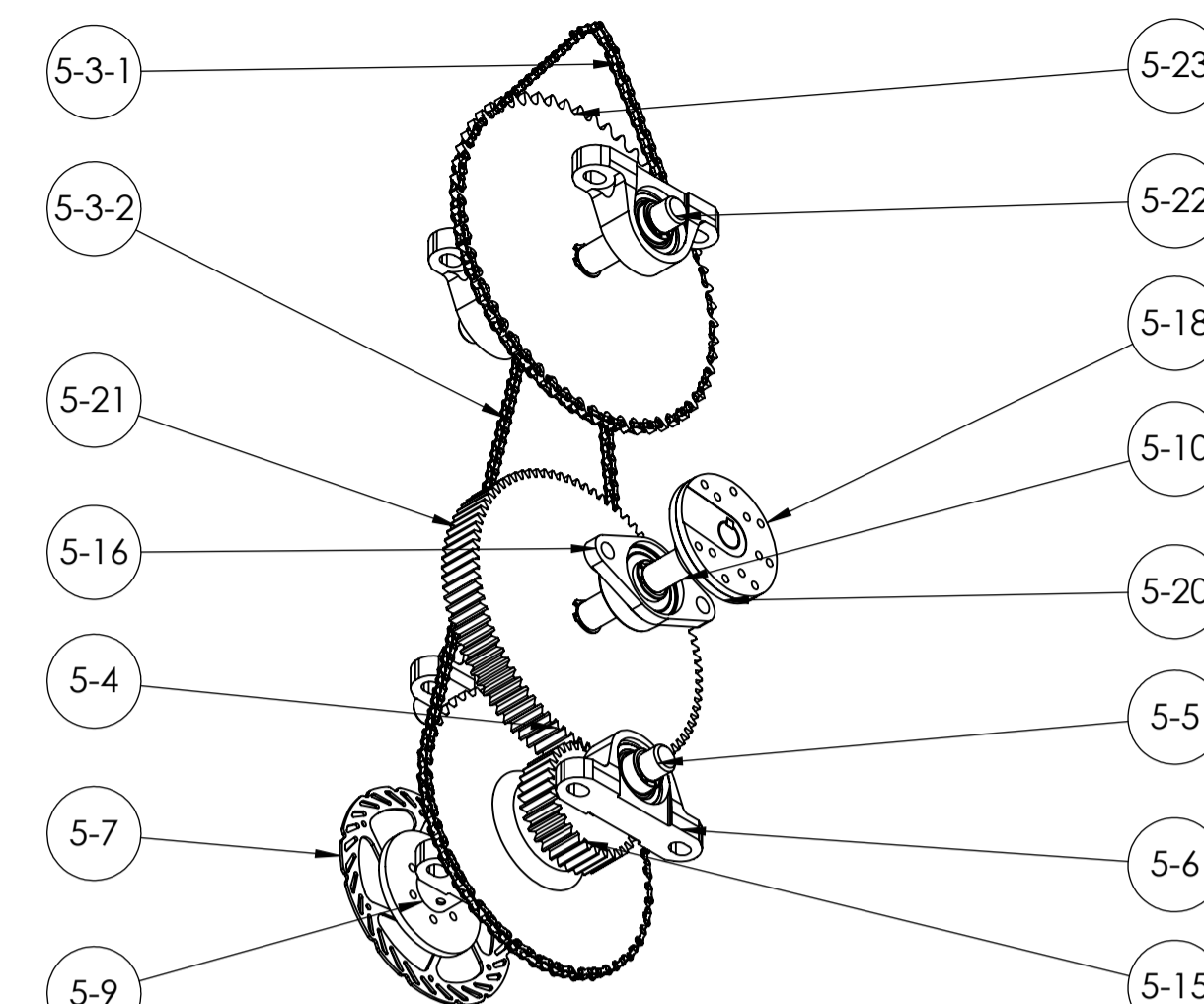
SECCIÓN V-V
ESCALA 1:2



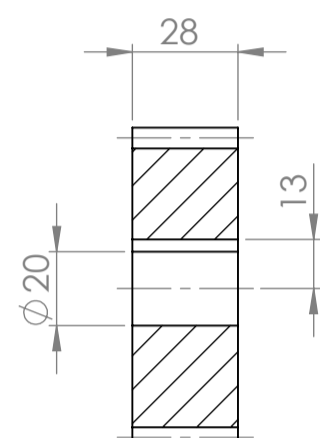
VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:2

5-22

SECCIÓN W-W
ESCALA 1:2

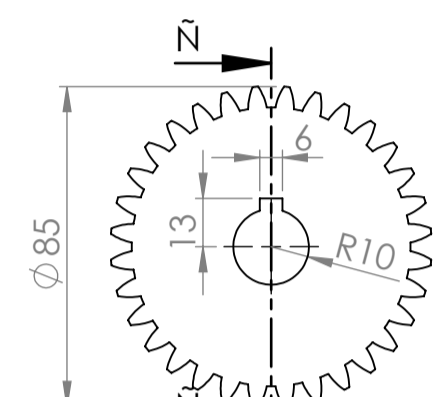


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5

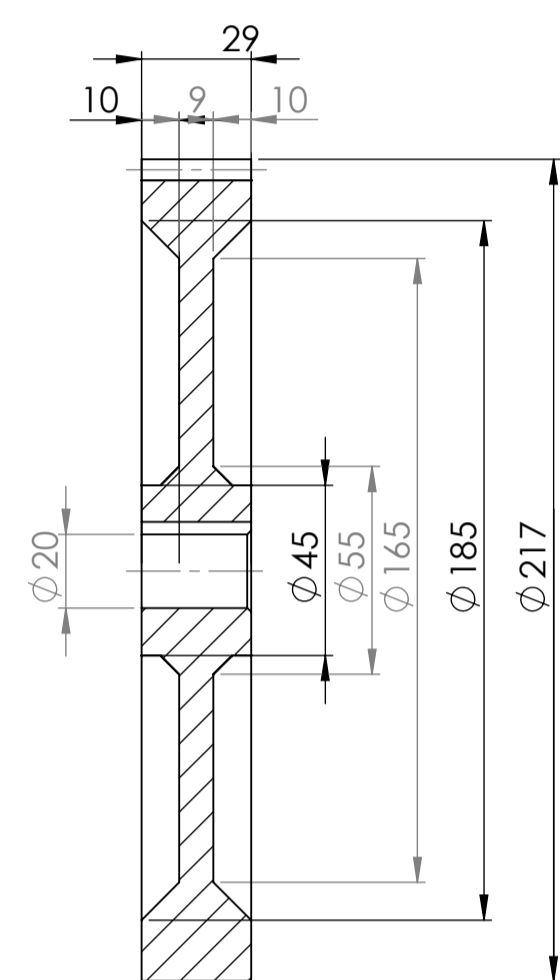


SECCIÓN N-N
ESCALA 1:2

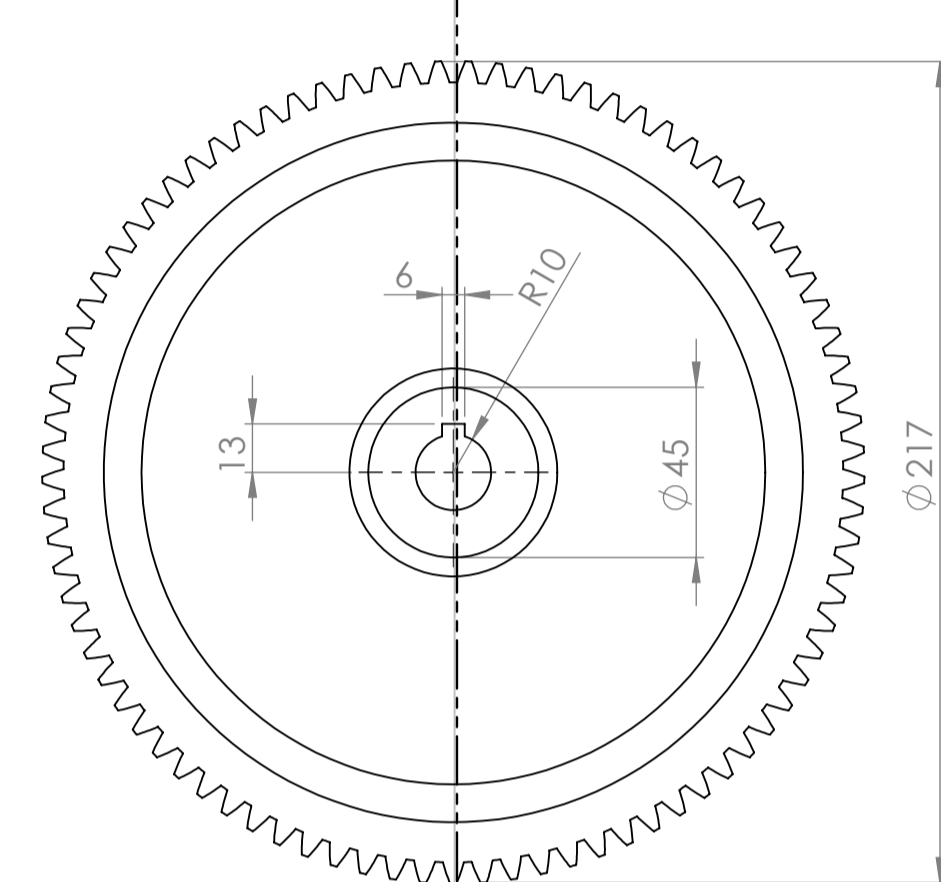
5-15



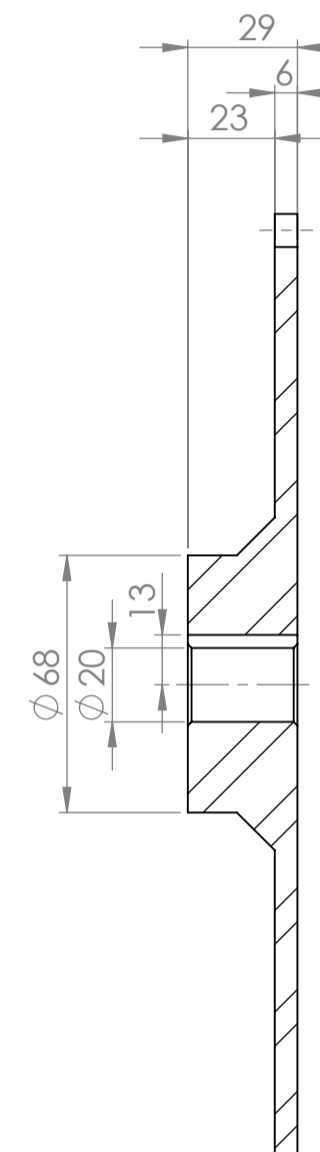
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:2



SECCIÓN CE-CE
ESCALA 1:2

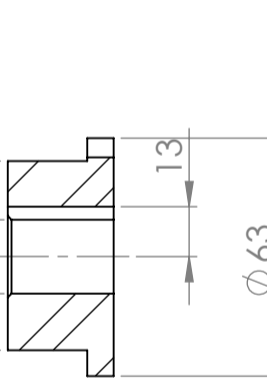


VISTA FRONTAL
ESCALA 1:2

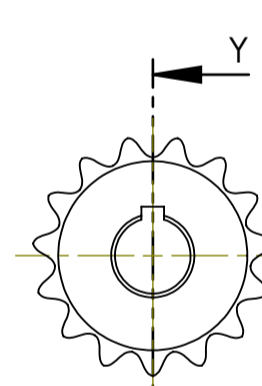


SECCIÓN X-X
ESCALA 1:2

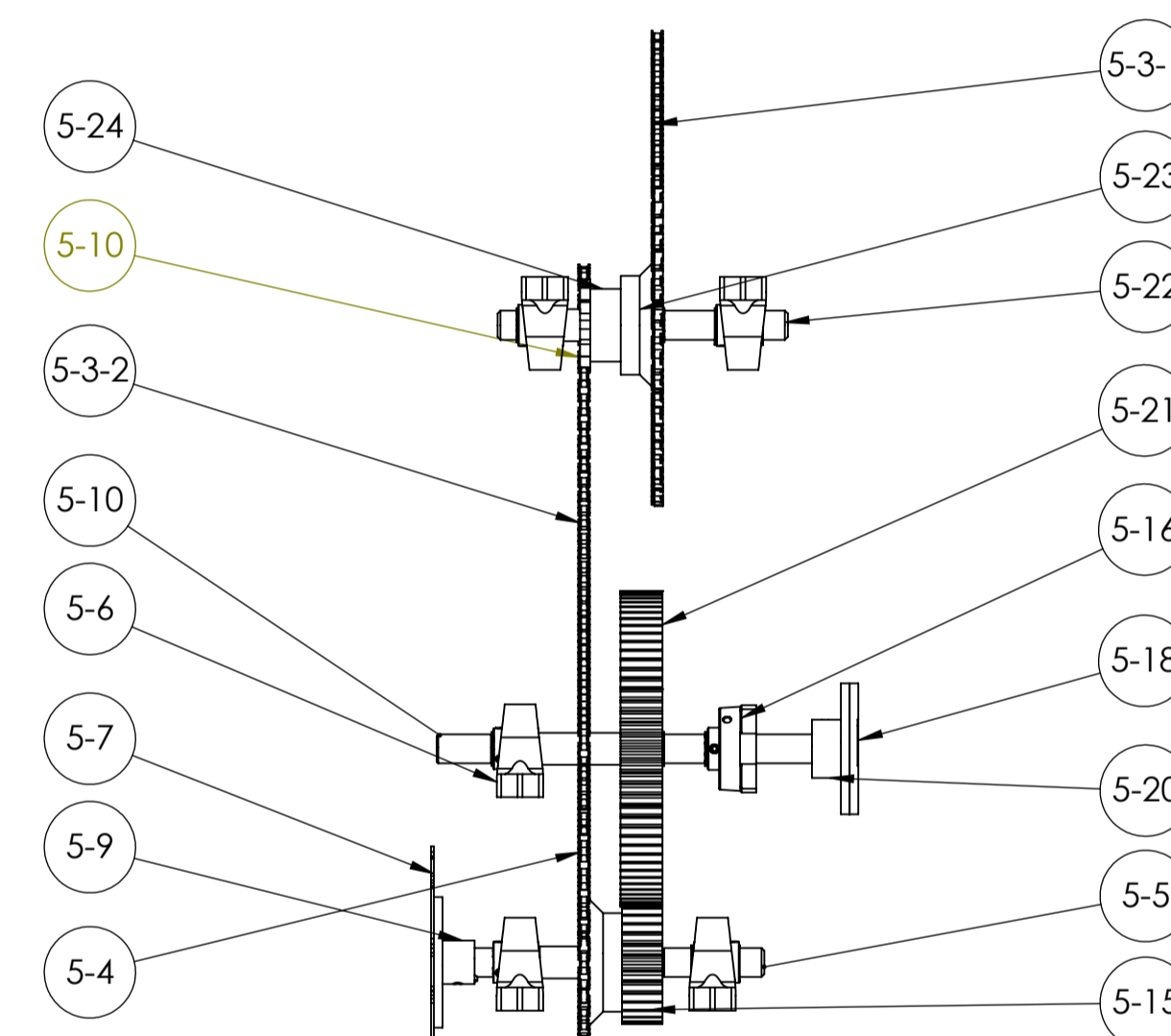
5-23



SECCIÓN Y-Y
ESCALA 1:2

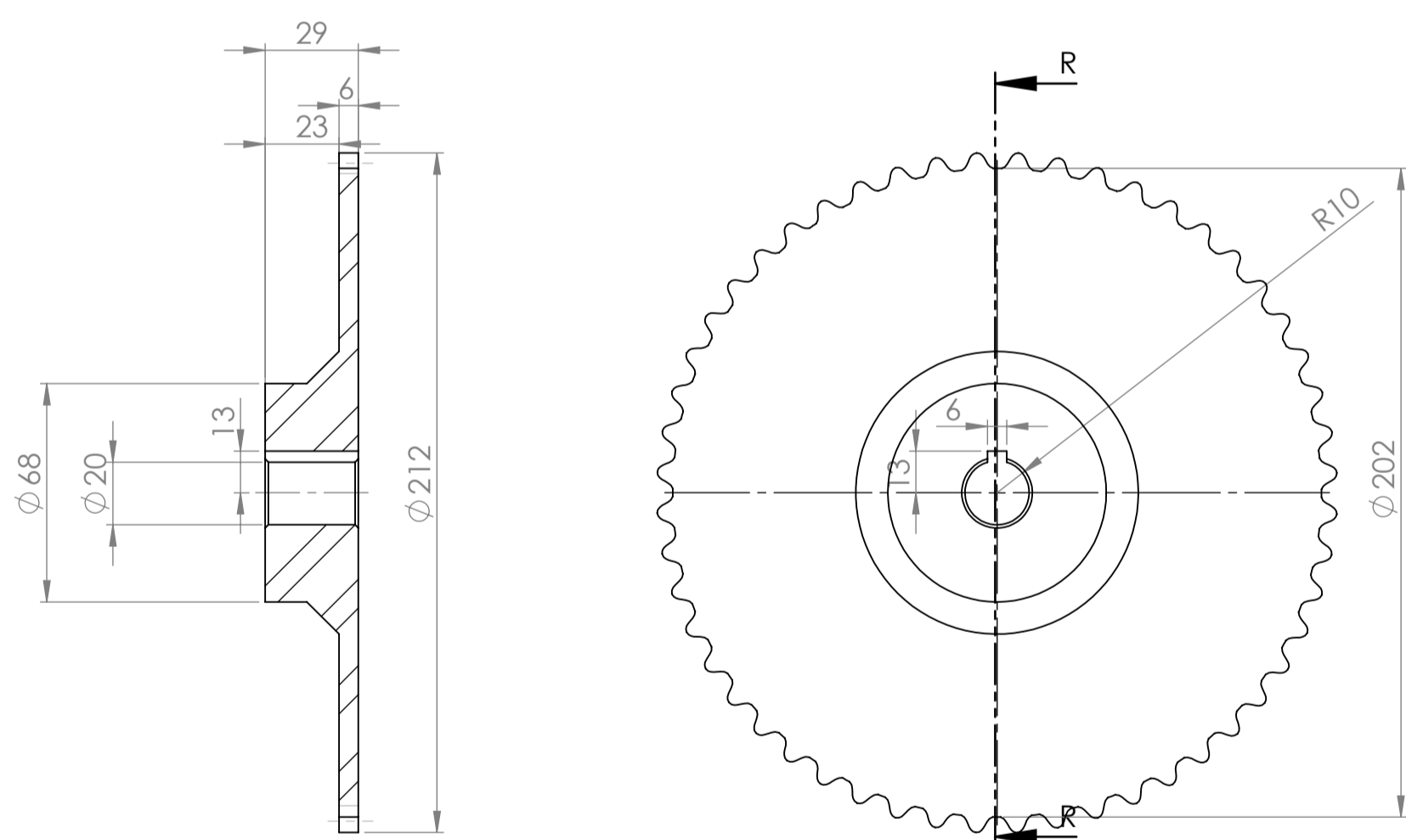


VISTA FRONTAL
ESCALA 1:2



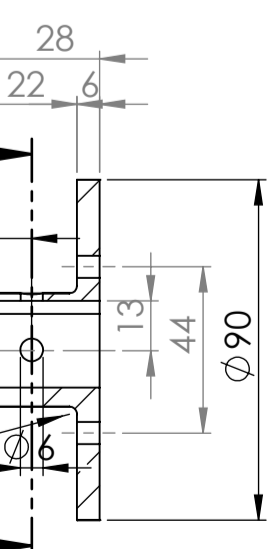
VISTA LATERAL
ESCALA 1:5

Nº	DESIGNACIÓN	Nº DIENTES	MÓDULO	DIAM EXTERIOR	DIAM PRIMITIVO	ÁNGULO DE PRESIÓN
4-21	ENGRANE	85	2,5 mm	217 mm	212,5 mm	20°
4-15	PIÑÓN	32	2,5 mm	85	80	20°



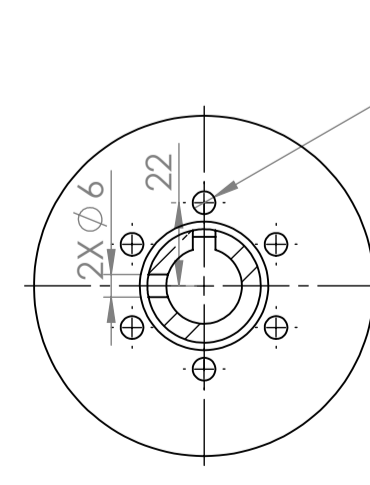
SECCIÓN R-R
ESCALA 1:2

5-4

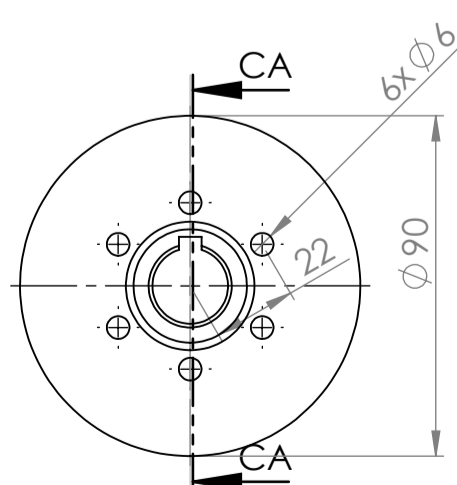


SECCIÓN CA-CA
ESCALA 1:2

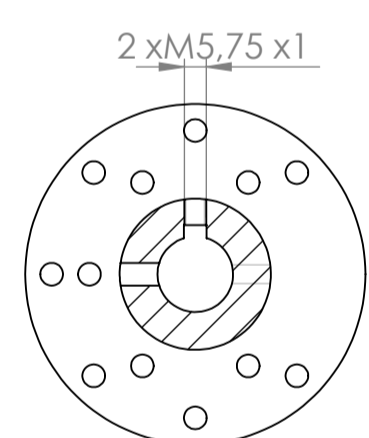
5-9



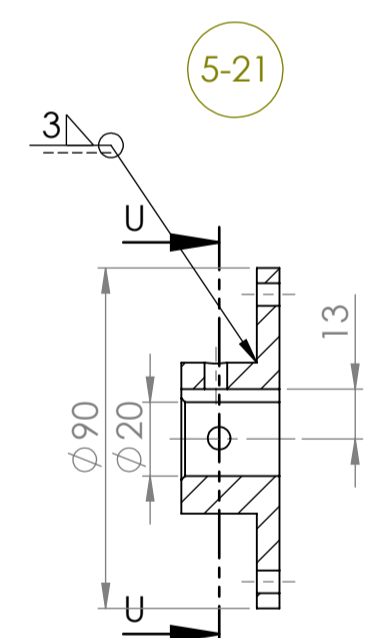
SECCIÓN CB-CB
ESCALA 1:2



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:2

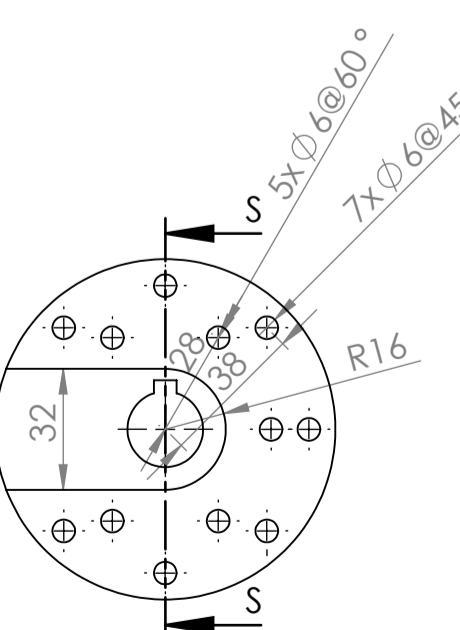


SECCIÓN U-U
ESCALA 1:2



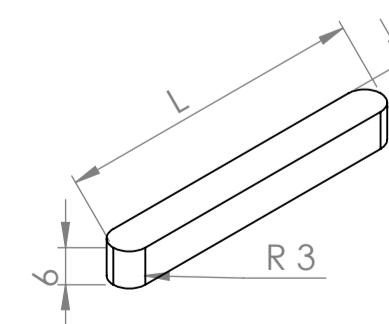
SECCIÓN T-T
ESCALA 1:2

5-20



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:2

5-18



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:1

5-14

Nº	DESIGNACIÓN	L[mm]
5-3-1	CADENA PRIMERA REDUCCIÓN	
5-3-2	CADENA SEGUNDA REDUCCIÓN	

5-24

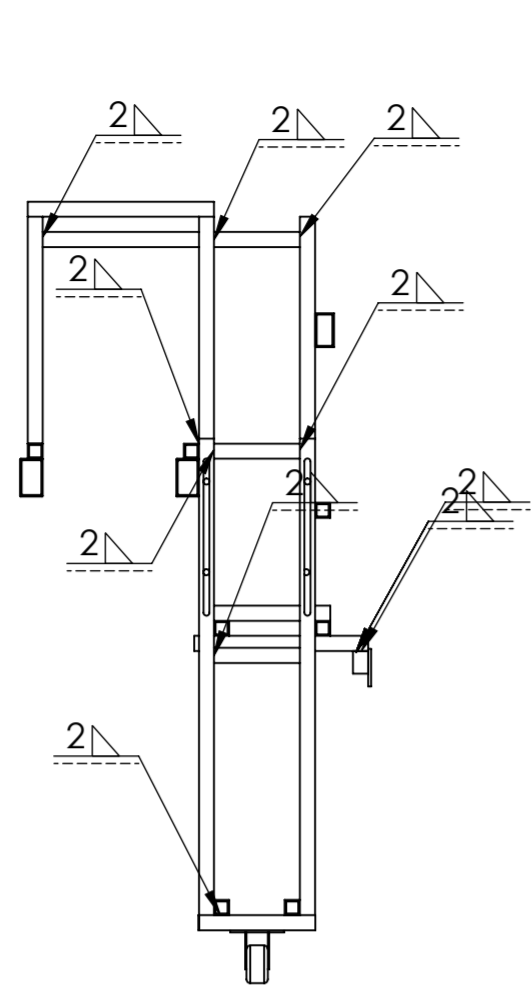
Nº	DESIGNACIÓN	L[mm]
5-19-1	CHAVETA EJE SUPERIOR	40
5-19-2	CHAVETA EJE MEDIO	24
5-19-3	CHAVETA EJE INFERIOR CENTRAL	40
5-19-4	CHAVETA EJE INFERIOR FRENO	26
5-19-5	CHAVETA BRIDA DE ACOPLÉ EJE MEDIO	31

Nº	DESIGNACIÓN	CANT.	MATERIAL
5-24	PIÑÓN DE CADENA 3	1	SAE 1045
5-23	PIÑÓN DE CADENA 2	1	SAE 1045
5-22	EJE SUPERIOR	11	SAE 4340
5-21	ENGRANE	1	SAE 4340
5-20	BRIDA ACOPLÉ EJE MEDIO	1	SAE 1045
5-19	CHAVETAS	1	SAE 1045
5-18	ACOPLE CIGÜEÑAL EJE MEDIO	1	SAE 1045
5-16	DESCANRO RODAMIENTO 2	1	
5-15	PIÑÓN	1	SAE 1045
5-10	EJE MEDIO	1	SAE4340
5-9	BRIDA DISCO DE FRENO	1	SAE 1045
5-7	DISCO DE FRENO	1	
5-6	DESCANRO DE RODAMIENTO 1	5	
5-5	EJE INFERIOR	1	SAE 4340
5-4	PIÑÓN CADENA 1	2	SAE 1045
5-3	CADENAS	1	

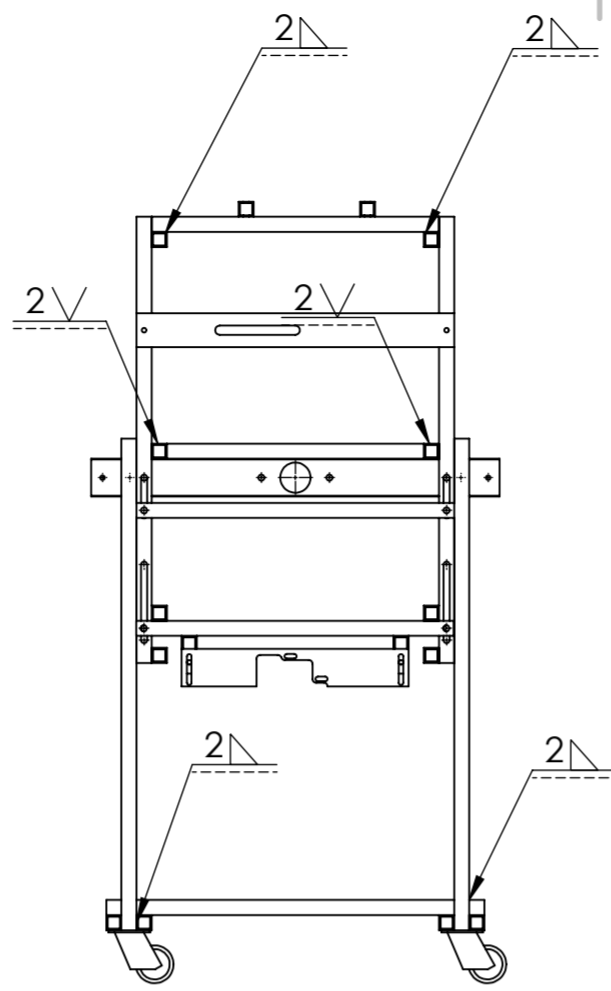
Nº	NOMBRE	FIRMA
Dibujó	Matías Losen Andrade	
Revisó	Matías Losen Andrade	
Aprobó	Roberto Concalán Pavia	

Departamento de Ingeniería Mecánica
Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas
Universidad de Chile

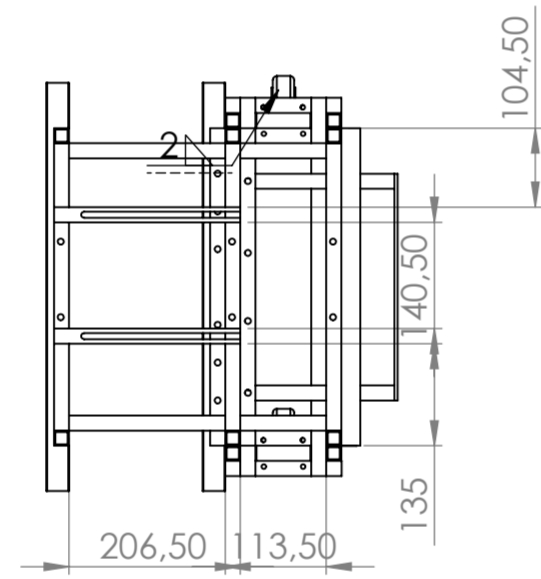
ESCALA: 1:2 (1:5) Plano: 5-2
TRANSMISIÓN DERECHA Reducciones



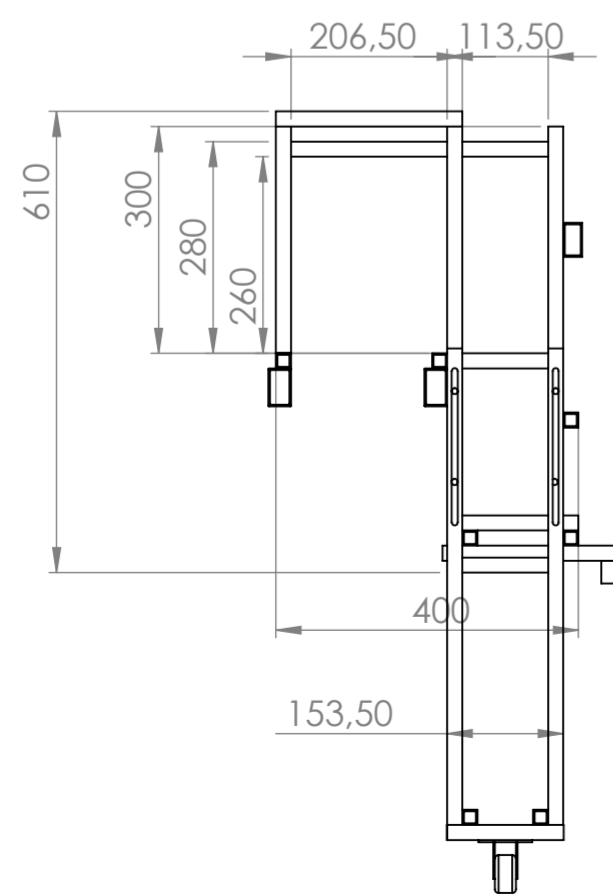
VISTA LATERAL
ESCALA 1:10



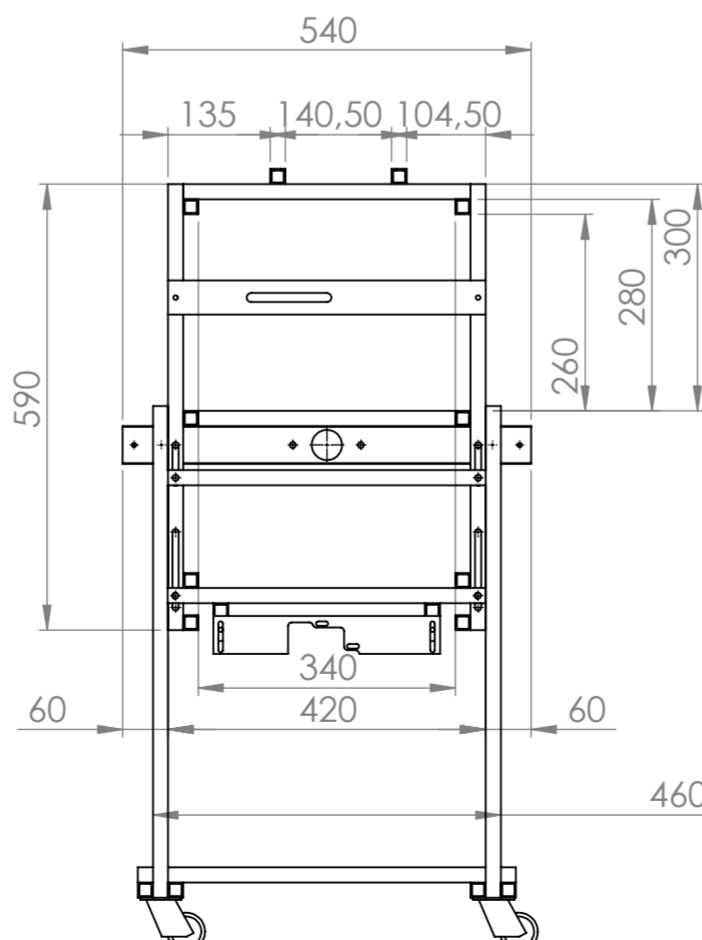
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:10



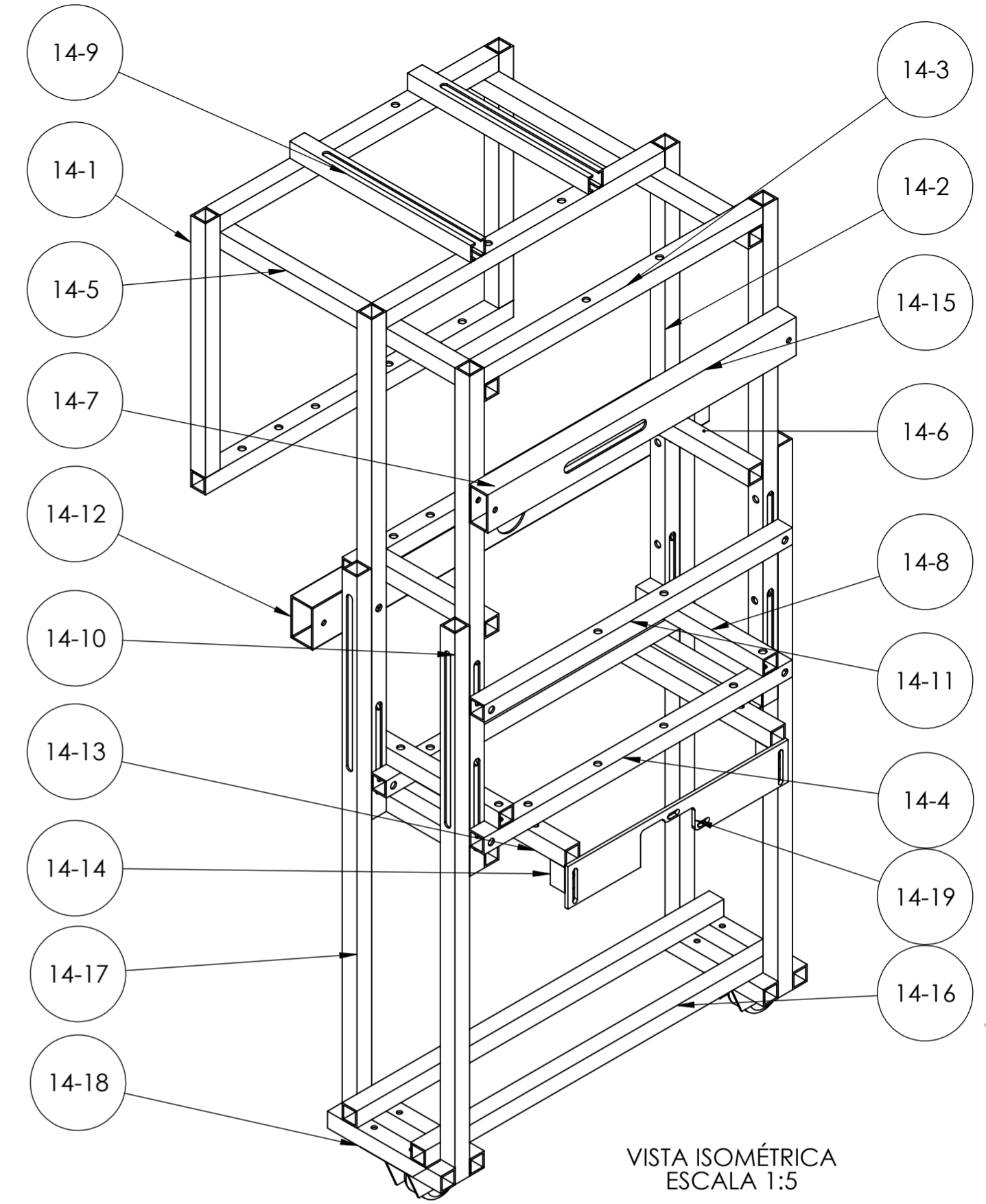
VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:10



VISTA LATERAL
ESCALA 1:10



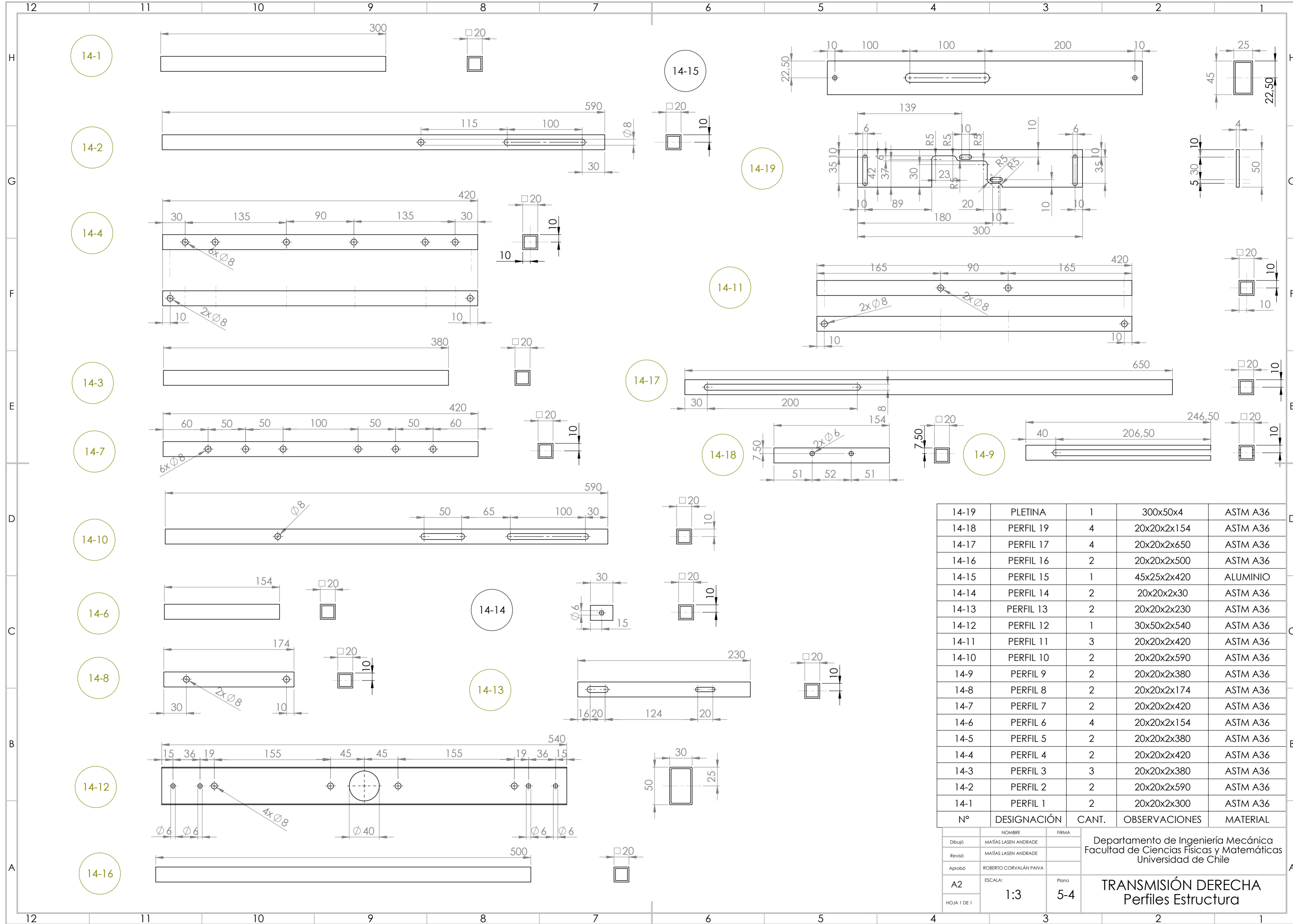
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:10



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5

14-19	PLETINA	1	30x50x4	5-4
14-18	PERFIL 18	4	20x20x2x154	5-4
14-17	PERFIL 17	4	20x20x2x650	5-4
14-16	PERFIL 16	2	20x20x2x500	5-4
14-15	PERFIL 15	1	45x25x2x420	5-4
14-14	PERFIL 14	2	20x20x2x30	5-4
14-13	PERFIL 13	2	20x20x2x230	5-4
14-12	PERFIL 12	1	30x50x2x540	5-4
14-11	PERFIL 11	1	20x20x2x420	5-4
14-10	PERFIL 10	2	20x20x2x590	5-4
14-9	PERFIL 9	2	20x20x2x380	5-4
14-8	PERFIL 8	2	20x20x2x173.5	5-4
14-7	PERFIL 7	1	20x20x2x420	5-4
14-6	PERFIL 6	4	20x20x2x153.5	5-4
14-5	PERFIL 5	2	20x20x2x380	5-4
14-4	PERFIL 4	2	20x20x2x420	5-4
14-3	PERFIL 3	3	20x20x2x380	5-4
14-2	PERFIL 2	2	20x20x2x590	5-4
14-1	PERFIL 1	2	20x20x2x300	5-4
N°	DESIGNACIÓN	CANT.	OBSERVACIONES	REF.

Dibujó	MATÍAS LASEN ANDRADE	FIRMA	Departamento de Ingeniería Mecánica Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas Universidad de Chile
Revisó	MATÍAS LASEN ANDRADE		
Aprobó	ROBERTO CORVALÁN PAIVA		
A2	ESCALA	Plano	
HOJA 1 DE 1	1:10 (1:5)	5-3	TRANSMISIÓN DERECHA Estructura



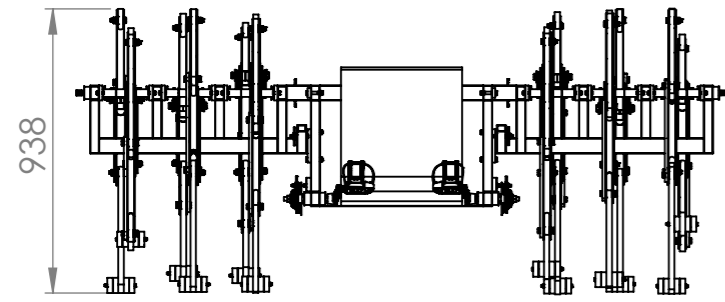
14-19	PLETINA	1	300x50x4	ASTM A36
14-18	PERFIL 19	4	20x20x2x154	ASTM A36
14-17	PERFIL 17	4	20x20x2x650	ASTM A36
14-16	PERFIL 16	2	20x20x2x500	ASTM A36
14-15	PERFIL 15	1	45x25x2x420	ALUMINIO
14-14	PERFIL 14	2	20x20x2x30	ASTM A36
14-13	PERFIL 13	2	20x20x2x230	ASTM A36
14-12	PERFIL 12	1	30x50x2x540	ASTM A36
14-11	PERFIL 11	3	20x20x2x420	ASTM A36
14-10	PERFIL 10	2	20x20x2x590	ASTM A36
14-9	PERFIL 9	2	20x20x2x380	ASTM A36
14-8	PERFIL 8	2	20x20x2x174	ASTM A36
14-7	PERFIL 7	2	20x20x2x420	ASTM A36
14-6	PERFIL 6	4	20x20x2x154	ASTM A36
14-5	PERFIL 5	2	20x20x2x380	ASTM A36
14-4	PERFIL 4	2	20x20x2x420	ASTM A36
14-3	PERFIL 3	3	20x20x2x380	ASTM A36
14-2	PERFIL 2	2	20x20x2x590	ASTM A36
14-1	PERFIL 1	2	20x20x2x300	ASTM A36
N°	DESIGNACIÓN	CANT.	OBSERVACIONES	MATERIAL

Dibujó	MATÍAS LASÉN ANDRADE	FIRMA	Departamento de Ingeniería Mecánica Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas Universidad de Chile
Revisó	MATÍAS LASÉN ANDRADE		
Aprobó	ROBERTO CORVALÁN PAIVA		
A2	ESCALA:	Plano	TRANSMISIÓN DERECHA Perfiles Estructura
HOJA 1 DE 1	1:3	5-4	

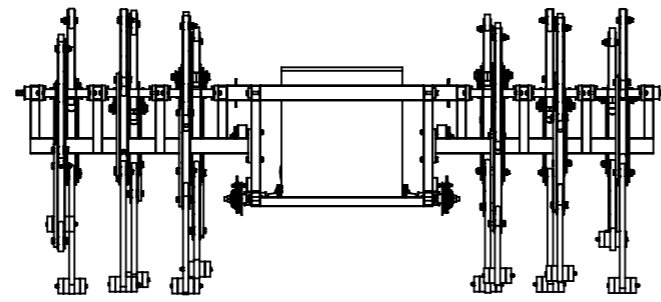
Anexo D
Planos de vehículo disponible

Índice de planos de vehículo disponible

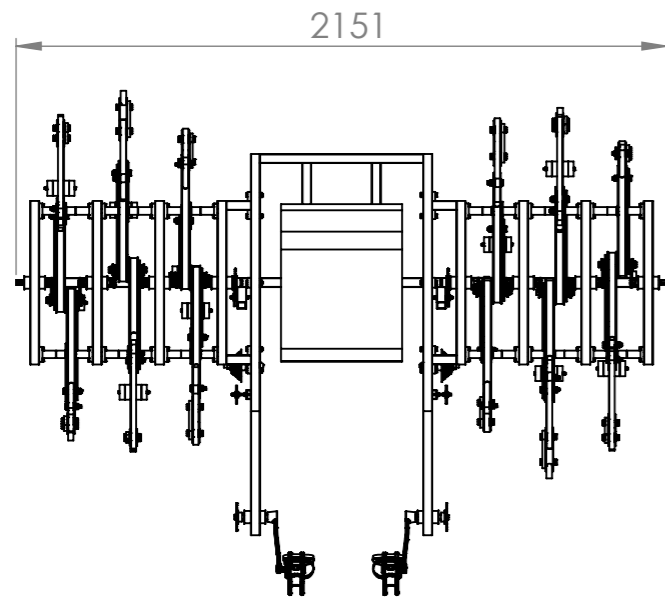
‘Plano Conjunto: Vehículo’	Plano 1-A
‘Plano Subconjunto: Chasis’	Plano 2-A
‘Plano Despiece: Perfiles Chasis’	Plano 2-B
‘Plano Soldadura: Chasis’	Plano 2-C
‘Plano Subconjunto: Patas’	Plano 3-A
‘Plano Despiece: Madera’	Plano 3-B
‘Plano Despiece: Aluminio’	Plano 3-C
‘Plano Subconjunto: Soporte Patas’	Plano 4-A
‘Plano Despiece: Cigüeñal’	Plano 4-B
‘Plano Subconjunto: Cigüeñal’	Plano 5-A
‘Plano Soldadura y Despiece: Cigüeñal’	Plano 5-B
‘Plano Subconjunto: Sistema Transmisión’	Plano 6-A



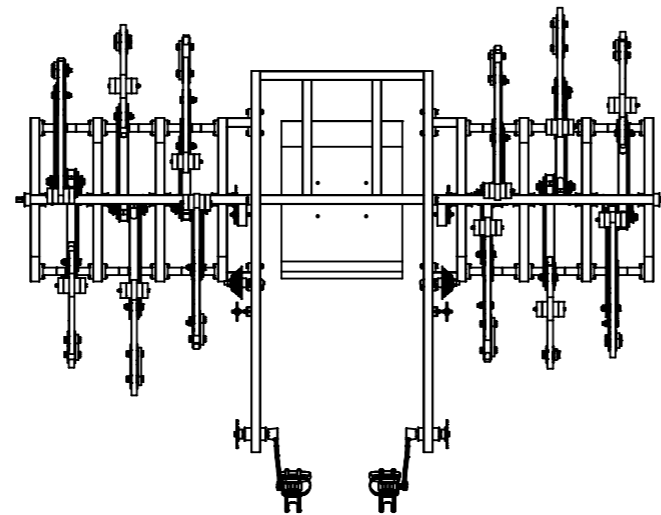
VISTA FRONTAL



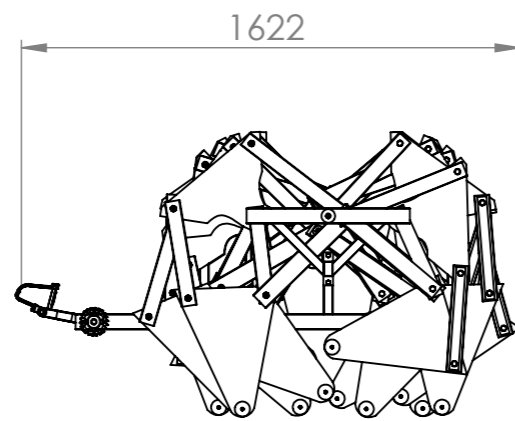
VISTA POSTERIOR



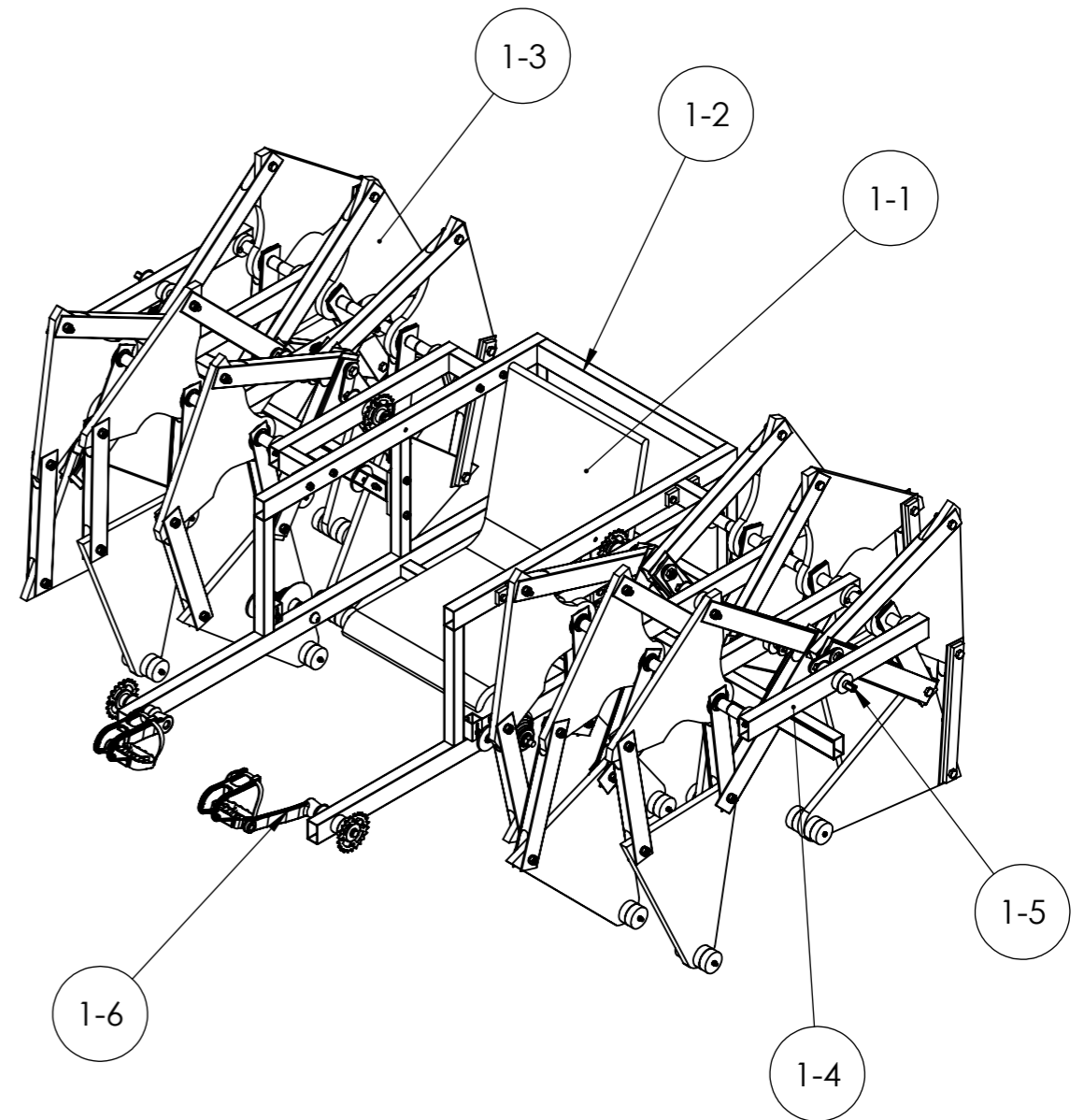
VISTA SUPERIOR



VISTA INFERIOR



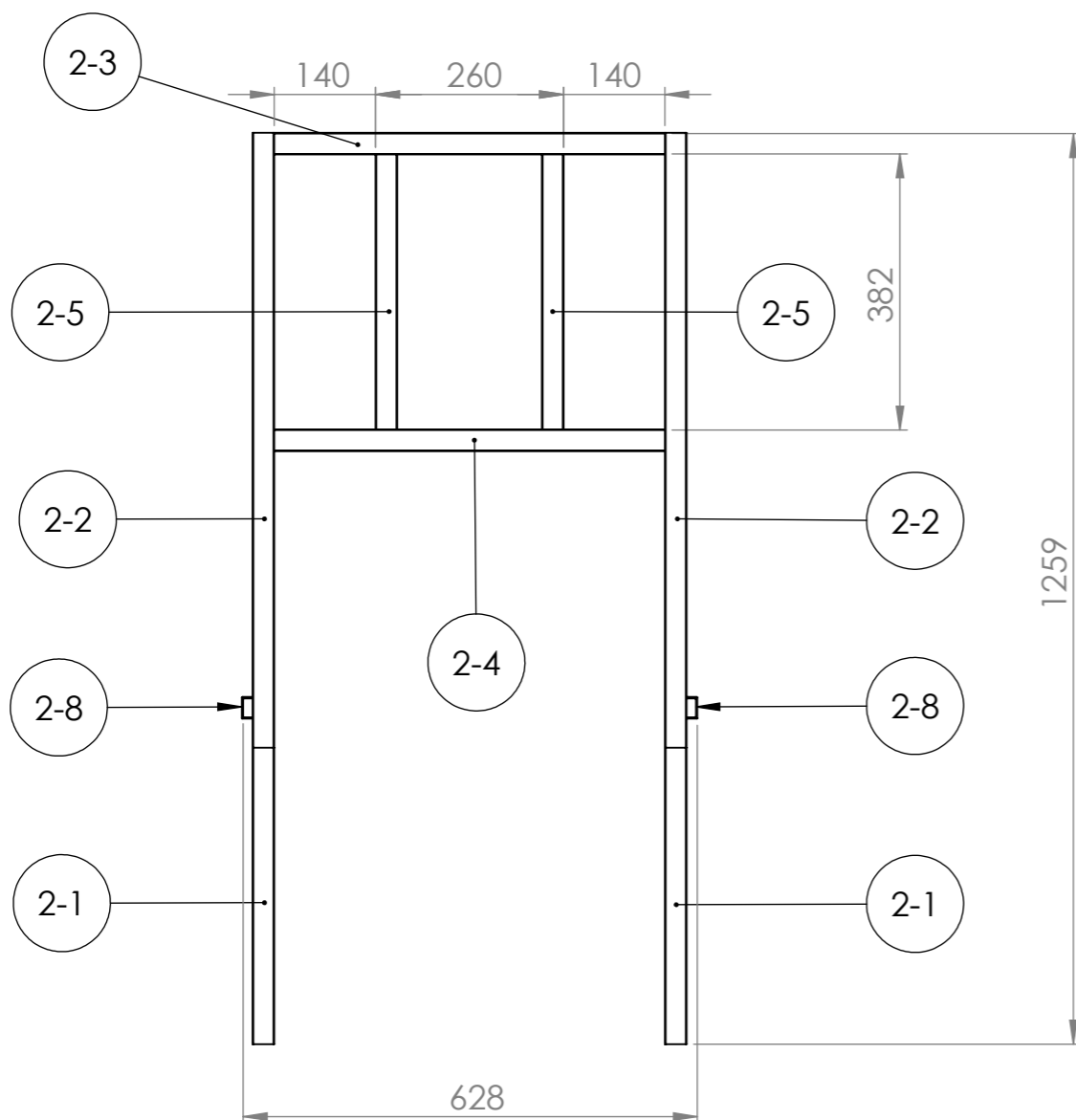
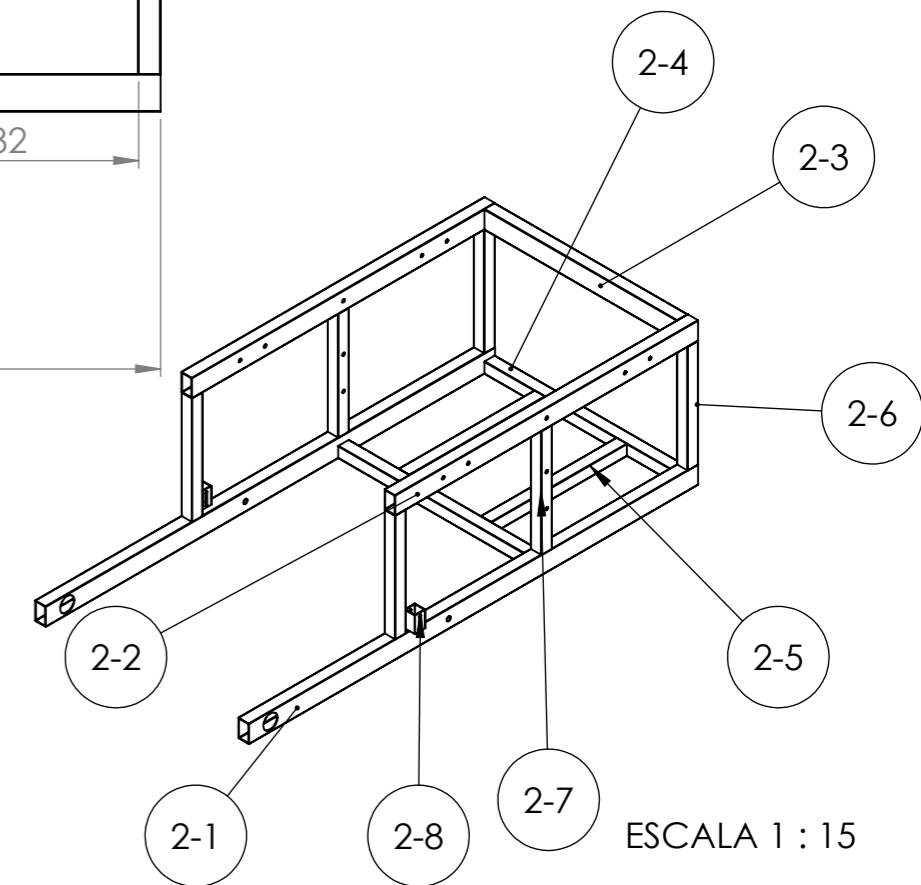
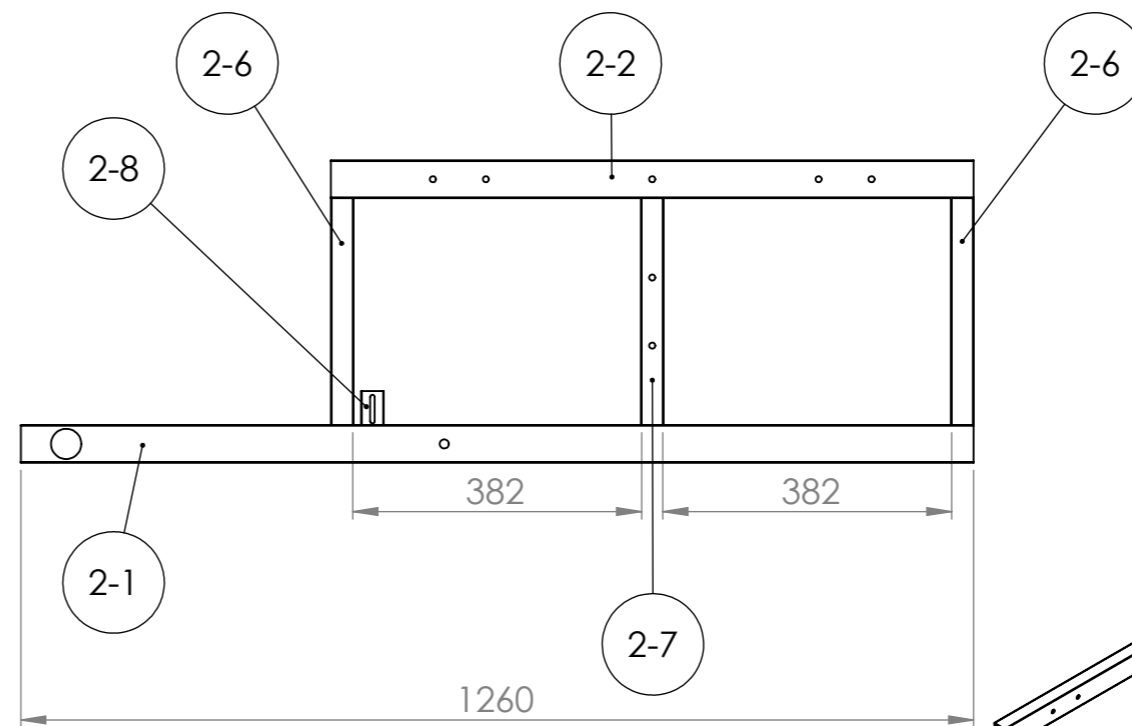
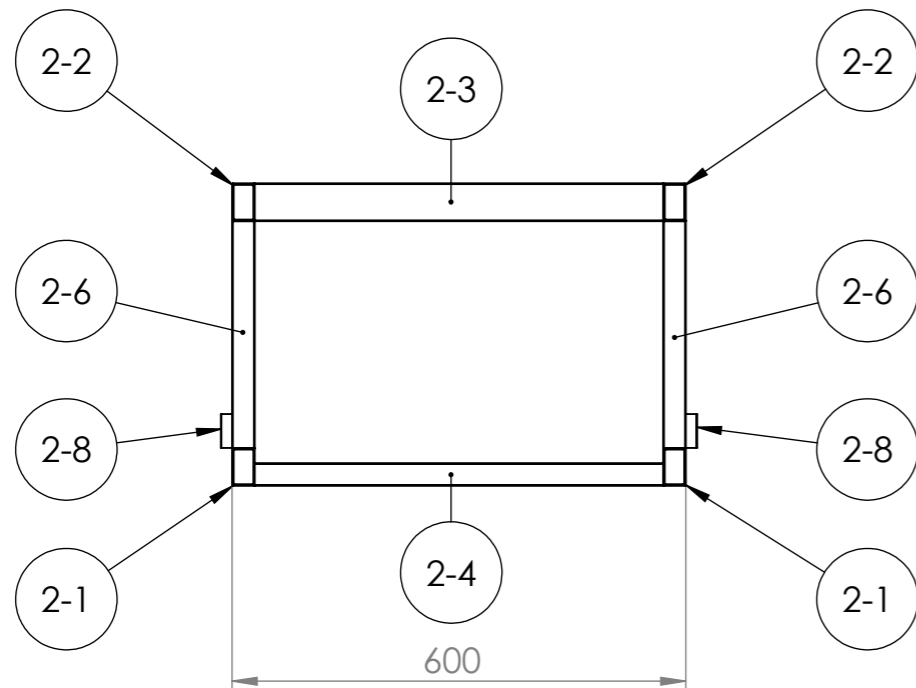
VISTA LATERAL



ESCALA 1 : 15

1-6	TRANSMISION	2		6-A
1-5	CIGUENAL	2		5-A
1-4	SOPORTE PATAS	2		4-A
1-3	PATA	12		3-A
1-2	CHASIS	1		2-A
1-1	ASIENTO	1	SOLMMET COD. SEE-01	

N°	DESIGNACION	CAN	OBSERVACIONES	REF
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	Pepparaña MM Titulo: Plano Conjunto: Vehículo
DIBUJ.	PR		30/08/2015	
VERIF.	IQ		31/08/2015	
APROB.	RC			
FABR.				
MATERIAL:			N.º DE PLANO	1-A
REVISIÓN:		0	ESCALA:	1:25 (1:15)
			HOJA 1 DE 1	A3

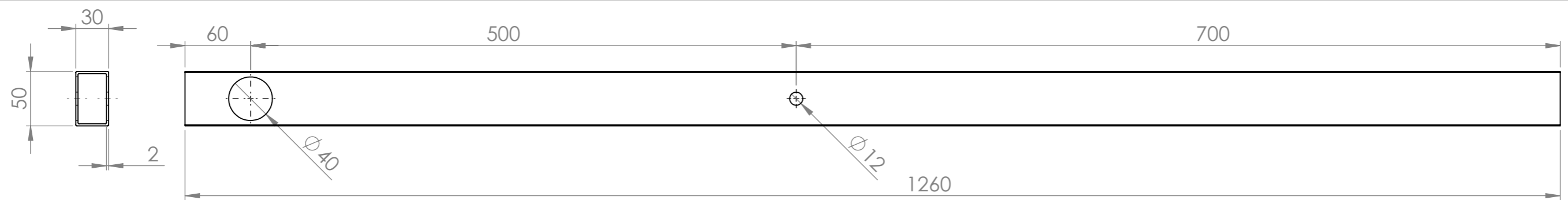


2-8	SOPORTE TERSOR	2	ACERO A37-24ES	2-B
2-7	PILAR MEDIO	2	ACERO A37-24ES	2-B
2-6	PILAR EXTERNO	4	ACERO A37-24ES	2-B
2-5	BASE ASIENTO	2	ACERO A37-24ES	2-B
2-4	TRAVESAÑO INFERIOR	2	ACERO A37-24ES	2-B
2-3	TRAVESAÑO SUPERIOR	1	ACERO A37-24ES	2-B
2-2	LARGUERO SUPERIOR	2	ACERO A37-24ES	2-B
2-1	LARGUERO INFERIOR	2	ACERO A37-24ES	2-B
Nº	DESIGNACION	CAN	MATERIAL	REF

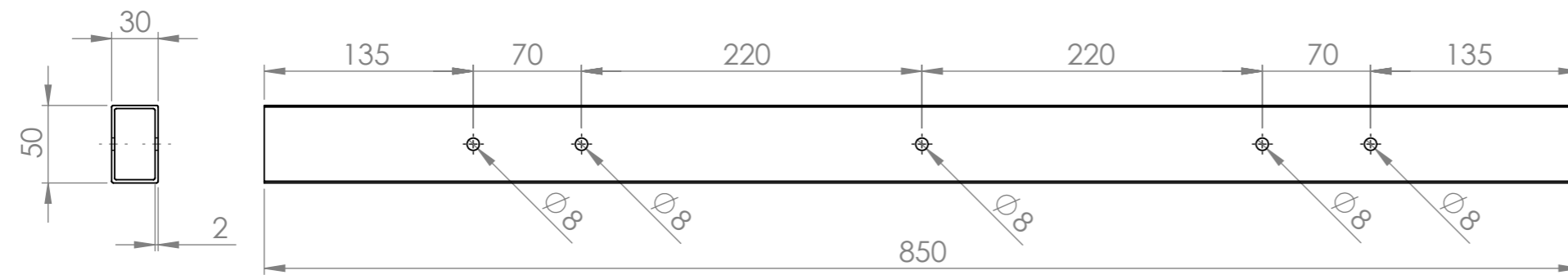
NOMBRE		FIRMA		FECHA	
DIBUJ.	PR			21/08/2015	
VERIF.	IQ			21/08/2015	
APROB.	RC				
FABR.					
MATERIAL: Acero			N.º DE PLANO		A3
REVISIÓN: 0			ESCALA: 1:10 (1:15)		HOJA 1 DE 1

Pepparaña MM
Plano Subconjunto:
Chasis

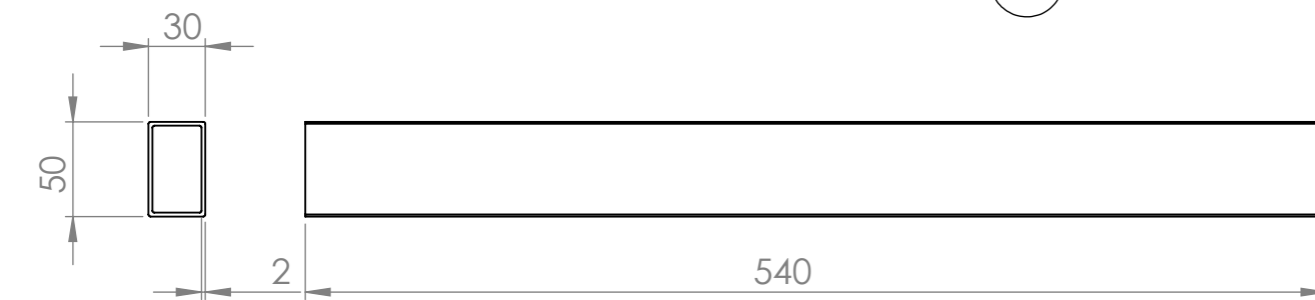
2-A



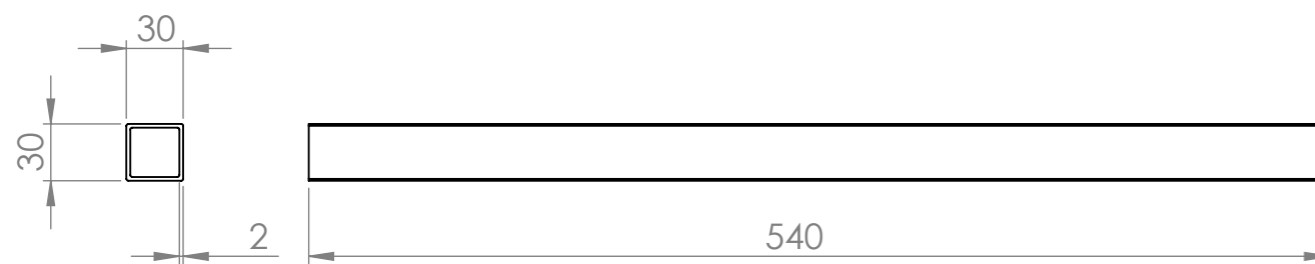
(2-1)



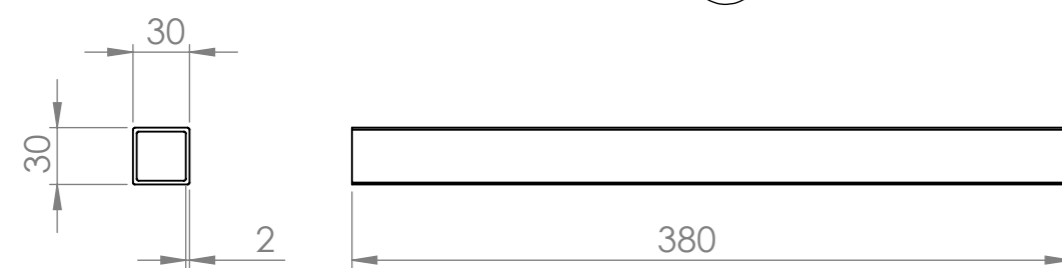
(2-2)



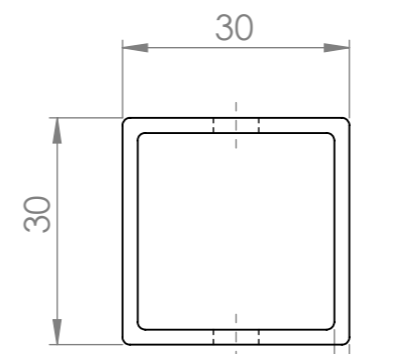
(2-3)



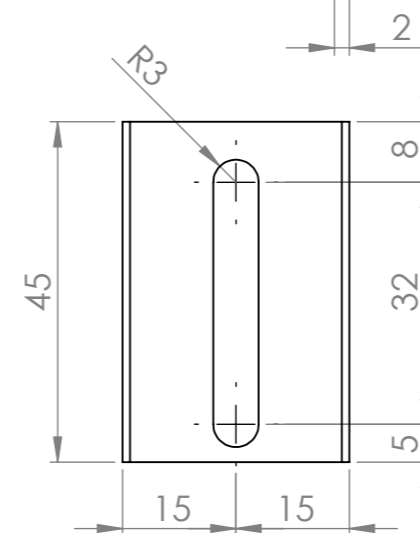
(2-4)



(2-5)

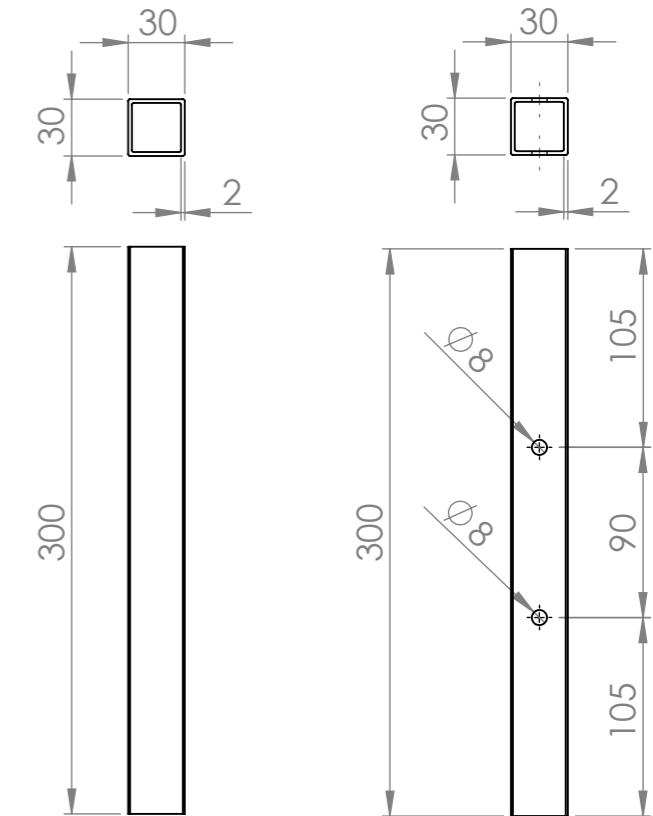


(2-6)



(2-8)

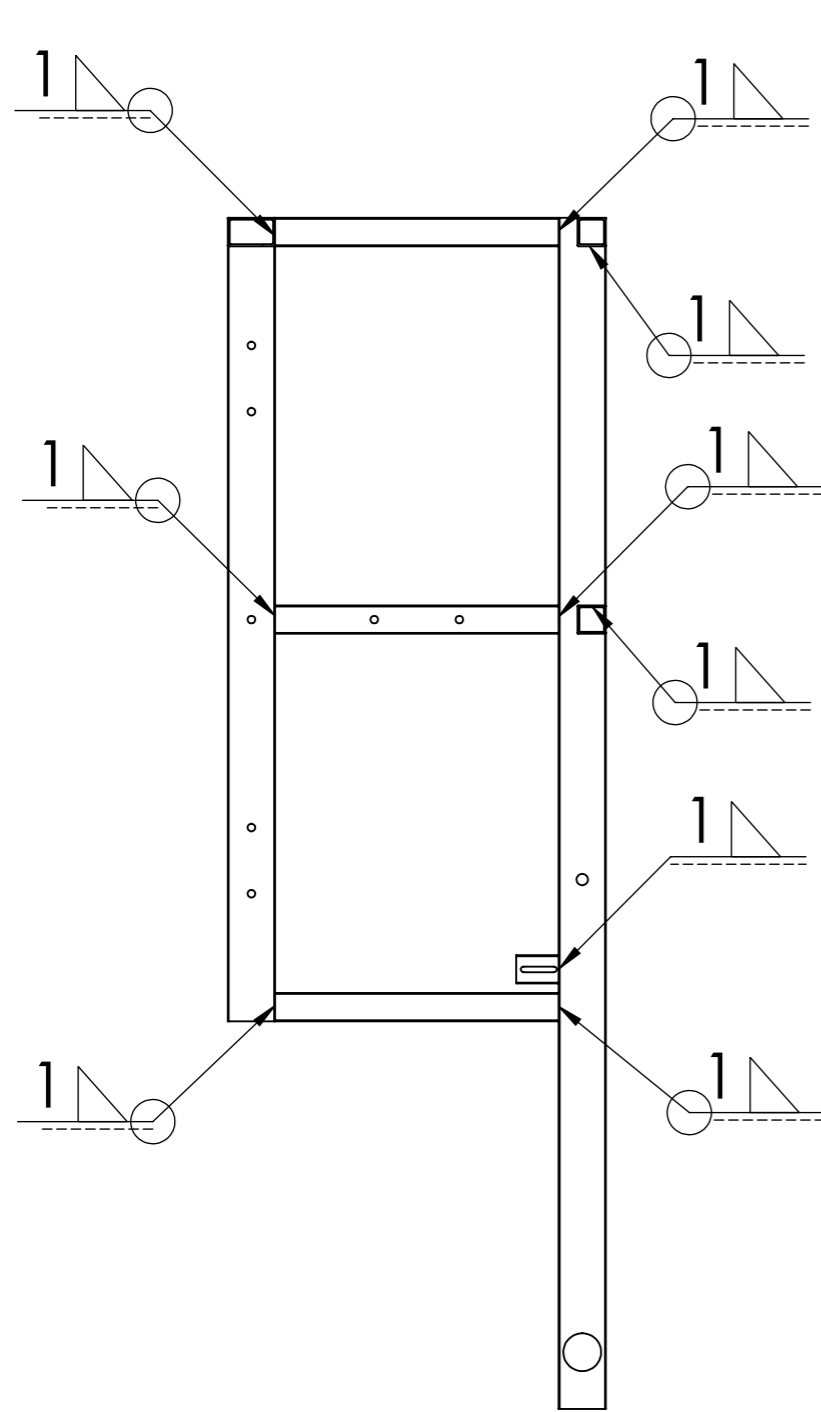
ESCALA 1:1



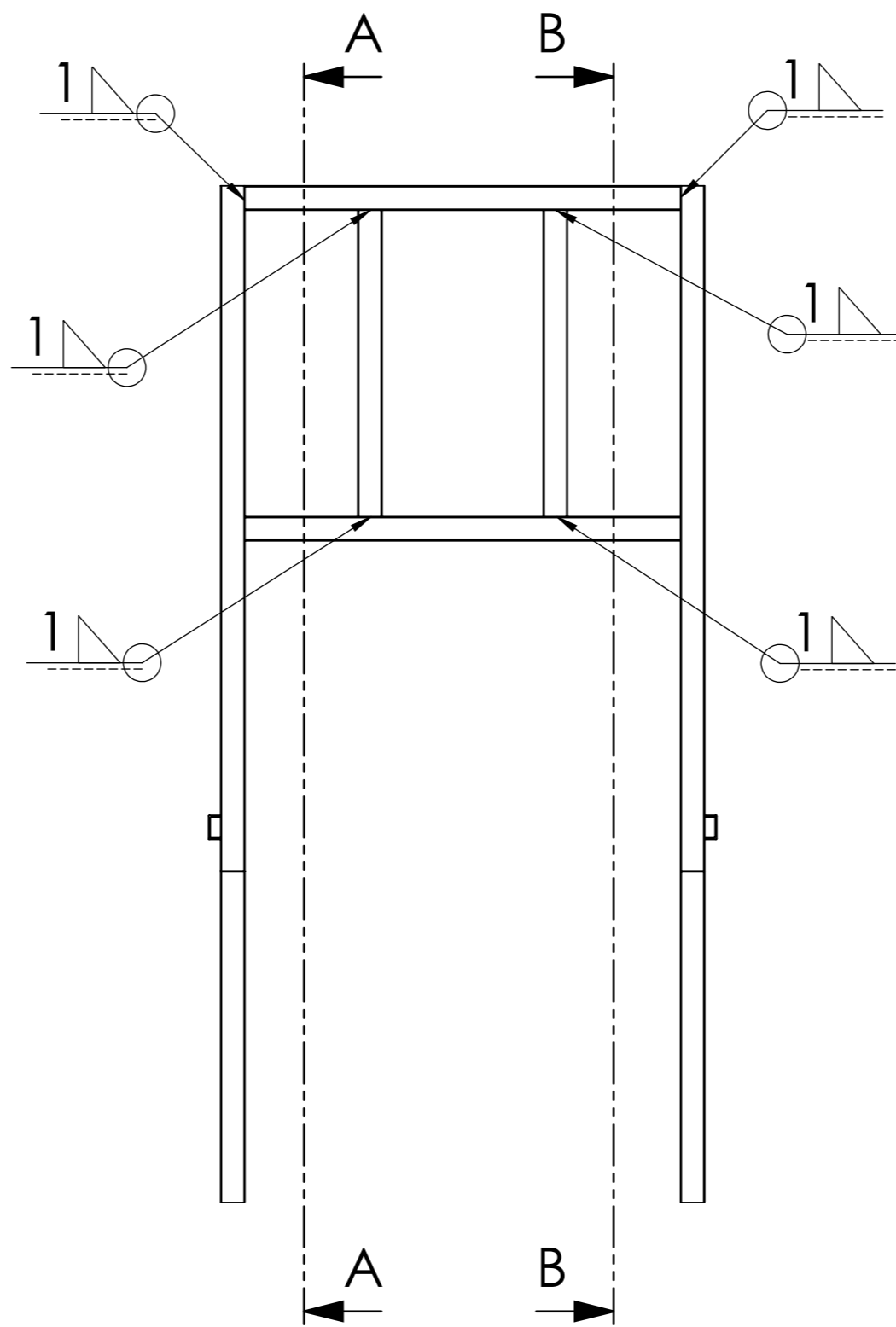
(2-7)

N°	DESIGNACION	CAN	MATERIAL
2-8	SOPORTE TENSOR	2	ACERO A37-24ES
2-7	PILAR CENTRO	2	ACERO A37-24ES
2-6	PILAR EXTERNO	4	ACERO A37-24ES
2-5	BASE ASIENTO	2	ACERO A37-24ES
2-4	TRAVESAÑO INFERIOR	2	ACERO A37-24ES
2-3	TRAVESAÑO SUPERIOR	1	ACERO A37-24ES
2-2	LARGUERO SUPERIOR	2	ACERO A37-24ES
2-1	LARGUERO INFERIOR	2	ACERO A37-24ES

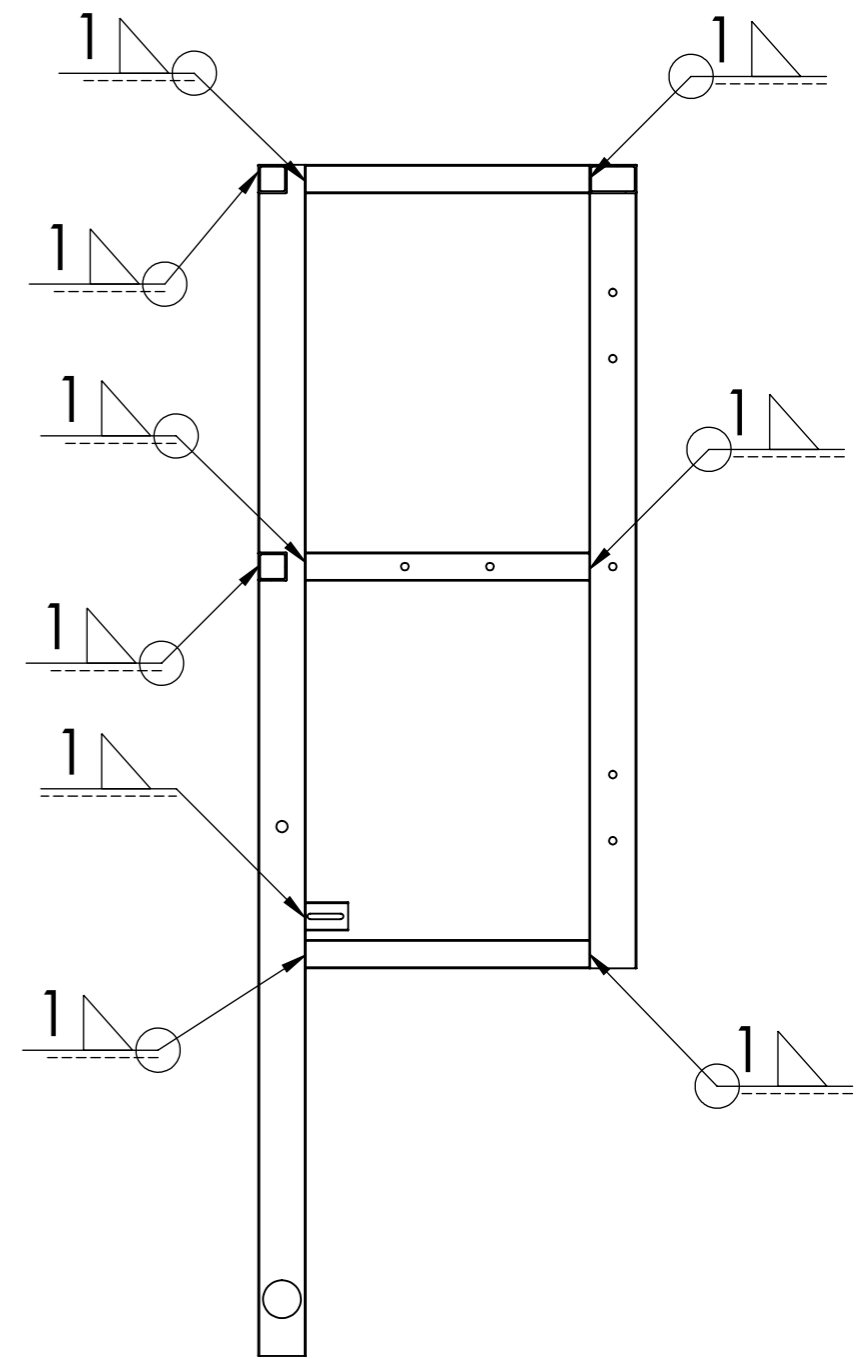
NOMBRE			FIRMA		FECHA		TITULO: Pepparaña MM Plano Despiece: Perfiles Chasis
DIBUJ.	PR				21/08/2015		
VERIF.	IQ				21/08/2015		
APROB.	RC						
FABR.							
MATERIAL: Acero			N.º DE PLANO		2-B		A3
REVISIÓN: 0			ESCALA: 1:4 (1:1)		HOJA 1 DE 1		



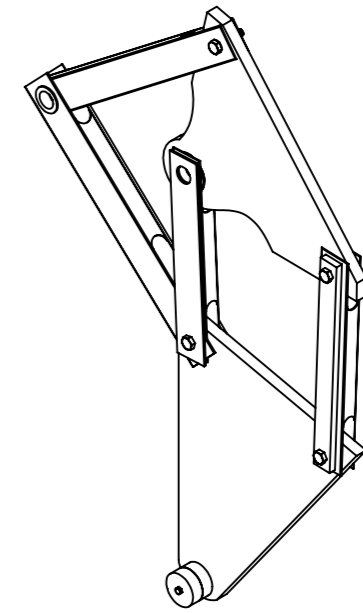
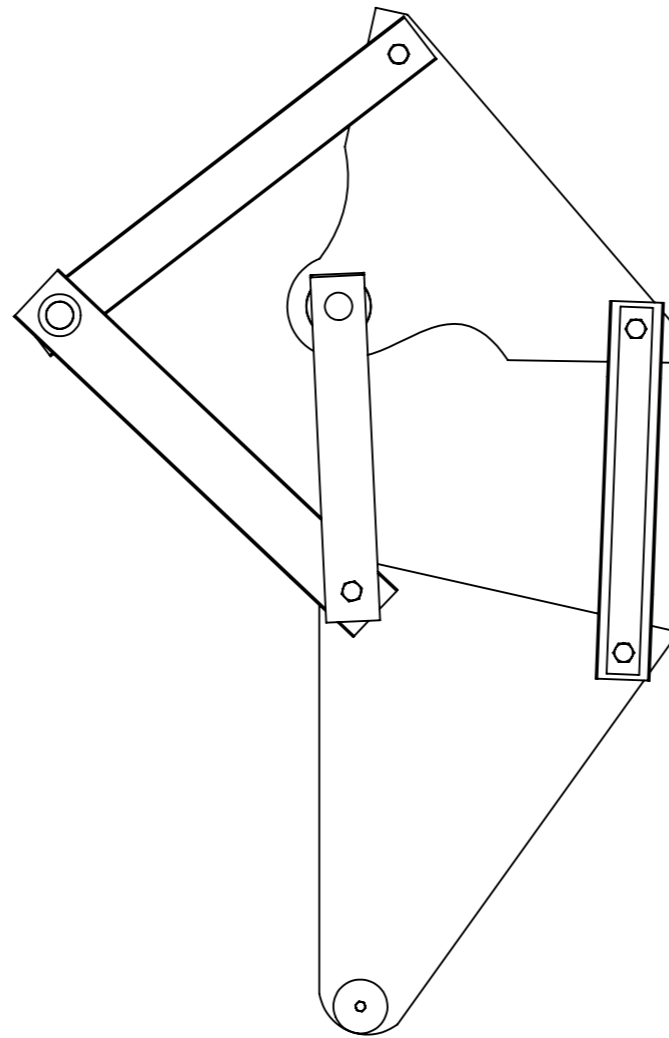
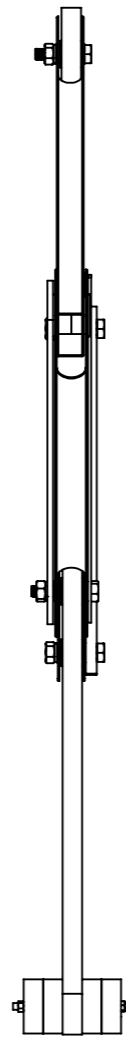
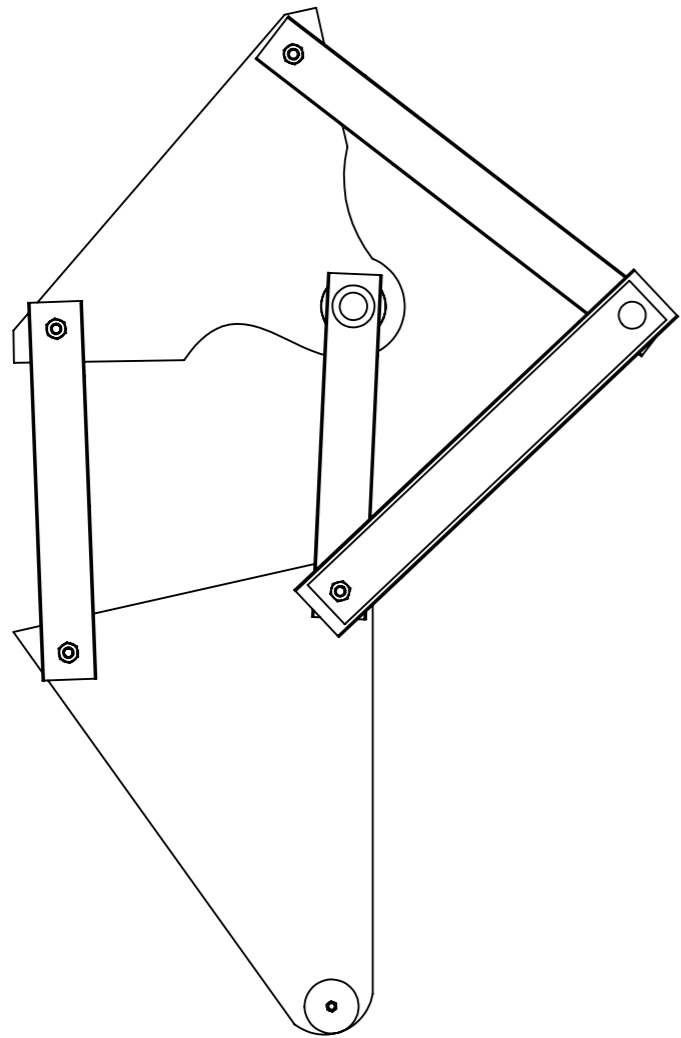
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 8



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 8

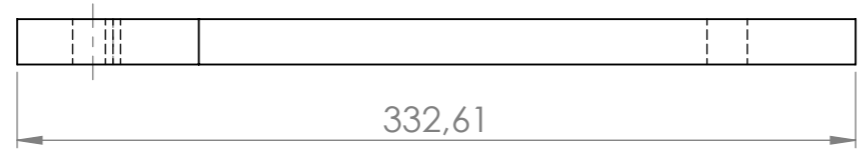
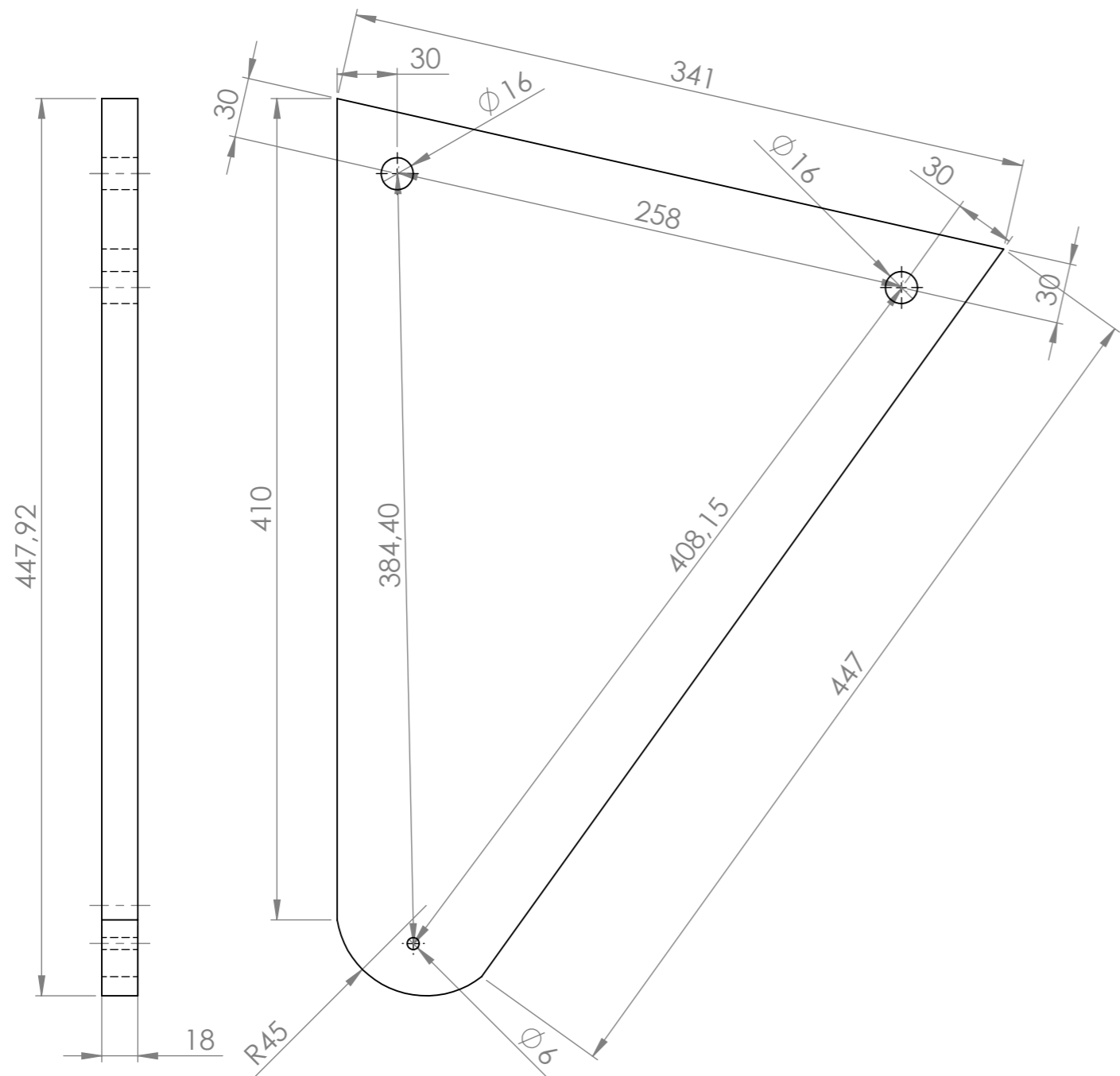


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	Pepparaña MM	
DIBUJ.	PR		21/08/2015	TITULO: Plano Soldadura: Chasis	
VERIF.	IQ		21/08/2015		
APROB.	RC				
FABR.					
MATERIAL:			N.º DE PLANO		A3
REVISIÓN: 0			ESCALA: 1:8	HOJA 1 DE 1	
			2-C		

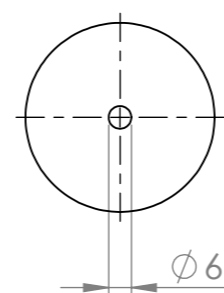
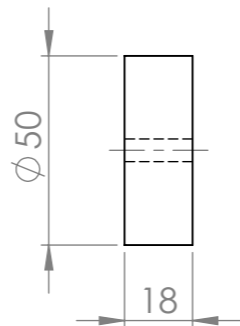


3-22	PERNO HEX. M10x55 8.8	1		
3-21	PLETINA 372	1	ACERO A37-24ES	
3-20	TUERCA A10	4		
3-19	GOLILLA PRESION A10	4		
3-18	PERNO HEX. M10x45 8.8	3		
3-17	PLETINA 264	1	ACERO A37-24ES	
3-16	PLETINA 300	1	ACERO A37-24ES	
3-15	BUJE CORTO 1"	2	BRONCE LATON	
3-14	BUJE LARGO 1"	2	TECHNYL	
3-13	PERFIL RECT. 50x25x1,4x451	1	ALUMINIO 6060	
3-12	GOLILLON A35	2		
3-11	TRIANGULO SUPERIOR	1	MADERA TREFILADA	
3-10	BUJE LARGO M10	2	TECHNYL	
3-9	PERFIL RECT. 60x30x1,4x432	1	ALUMINIO 6060	
3-8	PERFIL RECT. 50x25x1,4x319	1	ALUMINIO 6060	
3-7	BUJE CORTO M10	6	TECHNYL	
3-6	GOLILLA PLANA A16	8		
3-5	PERFIL RECT. 50x25x1,4x350	1	ALUMINIO 6060	
3-4	TUERCA A6	1		
3-3	PERNO HEX. M6x100 8.8	1		
3-2	ZAPATO	4	MADERA TREFILADA	
3-1	TRIANGULO INFERIOR	1	MADERA TREFILADA	
N°	DESIGNACION	CAN	MATERIAL	REF

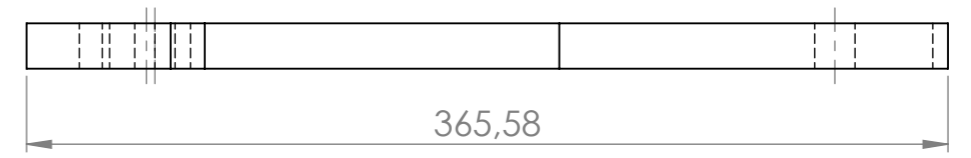
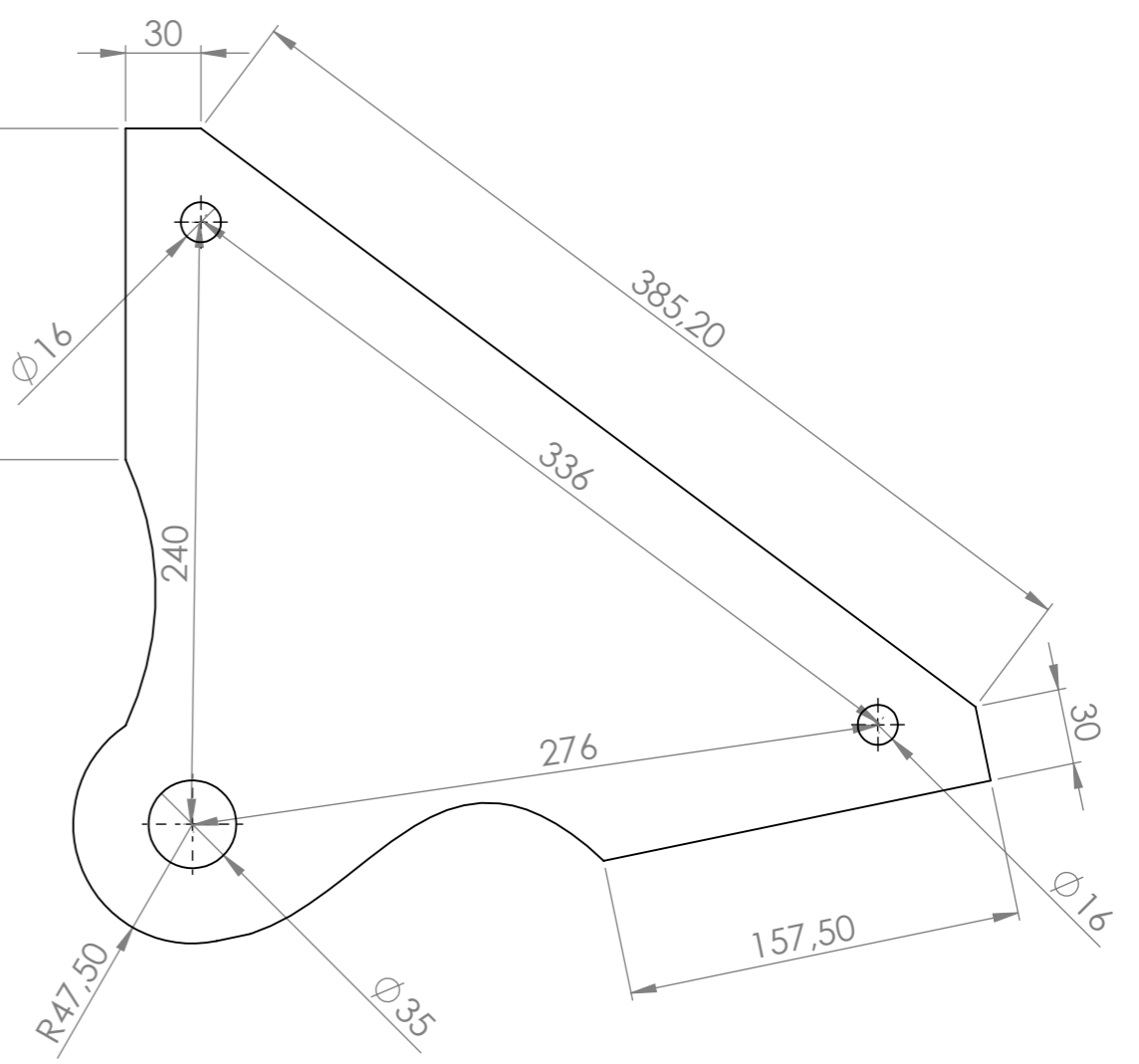
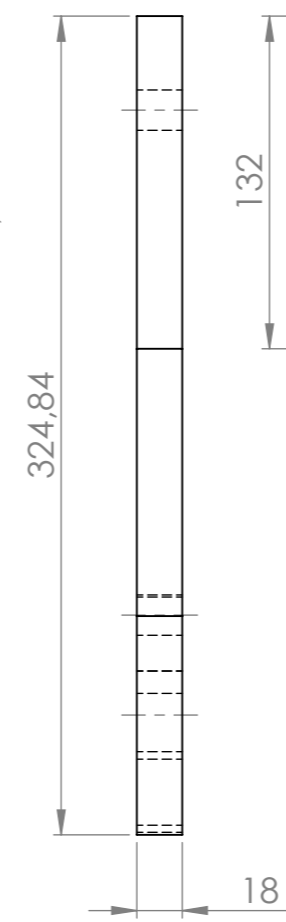
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	Pepparaña MM Titulo: Plano Subconjunto: Pata	
DIBUJ.	PR		21/08/2015		
VERIF.	IQ		21/08/2015		
APROB.	RC		21/08/2015		
FABR.				N.º DE PLANO	A3
MATERIAL:			03-A		
REVISIÓN:	1	ESCALA:	1:1	HOJA 1 DE 1	



3-1



3-2 ESCALA 1 : 2

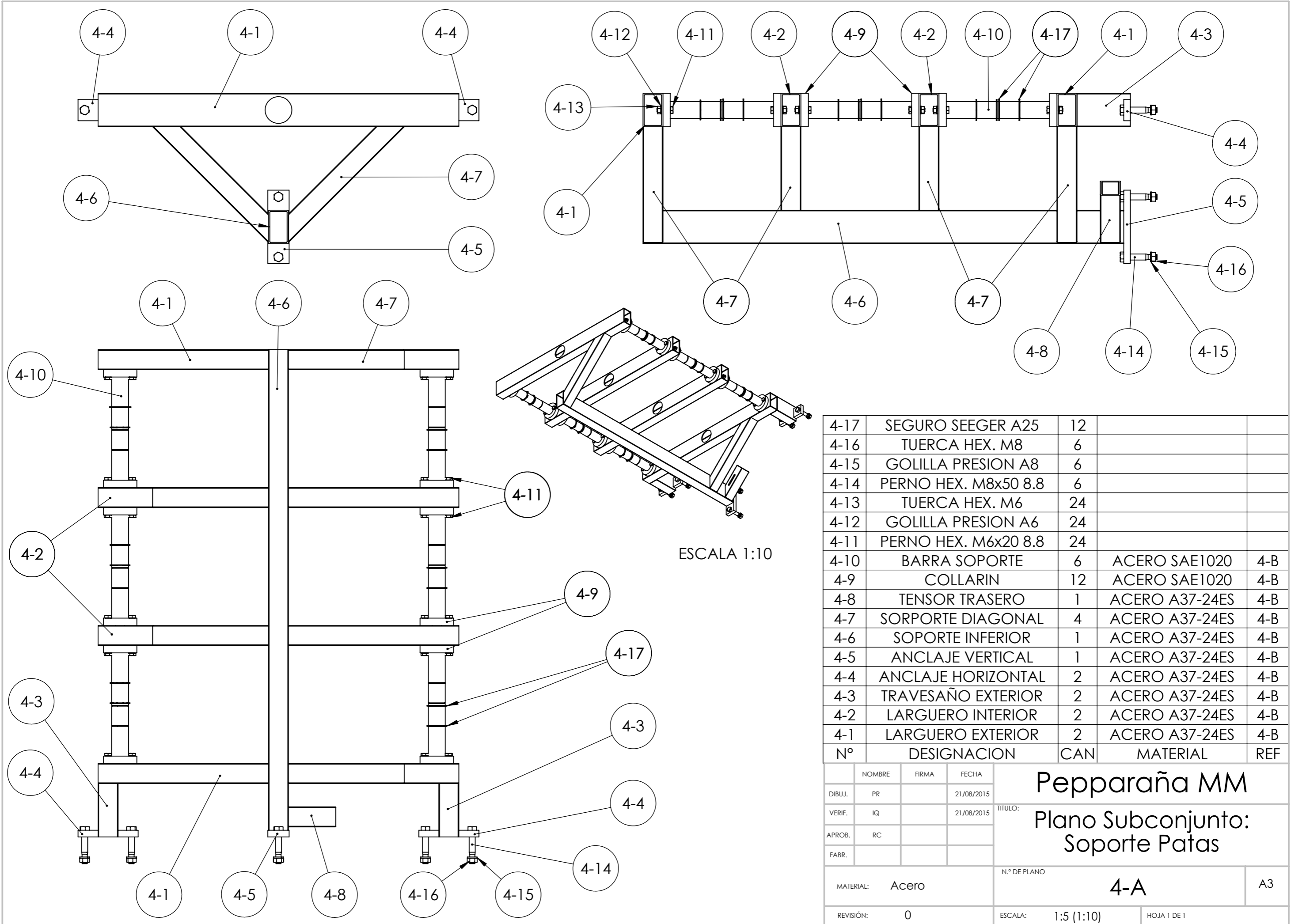


3-11

Nº	DESIGNACION	CAN	MATERIAL
3-11	TRIANGULO SUPERIOR	12	MADERA TREFILADA
3-2	ZAPATO	48	MADERA TREFILADA
3-1	TRIANGULO INFERIOR	12	MADERA TREFILADA

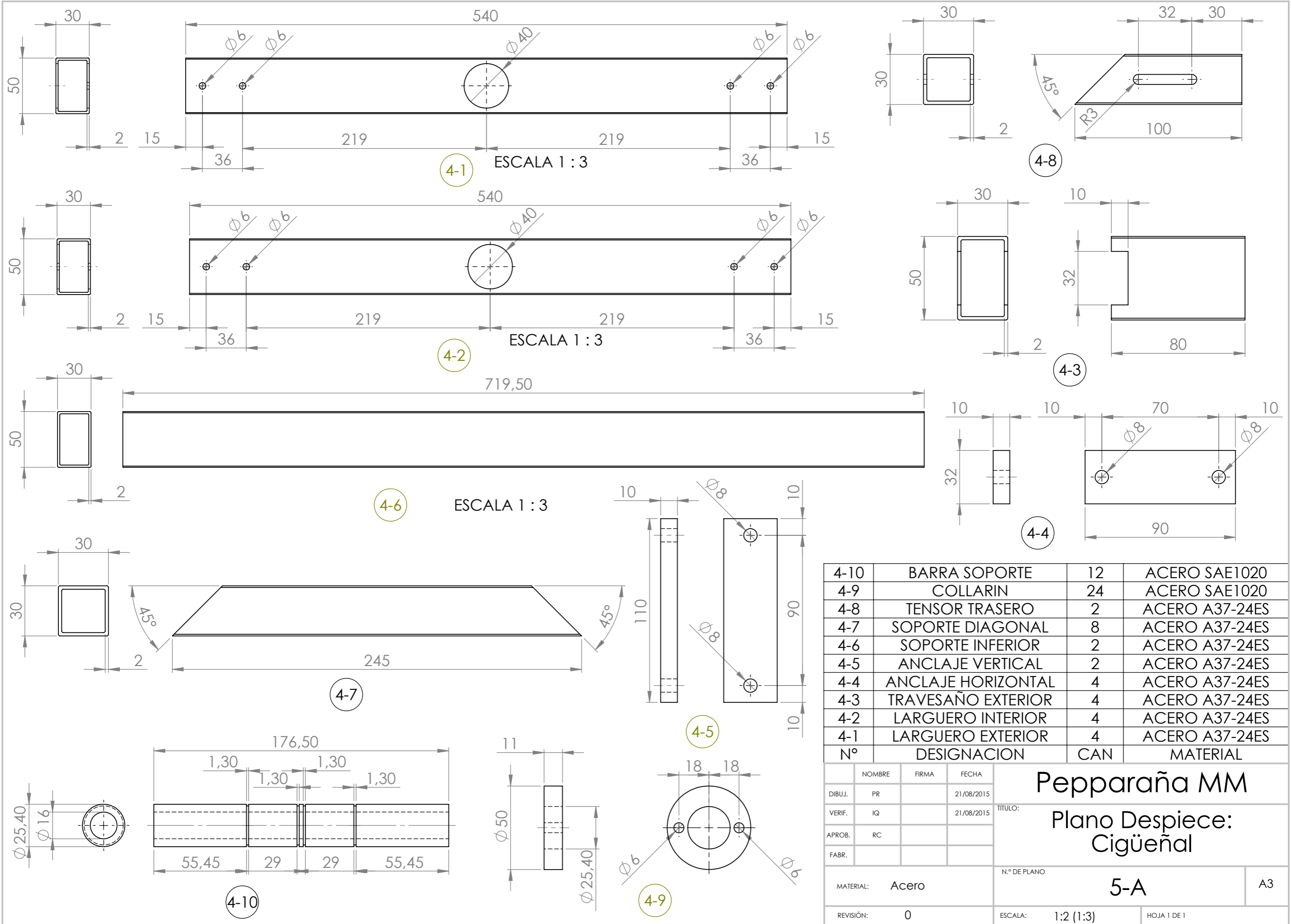
NOMBRE	FIRMA	FECHA	Pepparaña MM TITULO: Plano Despiece: Madera
DIBUJ.	PR	21/08/2015	
VERIF.	IQ	21/08/2015	
APROB.	RC		
FABR.			
MATERIAL:			N.º DE PLANO
			3-B
REVISIÓN: 0			ESCALA: 1:3 (1:2)
			HOJA 1 DE 1

A3



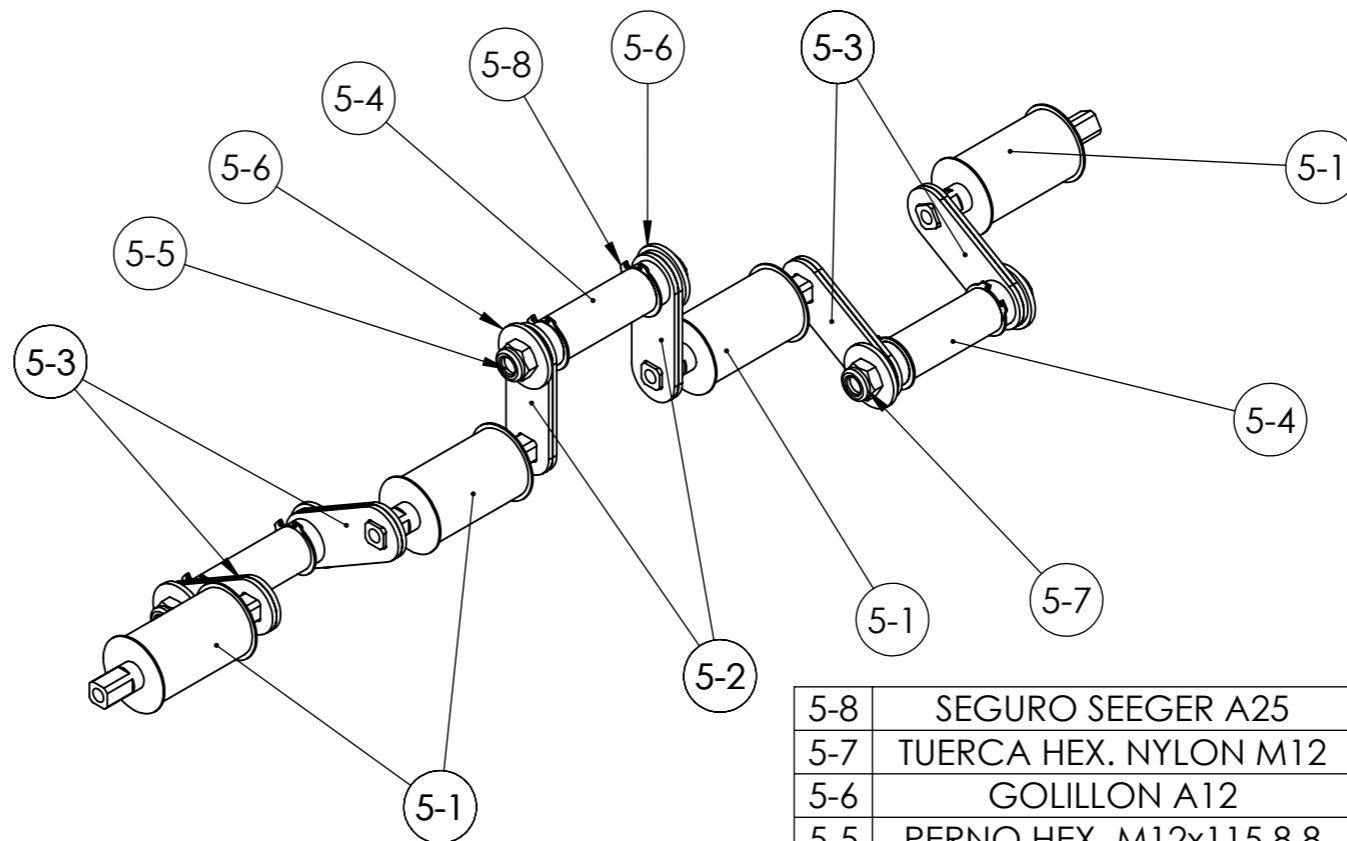
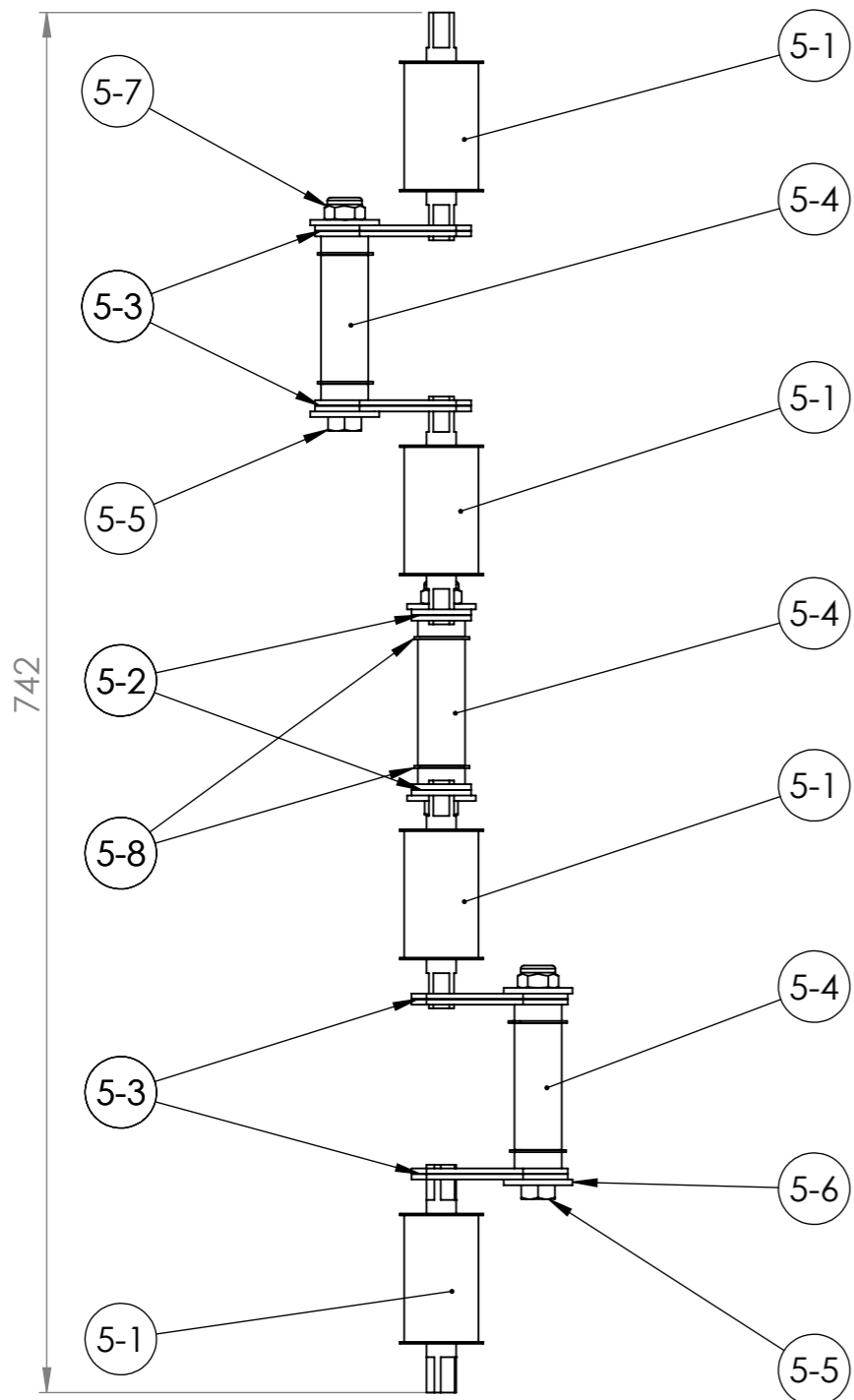
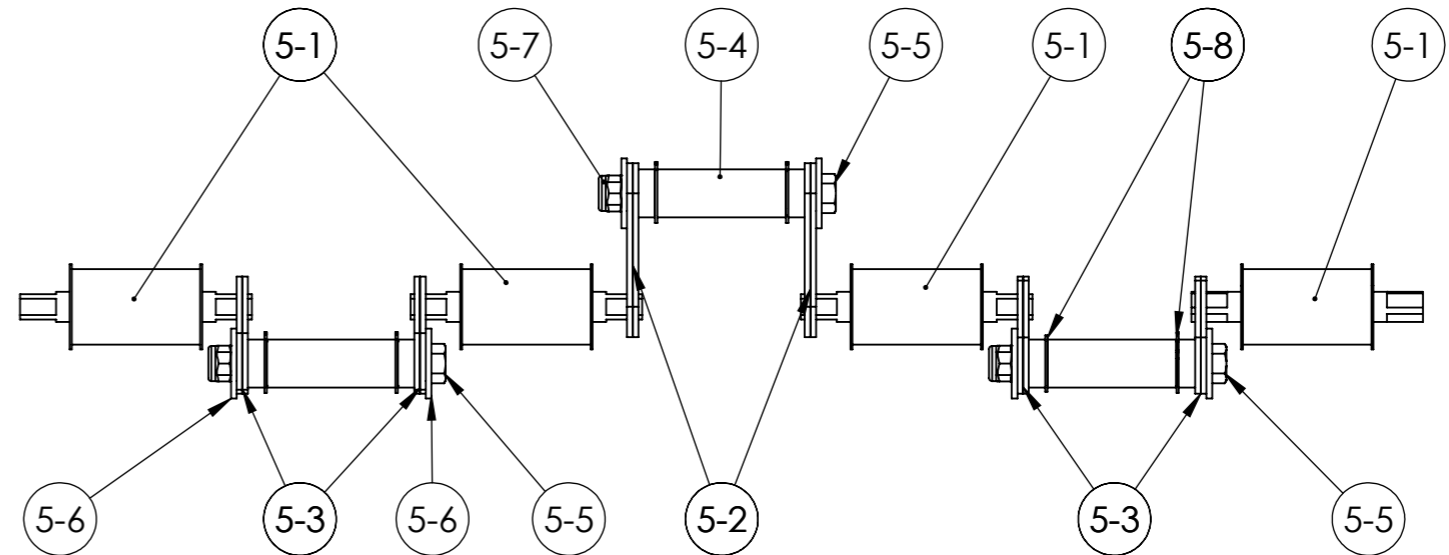
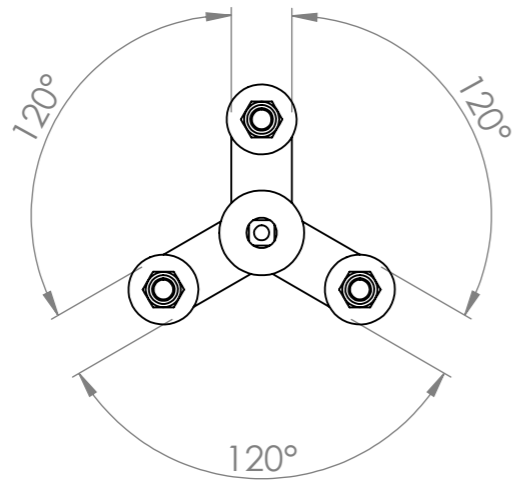
4-17	SEGURO SEEGER A25	12		
4-16	TUERCA HEX. M8	6		
4-15	GOLILLA PRESION A8	6		
4-14	PERNO HEX. M8x50 8.8	6		
4-13	TUERCA HEX. M6	24		
4-12	GOLILLA PRESION A6	24		
4-11	PERNO HEX. M6x20 8.8	24		
4-10	BARRA SOPORTE	6	ACERO SAE1020	4-B
4-9	COLLARIN	12	ACERO SAE1020	4-B
4-8	TENSOR TRASERO	1	ACERO A37-24ES	4-B
4-7	SORPORTE DIAGONAL	4	ACERO A37-24ES	4-B
4-6	SOPORTE INFERIOR	1	ACERO A37-24ES	4-B
4-5	ANCLAJE VERTICAL	1	ACERO A37-24ES	4-B
4-4	ANCLAJE HORIZONTAL	2	ACERO A37-24ES	4-B
4-3	TRAVESAÑO EXTERIOR	2	ACERO A37-24ES	4-B
4-2	LARGUERO INTERIOR	2	ACERO A37-24ES	4-B
4-1	LARGUERO EXTERIOR	2	ACERO A37-24ES	4-B
Nº	DESIGNACION	CAN	MATERIAL	REF
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	PR		21/08/2015	
VERIF.	IQ		21/08/2015	
APROB.	RC			
FABR.				
MATERIAL: Acero			N.º DE PLANO	
			4-A	A3
REVISIÓN: 0		ESCALA: 1:5 (1:10)	HOJA 1 DE 1	

Pepparaña MM
Plano Subconjunto:
Soporte Patas



Nº	DESIGNACION	CAN	MATERIAL
4-10	BARRA SOPORTE	12	ACERO SAE1020
4-9	COLLARIN	24	ACERO SAE1020
4-8	TENSOR TRASERO	2	ACERO A37-24ES
4-7	SOPORTE DIAGONAL	8	ACERO A37-24ES
4-6	SOPORTE INFERIOR	2	ACERO A37-24ES
4-5	ANCLAJE VERTICAL	2	ACERO A37-24ES
4-4	ANCLAJE HORIZONTAL	4	ACERO A37-24ES
4-3	TRAVESAÑO EXTERIOR	4	ACERO A37-24ES
4-2	LARGUERO INTERIOR	4	ACERO A37-24ES
4-1	LARGUERO EXTERIOR	4	ACERO A37-24ES

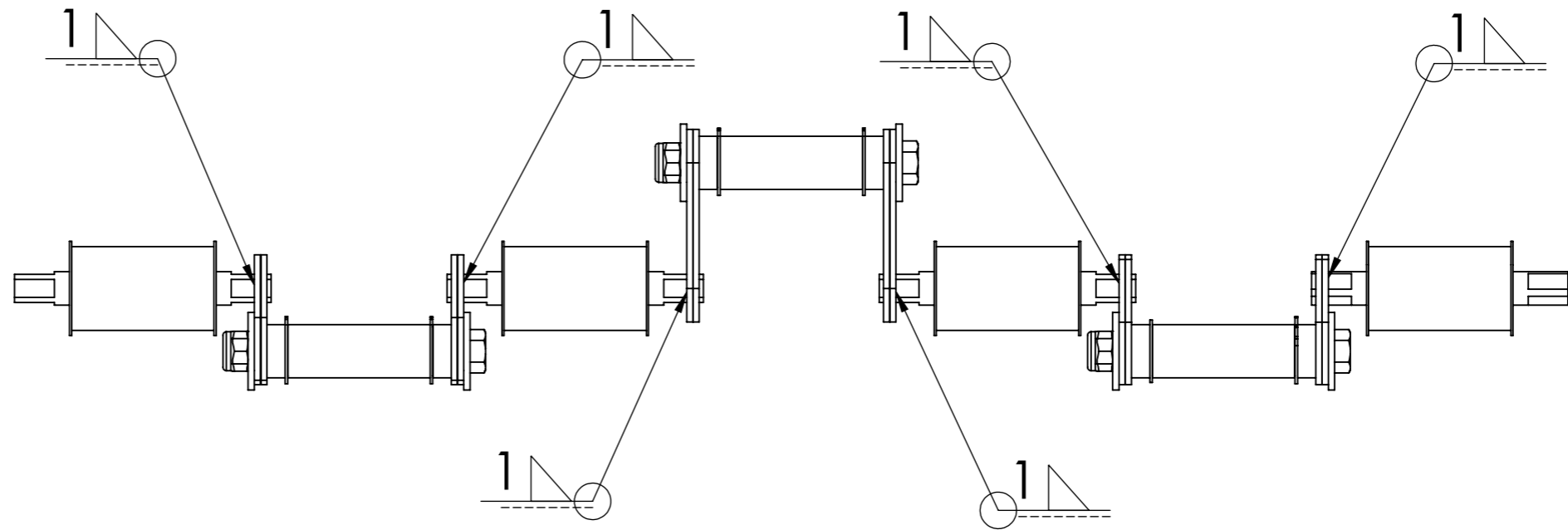
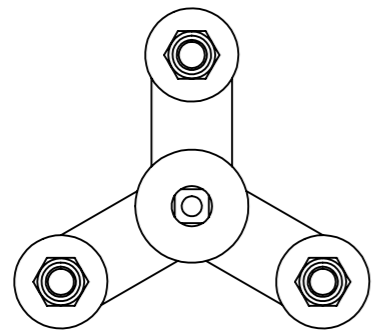
NOMBRE	FIRMA	FECHA	Pepparaña MM	
DIBUJ. PR		21/08/2015	TITULO: Plano Despiece: Cigüeñal	
VERIF. IQ		21/08/2015		
APROB. RC				
FABR.				
MATERIAL:	Acero	N.º DE PLANO		5-A
REVISIÓN:	0	ESCALA:	1:2 (1:3)	HOJA 1 DE 1



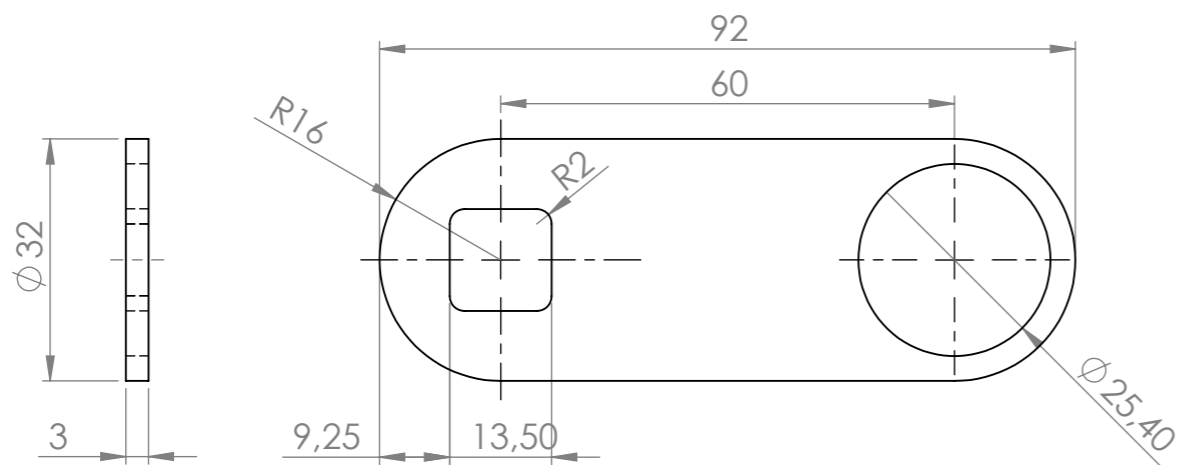
5-8	SEGURO SEEGER A25	6		
5-7	TUERCA HEX. NYLON M12	3		
5-6	GOLILLON A12	6		
5-5	PERNO HEX. M12x115 8.8	3		
5-4	BARRA DISTANCIA	3	ACERO SAE 1020	5-B
5-3	EXCENTRICA 60°	8	ACERO SAE1010	5-B
5-2	EXCENTRICA 90°	4	ACERO SAE1010	5-B
5-1	MOTOR VP40	4		
N°	DESIGNACION	CAN	MATERIAL	REF
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	PR		21/08/2015	
VERIF.	IQ		21/08/2015	
APROB.	RC			
FABR.				
MATERIAL: Acero			N.º DE PLANO	A3
REVISIÓN: 0			ESCALA: 1:4	HOJA 1 DE 1

Pepparaña MM
Plano Subconjunto:
Cigüeñal

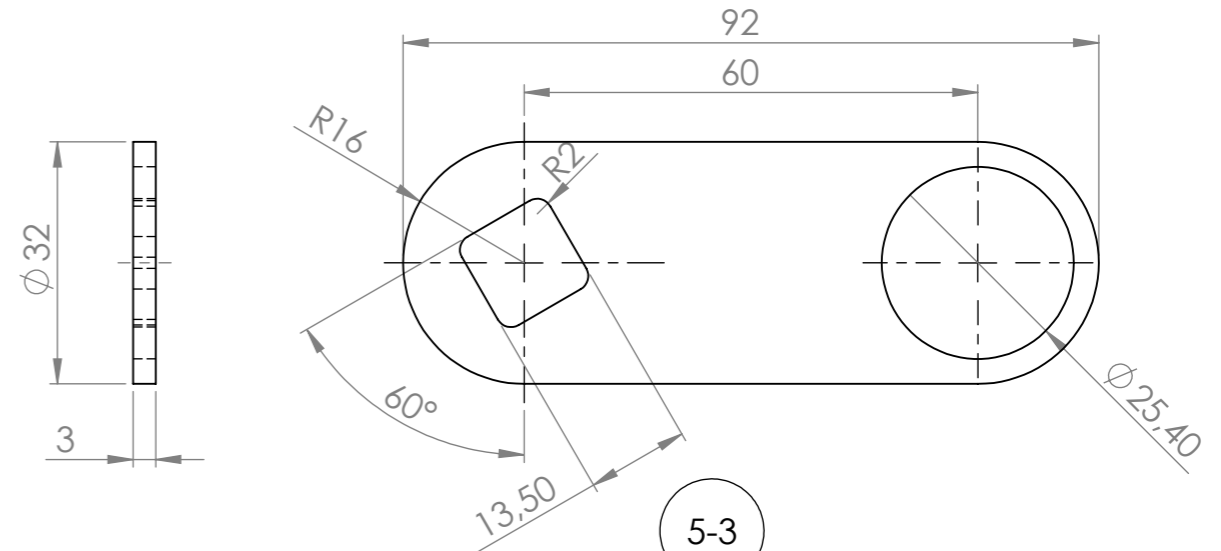
5-A



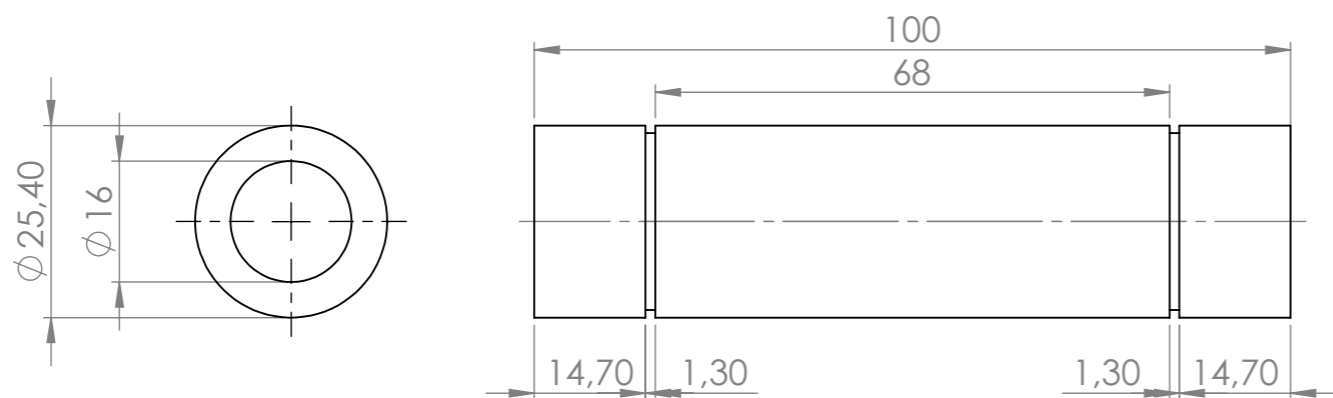
ESCALA 1 : 3



5-2



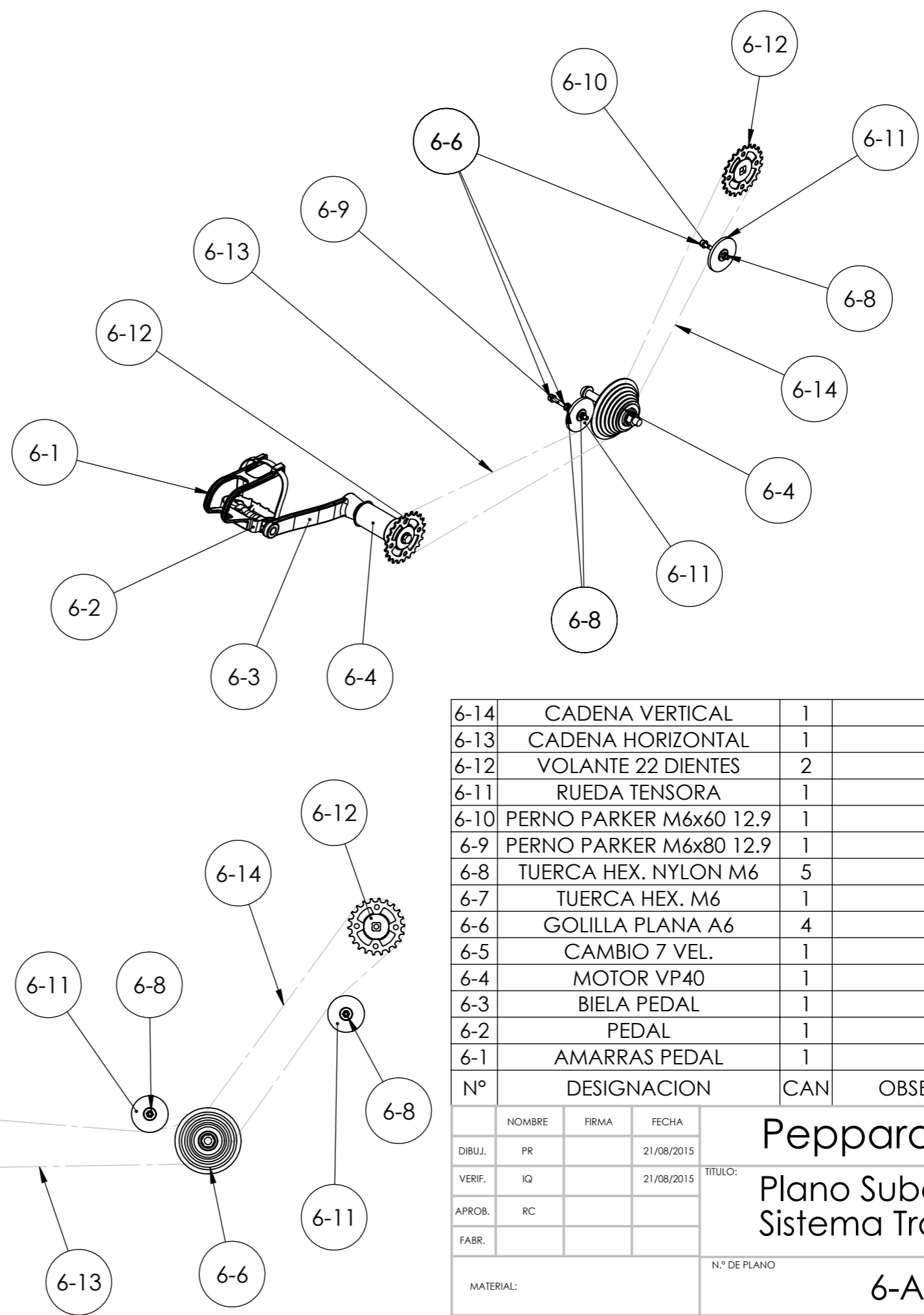
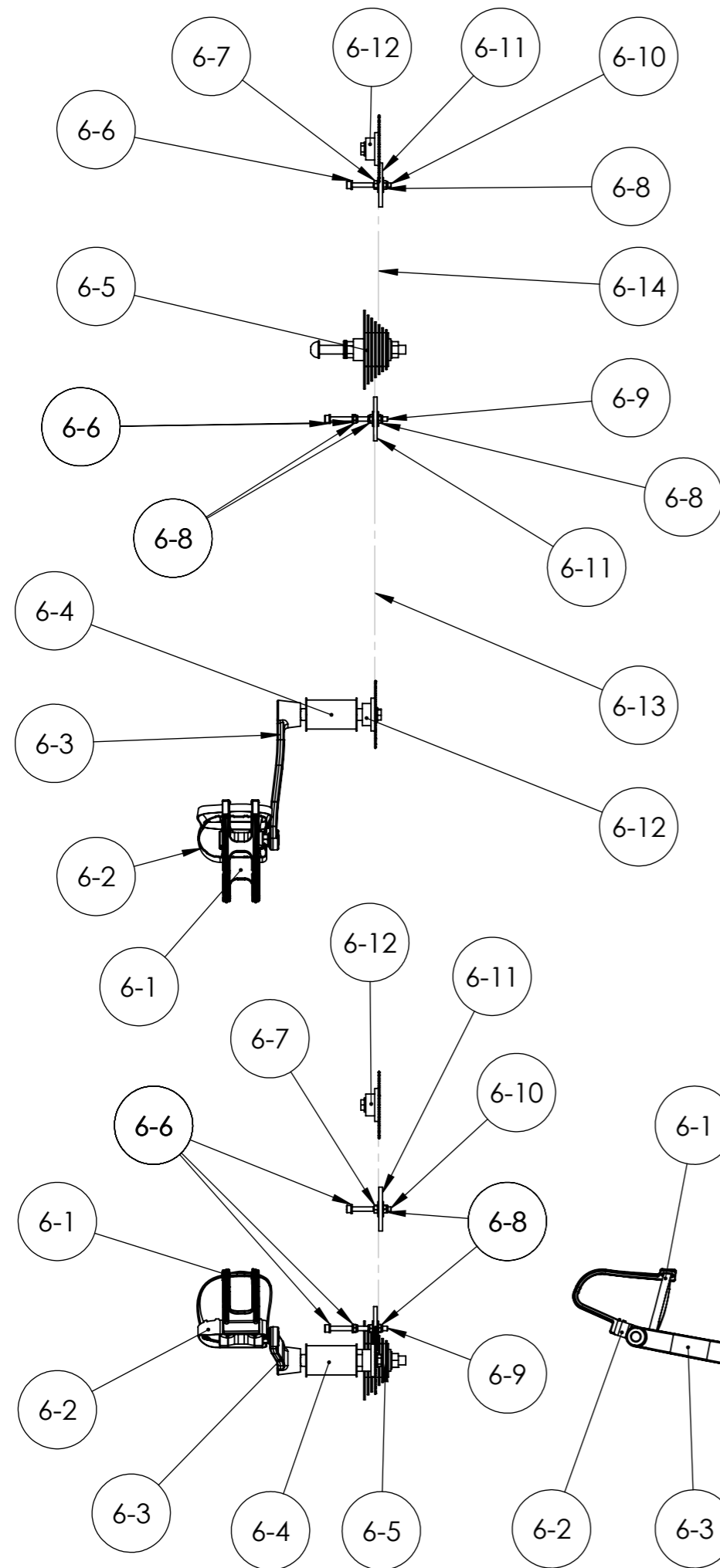
5-3



5-4

Nº	DESIGNACION	CAN	MATERIAL
5-4	BARRA DISTANCIA	6	ACERO SAE1020
5-3	EXCENTRICA 60°	16	ACERO SAE1010
5-2	EXCENTRICA 90°	8	ACERO SAE1010

DIBUJ.	PR	FIRMA	FECHA	Pepparaña MM TITULO: Plano Soldadura y Despiece: Cigüeñal
VERIF.	IQ		21/08/2015	
APROB.	RC			
FABR.				
MATERIAL: Acero		N.º DE PLANO		5-B
REVISIÓN: 0		ESCALA: 1:1 (1:3)		
				HOJA 1 DE 1



6-14	CADENA VERTICAL	1		
6-13	CADENA HORIZONTAL	1		
6-12	VOLANTE 22 DIENTES	2		
6-11	RUEDA TENSORA	1		
6-10	PERNO PARKER M6x60 12.9	1		
6-9	PERNO PARKER M6x80 12.9	1		
6-8	TUERCA HEX. NYLON M6	5		
6-7	TUERCA HEX. M6	1		
6-6	GOLILLA PLANA A6	4		
6-5	CAMBIO 7 VEL.	1		
6-4	MOTOR VP40	1		
6-3	BIELA PEDAL	1		
6-2	PEDAL	1		
6-1	AMARRAS PEDAL	1		
Nº	DESIGNACION	CAN	OBSERVACIONES	REF
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	PR		21/08/2015	
VERIF.	IQ		21/08/2015	
APROB.	RC			
FABR.				
MATERIAL:			N.º DE PLANO	A3
REVISIÓN: 0			ESCALA: 1:8	HOJA 1 DE 1

Pepparaña MM
Plano Subconjunto:
Sistema Transmisión

6-A