



**UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

---

**Facultad de Ingeniería**

**Análisis y diseño del vehículo del  
sistema de transporte híbrido  
elevado PUMA**

**T E S I S**

**Para obtener el título de  
Ingeniero Mecánico**

**P r e s e n t a**

**Mariano Benlliure Betancourt**

**Director de tesis  
Dr. José Javier Cervantes Cabello**

**México D.F, 2014**





Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



*Con mucho cariño a mis padres, mi hermano, mi familia, mis amigos y especialmente a Silvana*







**CONTENIDO**

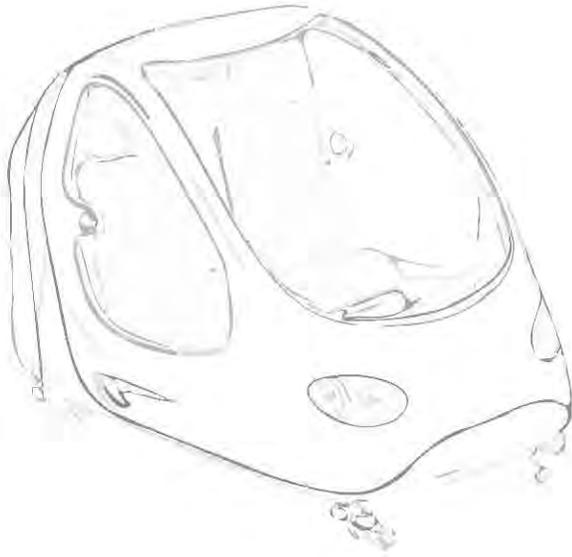
<b>CONTENIDO</b> .....	<b>7</b>
<b>CAPÍTULO I. SISTEMA DE TRANSPORTE THE PUMA</b> .....	<b>11</b>
<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>13</b>
<b>OBJETIVOS</b> .....	<b>17</b>
<b>METODOLOGÍA DE DISEÑO</b> .....	<b>19</b>
ERGONOMÍA, DISEÑO EN TORNO AL PASAJERO .....	20
CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO .....	21
TÉCNICAS DE INGENIERÍA EMPLEADAS .....	22
ANÁLISIS DE ELEMENTO FINITO .....	22
<b>CAPÍTULO II. DEFINICIÓN DEL VEHÍCULO Y ANÁLISIS DE RESTRICCIONES</b> .....	<b>25</b>
<b>DEFINICIÓN DEL VEHÍCULO</b> .....	<b>27</b>
DISEÑO CONCEPTUAL .....	28
HABITÁCULO DE PASAJEROS .....	29
ASIENTO .....	32
ACOPLE A LA VÍA (BOGIES) .....	32
VÍA FÉRREA .....	34
ESTUDIO DE DISEÑO .....	34
RUEDAS NEUMÁTICAS (SISTEMA DE TRACCIÓN Y FRENADO) .....	40
SELECCIÓN DE MATERIALES .....	41
<b>ANÁLISIS DE RESTRICCIONES</b> .....	<b>43</b>
COTAS DEL VEHÍCULO .....	44
ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE ARRASTRE .....	44
FUERZA DE ARRASTRE .....	46
REACCIONES EN LAS RUEDAS DELANTERAS Y TRASERAS .....	46
MODELO .....	47
PREMISAS GENERALES .....	47
ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE ARRASTRE .....	48
FUERZA DE ARRASTRE .....	48
FUERZAS NORMALES EN LOS EJES .....	49
MODELO PARA LA RUEDA MOTRIZ .....	51
MODELO PARA LAS RUEDAS DE SOPORTE (BOGIES) .....	54
ECUACIÓN DE MOVIMIENTO .....	59
ACELERACIÓN INICIAL .....	61
FRENADA A ALTO TOTAL .....	63
VELOCIDAD CONSTANTE .....	67
TRAYECTORIA CURVA .....	67
<b>CONCLUSIONES</b> .....	<b>71</b>

<b>CAPÍTULO III. DISEÑO DEL VEHÍCULO .....</b>	<b>73</b>
<b>DISEÑO DEL HABITÁCULO.....</b>	<b>75</b>
ANTROPOMETRÍA DEL USUARIO .....	75
INTERACCIÓN USUARIO-PEDALES .....	76
ÁNGULO ENTRE EL ASIENTO Y EL EJE DE LOS PEDALES.....	77
DISTANCIA ASIENTO-PEDALES, ÁNGULOS DE LAS ARTICULACIONES Y RENDIMIENTO .....	79
RADIO DEL BRAZO DEL PEDAL ( <i>CRANK ARM LENGTH</i> ) .....	80
DIRECTRICES DE DISEÑO PARA ACOMODO VEHICULAR .....	82
POSICIÓN DE LOS PASAJEROS RESPECTO A LOS PEDALES .....	83
ESQUEMA GENERAL DEL HABITÁCULO THE PUMA .....	86
<b>COMPONENTE: ASIENTO.....</b>	<b>89</b>
DISEÑO Y DIMENSIONES GENERALES .....	89
COJÍN Y REPOSACABEZAS .....	89
PROFUNDIDAD Y ANCHO DEL ASIENTO .....	90
ALTURA Y RESPALDO DEL ASIENTO .....	91
DIMENSIONES GENERALES.....	91
ESTRUCTURA.....	93
SELECCIÓN DE MATERIALES .....	94
CRITERIO ESTRUCTURAL Y SELECCIÓN DE PERFILES.....	95
ELEMENTO FINITO .....	97
RIEL DE DESPLAZAMIENTO.....	106
MÉCANICA DE MATERIALES .....	111
ESFUERZO CORTANTE PROMEDIO EN EL PERNO .....	111
ELEMENTO FINITO .....	112
ENSAMBLE COMPLETO .....	118
<b>COMPONENTE: INTERIORES .....</b>	<b>123</b>
DISTRIBUCIÓN INTERIOR .....	123
ENSAMBLE COMPLETO .....	125
<b>COMPONENTE: BOGIE (ACOPLE A LA VÍA) .....</b>	<b>131</b>
SELECCIÓN DE RUEDAS .....	131
SOPORTE PRINCIPAL .....	137
SELECCIÓN DE MATERIALES .....	137
DIMENSIONES GENERALES .....	138
ARTICULACIÓN .....	140
SUSPENSIÓN.....	142
ZAPATA DE FRENO .....	144
ELEMENTO FINITO.....	146
ENSAMBLE COMPLETO .....	156
<b>COMPONENTE: RUEDA MOTRIZ .....</b>	<b>161</b>
SELECCIÓN DE MATERIALES .....	162
PIEZAS PRINCIPALES .....	163
RUEDA NEUMÁTICA.....	163
ESLABONES.....	164
MASA (SOPORTE DE LA RUEDA NEUMÁTICA).....	167
AMORTIGUADOR.....	167
MOVIMIENTO DE LA SUSPENSIÓN.....	169

SISTEMA FRENO .....	170
CADENA Y SPROCKET .....	171
ELEMENTO FINITO .....	173
ENSAMBLE COMPLETO .....	183
<b>COMPONENTE: CHASÍS .....</b>	<b>189</b>
ESTRUCTURA.....	189
POSICIÓN DE LOS BOGIES .....	190
SIMULACIÓN DE AVANCE.....	190
SELECCIÓN DE MATERIALES .....	192
CRITERIO ESTRUCTURAL Y SELECCIÓN DE PERFILES.....	193
DIMENSIONES GENERALES .....	195
ELEMENTO FINITO .....	196
DISEÑO CONCEPTUAL DEL TREN MOTRIZ.....	204
PROPULSIÓN HÍBRIDA EN SERIE .....	204
ELEMENTO FINITO DE LOS SOPORTES.....	207
ENSAMBLE COMPLETO .....	210
<b>COMPONENTE: CARROCERÍA Y PANELES INTERIORES.....</b>	<b>213</b>
CARROCERÍA.....	213
CARACTERÍSTICAS .....	215
ENSAMBLE COMPLETO.....	217
PANELES INTERIORES.....	219
ENSAMBLE COMPLETO.....	222
DISEÑO Y COLORES .....	225
<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>227</b>
<b>CAPÍTULO IV. CONCLUSIONES Y PERSPECTIVAS .....</b>	<b>231</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS .....</b>	<b>241</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS.....</b>	<b>247</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS .....</b>	<b>249</b>



## CAPÍTULO I. SISTEMA DE TRANSPORTE THE PUMA



# Capítulo

# 1

---

En este capítulo se hace una introducción a los sistemas de transporte personales rápidos (TPR) y al sistema THE Puma (Transporte Híbrido Elevado). Además se hace una breve revisión de sistemas de transporte similares en desarrollo y se describe el concepto general del vehículo THE Puma.

Posteriormente se definen los objetivos del trabajo y los alcances, así como la metodología de diseño bajo la cual se trabajará el vehículo.

Finalmente se hace un resumen de las técnicas empleadas en ingeniería para el desarrollo de este proyecto y una breve síntesis del análisis de elemento finito y del *software* empleado para dicho proceso.



## INTRODUCCIÓN

Hoy en día el tránsito vehicular es una de las principales causantes de contaminación de las ciudades, contribuyendo al deterioro ambiental. También es un fenómeno que trae como consecuencia la afectación directa de los seres vivos, en especial de los seres humanos, provocando malestar, estrés, ira, enfermedades respiratorias, accidentes automovilísticos, etcétera. Lo que lleva a una mala calidad de vida y en el peor de los casos, a un alto índice de mortalidad. Otro problema adicional es el prolongado tiempo de traslado en las ciudades, lo que conduce a fatiga y a la falta de actividad física, provocando con ello el sedentarismo y el incremento de la obesidad en la población.

Otra arista en la cual nos vemos afectados por el intenso tránsito, es relativa a los servicios de seguridad y de emergencia (bomberos, ambulancias, fuerza pública), pues la movilidad y eficacia de estos sistemas se ve afectada por la lentitud del tránsito en las principales vialidades.

Debido a las causas expuestas anteriormente, se propone un sistema de transporte adicional a los existentes en la ciudad de México, con el fin de incrementar las posibilidades para transportar personas: el sistema de Transporte Híbrido Elevado Puma.

La mayoría de los sistemas de transporte actuales mueven a las personas con rutas e itinerarios fijos en vehículos de alta capacidad. Estos métodos tradicionales tienen algunas desventajas, sobre todo para los pasajeros, como: pérdida de tiempo durante la espera para abordar el siguiente vehículo, rutas indirectas a los destinos, paradas continuas para bajar a los pasajeros con otros destinos, etcétera. El sistema propuesto en este trabajo pretende eliminar o aminorar estas deficiencias utilizando un esquema de transporte TPR.

### SISTEMAS TPR (TRANSPORTE PERSONAL RÁPIDO)

Los sistemas TPR, o Transporte Personal Rápido (del inglés Personal Rapid Transit), son un tipo de transporte público integrado por pequeños vehículos automatizados que circulan por una red de caminos o vías, construidos exclusivamente para este servicio. Este tipo de sistemas ofrece un método de transporte personal ininterrumpido entre dos puntos de la red.

Los vehículos TPR están pensados para llevar, por lo general, de 3 a 6 pasajeros, combinando las características deseables del automóvil privado, con las ventajas del transporte público. Aunque la velocidad tope de los vehículos TPR es menor a los automóviles privados, la congestión en las calles permite que el sistema TPR obtenga una velocidad promedio muy superior, haciéndolo una solución interesante no solo para pasajeros, sino para vehículos de emergencia como ambulancias, bomberos y patrullas policiales.

El bajo peso de los vehículos permite vías y estructuras de apoyo más pequeñas que los sistemas de transporte masivos. Las estructuras más pequeñas se traducen en menor costo de construcción, costos fijos menores y una infraestructura menos invasiva visualmente. Las vías están organizadas en una red que permite tener una variedad de destinos (no necesariamente lineales) más extensa que los sistemas tradicionales. Con todas las estaciones ubicadas en una vía paralela (vía muerta) a la vía principal. Esto permite viajar de punto a punto sin parar, evitando pasar por todas las estaciones intermedias.

### TRANSPORTE HÍBRIDO ELEVADO PUMA

El sistema estará integrado por vehículos con un diseño futurista que circularán por un circuito de riel unidireccional con velocidad constante, el cual estará propulsado por un motor eléctrico y auxiliado por la energía proporcionada por el pedaleo de los tripulantes para mantener la velocidad del vehículo en niveles de 30 [km/h] para las redes inter-escolares como: la UNAM, Politécnico y otras universidades y velocidades de 60 [km/h] para las redes de la ciudad. El vehículo que se

propone ofrecerá la seguridad y el confort para que los pasajeros realicen recorridos máximos de 30 a 40 minutos, que es el tiempo estimado en el que se cruzará la ciudad de México de extremo a extremo.

El sistema de red de transporte THE-PUMA estará integrado por varias estaciones de abordaje y descenso distribuidas cada 5 km o según se requiera de acuerdo al análisis logístico correspondiente. Las estaciones estarán estructuradas de forma multifuncional para dar servicio a varios usuarios simultáneamente, una vez ocupados los vehículos, deberán circular para integrarse a la velocidad de la red principal, esta velocidad debe mantenerse en forma constante para todos los vehículos que circulan en la red. Al llegar a la estación destino los vehículos serán desviados en forma automática por el control de mando y el vehículo reducirá su velocidad y será conducido de nueva cuenta a la zona de abordaje y descenso para ser ocupado por nuevos usuarios a su siguiente destino dentro del sistema de red.

El sistema pretende reducir los niveles de contaminación provocada por los vehículos de combustión interna, lo cual permitirá mantener en mejores condiciones el medio ambiente y la salud de los habitantes del Valle de México, así mismo permitirá que los usuarios realicen ejercicio (pedaleo) mientras se transportan, disminuyendo el sedentarismo y mejorando la salud de los jóvenes y adultos que utilicen este sistema.

Con el sistema de redes de Transporte Híbrido Elevado, se contribuye a reducir el tráfico de vehículos de combustión interna que circulan en las grandes ciudades y que incrementa los índices de contaminación y daño al medio ambiente. Esto se logrará al utilizar el espacio entre los segundos pisos y el suelo por donde transitamos hoy en día, utilizando de forma más adecuada las vías de circulación ya existentes.

Adicionalmente la infraestructura de la vía podrá ofrecer una mejor atención a las llamadas de emergencia, al contar con vehículos totalmente eléctricos y dedicados a las tareas de emergencia que podrán circular en la red de transporte.

#### SISTEMAS EN DESARROLLO SIMILARES

La Tabla 1 resume los sistemas de transporte TPR que se han construido en el mundo o que se encuentran en fase de desarrollo con prototipos totalmente o parcialmente funcionales.

Tabla 1. Soluciones TPR construidas o en desarrollo.

Nombre	Ubicación	Estatus	Capacidad	Propulsión
Morgantown PRT	West Virginia, EUA	En servicio desde 1975	8 sentados + 12 parados	Motor Eléctrico
		<ul style="list-style-type: none"> <li>→ El sistema conecta los tres campus de la Universidad de Morgantown, West Virginia (WVU), así como la zona central de la ciudad.</li> <li>→ El sistema incluye 73 vehículos de 472 cm de largo, 267 cm de alto y 203 cm de ancho. Con un peso vehicular de 3970 Kg, impulsado por un motor de 70 caballos de fuerza (52 kW), que les permite llegar a 50 km/h.</li> <li>→ No se considera un auténtico sistema TPR porque sus vehículos son demasiado pesados y llevan muchos pasajeros y cuando operan a su máxima capacidad no se desplazan punto a punto.</li> </ul>		
ULTra	Londres, Inglaterra	En servicio desde 2011	4 sentados	Motor Eléctrico
		<ul style="list-style-type: none"> <li>→ ULTra (Urban Light Transit). El primer sistema inició operaciones en el aeropuerto Heathrow de Londres en mayo de 2011. Se compone de 21 vehículos que operan en una ruta de 3,9 kilómetros que conecta la Terminal 5 con el estacionamiento.</li> <li>→ Los vehículos eléctricos tienen cuatro asientos, pueden llevar una carga útil de 500 kg y están diseñados para circular a 40 km/h. Los vehículos tienen capacidad para sillas de ruedas y equipajes, además de los pasajeros. Cada vehículo es alimentado por cuatro baterías de automóviles que proporciona un promedio de 2 kW de potencia y la adición de 8% del peso bruto del vehículo. Tiene un requerimiento de energía de 0,55 MJ por kilómetro por pasajero.</li> </ul>		

<p>2getthere TPR Masdar City, Abu Dhabi</p> 	<p>En servicio desde 2009      4 sentados + 2 parados      Motor Eléctrico</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>→ Masdar City será la primera ciudad del mundo libre de coches. Contará con una red de PTR impulsados en su totalidad por fuentes de energía alternativas.</li> <li>→ Los vehículos TPR viajarán a velocidades de hasta 40 km/h, para recorrer las rutas más largas de la ciudad en aproximadamente 10 minutos.</li> <li>→ Los vehículos están equipados con baterías Litio-Fosfato, lo que permite un rango de aproximadamente 60 kilómetros con una carga de 1.5 horas. Los vehículos se pueden recargar en las estaciones, evitando la necesidad de espacio adicional de estacionamiento.</li> </ul>
<p>Vectus TPR Corea del Sur</p> 	<p>Prototipo Funcional, 1º Sistema en pruebas      6-8 sentados + 6 parados      Motor Inducción lineal</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>→ A partir de abril de 2013 los vehículos Vectus PTR iniciaron operaciones de prueba en Suncheon Bay, un eco-parque costero en Corea del Sur.</li> <li>→ Se proporciona corriente continua a lo largo de toda la longitud de las vías para la propulsión de los vehículos. no cargan baterías para su operación.</li> <li>→ Dimensiones: (mm) 3740 largo x 2100 ancho x 2500 alto. Peso máximo 2500 kg (con pasajeros sentados). Velocidad &lt;70 kph. Consumo de energía 0.24kWh/km @ 30Kph</li> </ul>
<p>Modutram Guadalajara, México</p> 	<p>Prototipo Completo      6      Híbrido eléctrico</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>→ Autotrén es un sistema de transporte completo basado en tecnología GRT que combina la conveniencia y comodidad del automóvil con la eficiencia, puntualidad y seguridad de los trenes modernos. Este sistema, cuya integración tecnológica es realizada por ModuTram, ofrece viajes con menos esperas, más cómodos, y más puntuales que otros sistemas convencionales. Puede ser instalado en menor tiempo y en lugares donde otros sistemas no caben.</li> <li>→ Flotilla de vehículos automatizados (sin conductores humanos), ligeros, eficientes, con capacidad de hasta 6 pasajeros sentados y que pueden ser acoplados para formar un mini-tren con capacidad de 12 pasajeros sentados, con diferentes carrocerías según la aplicación;</li> </ul>
<p>Skytran EUA</p> 	<p>Prototipo Parcial      2      Motor Inducción lineal</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>→ SkyTran es un sistema TPR propuesto por primera vez en 1990 y en desarrollo por Unimodal Inc. Consiste en un vehículo ligero de dos pasajeros suspendido en pistas de levitación magnética pasiva para alcanzar un consumo superior a 200 millas por galón y viajando a 100 millas por hora. El primer experimento público se construirá en Tel Aviv, y está previsto que a mediados de 2014.</li> <li>→ Los coches serán accionados por un motor lineal en el riel. Por lo tanto, el sistema tendrá muy pocas partes móviles. Las bobinas de levitación magnética están contenidas un riel, que también sostiene a los vehículos mecánicamente para evitar los descarrilamientos.</li> </ul>
<p>Shweeb Nueva Zelanda (Rotorua)</p> 	<p>Instalación de prueba      1      Potencia humana, bicicleta</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>→ Shweeb es una red de TPR basada en coches suspendidos en un monorraíl e impulsados con propulsión humana. El prototipo del proyecto fue originalmente diseñado e implementado en Rotorua, Nueva Zelanda como una atracción de ocio. La propuesta prevé redes de monorraíl, punto a punto, en las zonas urbanas.</li> <li>→ Los vehículos utilizan la tecnología de las bicicletas reclinadas. Están cubiertos con láminas de plástico transparente, con agujeros de ventilación. En los extremos tienen amortiguadores para limitar la aceleración de impacto en caso de colisión.</li> </ul>

## DISEÑO DE LOS VEHÍCULOS THE PUMA

Una parte esencial de este proyecto, es el diseño de los vehículos que integrarán la red de transporte THE Puma. Un correcto planteamiento del concepto de vehículo colabora en gran medida a la viabilidad del sistema de transporte.

Todos los diseños actuales, a excepción de la Shweeb de tracción humana, son impulsados por electricidad. Para reducir el peso de estos vehículos, la energía se transmite generalmente a través del riel, en lugar de utilizar baterías a bordo. Sin embargo otros diseños como los vehículos ULTra, utilizan baterías a bordo, reduciendo enormemente la complejidad, el coste y el mantenimiento de las vías; a expensas de tener un peso más elevado.

Los vehículos más grandes son más caros de producir y utilizan más energía para arrancar, desplazarse y parar. En comparación, los vehículos más pequeños tienen una mayor superficie por pasajero, por lo tanto tienen una mayor resistencia al aire. Así mismo tienen una mayor masa vehicular por pasajero, haciendo menos eficiente el consumo energético por pasajero, en comparación a vehículos de mayor capacidad.

Es importante destacar que el peso del vehículo influye en la dimensión y el costo de las vías, que a su vez son una parte muy importante del costo total del sistema. Por lo que un balance adecuado es trascendental para la viabilidad de un sistema.

El tamaño de los vehículos está determinado, principalmente, por la cantidad de pasajeros que transporta. En México se estima que la ocupación promedio por automóvil va de 1.21 a 1.76 pasajeros por vehículo (Fideicomiso para el Mejoramiento de las Vías de Comunicación del Distrito Federal, 2001) y en la mayoría de los países industrializados el promedio es por debajo de dos personas. (U.S. Department of Transportation, 2009).

La solución planteada para el sistema THE Puma hace un balance en las opciones de motorización y tamaño. Se utilizará una vía elevada sin electrificación y los vehículos tendrán la particularidad de utilizar la capacidad motriz que ejercen los seres humanos mediante la acción de pedaleo, aunado a un motor eléctrico que permitirá lograr las velocidades que se requieren en las grandes ciudades. Con esta motorización híbrida se reducen las necesidades energéticas, logrando que las baterías sean de menor capacidad y por lo tanto menor peso. A su vez el tamaño del vehículo estará pensado para dos pasajeros. Con base en las cifras de uso en los automóviles, tener dos plazas optimiza el índice de ocupación y reduce el tamaño de vehículo.

---

## OBJETIVOS

---

El presente trabajo tiene como objetivo principal el diseño y análisis del vehículo del sistema de transporte THE Puma. El aspecto futurista de la propuesta se verá reflejado en el diseño de los vehículos, los cuales contarán con un diseño moderno de bajo peso vehicular, incorporando interiores confortables y seguros.

A continuación se desglosan los objetivos particulares:

- Análisis de restricciones para determinar los requerimientos del vehículo.
- Seleccionar y diseñar los componentes estructurales considerando aspectos de confort, ergonomía y seguridad.
- Considerar la interacción con otros componentes tales como: tren motriz, suspensión y sistema de frenado, entre otros.
- Diseñar la carrocería exterior y elementos interiores del habitáculo.

Cabe aclarar que el objeto principal de estudio en este trabajo es el habitáculo, el chasis y la carrocería. El diseño del tren motriz y otros sistemas como: hidráulico, eléctrico, climatización, control automático, etc. serán parte de otros proyectos de investigación.



## METODOLOGÍA DE DISEÑO

Este trabajo pretende demostrar que el concepto de vehículo es viable y que la operación de los sistemas mecánicos es factible. La profundidad en el análisis no tendrá la rigurosidad necesaria para garantizar la perfecta operatividad del vehículo en la vida real. No obstante el diseño resultante se podrá utilizar para fabricar un primer prototipo, ya sea a escala reducida o a escala real.

El objetivo final es obtener un diseño sólido, que sirva para sentar las bases del ciclo de vida del diseño. Es por esto que, con mayor o menor profundidad, se abarcarán casi todos los componentes del vehículo, construyendo un panorama general inicial para que, en futuras iteraciones de diseño, se vaya perfeccionando el vehículo y sus respectivos sistemas.

En el ámbito de diseño se propone trabajar en un esquema similar al de *desarrollo del producto*. Este esquema consiste en el proceso completo de crear y llevar un nuevo producto al mercado. Utilizar este método permite tener un filtro de ideas y establecer claros lineamientos bajo los cuales se realizará el diseño del vehículo.

Se destacan dos fases importantes en este trabajo (Fig. 1) para el diseño del vehículo, que corresponden al capítulo II y al capítulo III respectivamente y se asemejan a los pasos empleados en el *desarrollo del producto*.

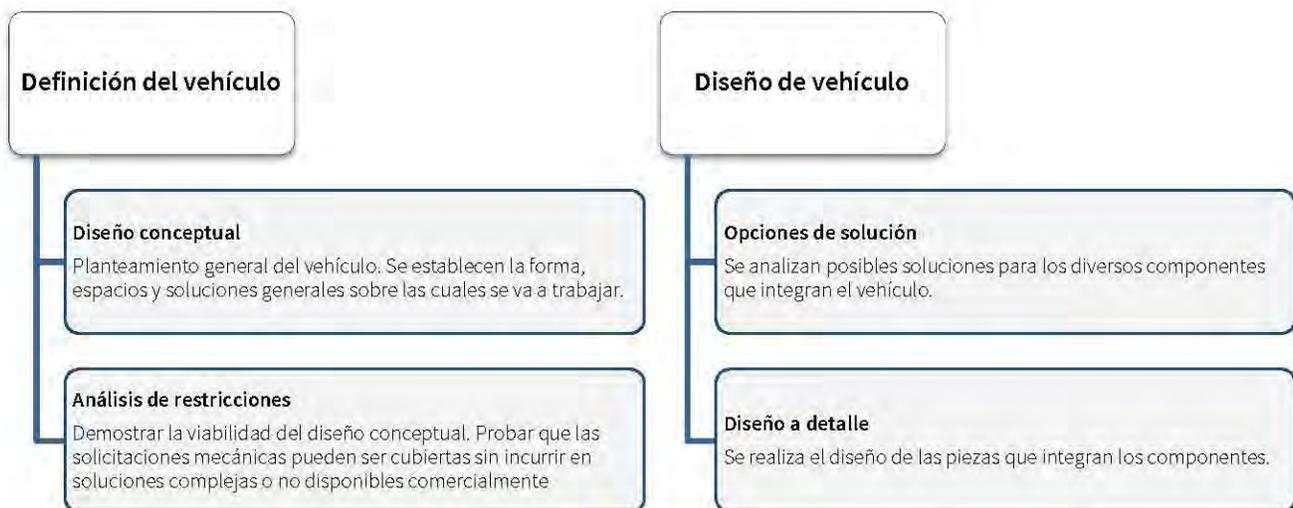


Fig. 1. Pasos empleados en el diseño, basados en un esquema del diseño del producto. (Elaboración propia)

Existen otros pasos asociados al desarrollo del producto, pero van más allá de los objetivos de este trabajo. Estos normalmente están enfocados a los costos de producción, la implementación del proyecto y aspectos de mercadotecnia para introducir el producto a un mercado.

No se realizará un estudio formal del costo del vehículo, aunque siempre se buscarán alternativas y opciones de diseño que no sean muy costosas. Las consideraciones de costos se enfocan en las siguientes áreas: procesos de manufactura, la selección de materiales y la selección de piezas comerciales.

## ERGONOMÍA, DISEÑO EN TORNO AL PASAJERO

La ergonomía se especializa en reducir la incomodidad y/o en mejorar el rendimiento en los sistemas persona-máquina. Este sistema es el conjunto de elementos (humanos, materiales y organizativos) que interactúan dentro de un ambiente determinado. El vehículo THE Puma toma como un objetivo central la comodidad, por lo que la ergonomía es un aspecto central en la metodología de diseño para mejorar la interacción persona-máquina.

Un aspecto fundamental en el éxito de un vehículo para un sistema de transporte, es la comodidad que este ofrece a los pasajeros durante su uso. Esto significa que los criterios de diseño seleccionados deben considerar las capacidades y limitaciones del usuario tan bien o mejor que las de los propios elementos mecánicos del vehículo.

### DISEÑO ENTORNO AL PASAJERO

Una de las tareas básicas que debe cumplir el diseño para garantizar un uso confortable, es el correcto dimensionamiento de las áreas de interacción entre el vehículo y el usuario, siendo el habitáculo el elemento central en esta interacción.

Para el correcto dimensionamiento del habitáculo, se necesita un análisis exhaustivo de las medidas antropométricas de la población que va a hacer uso de éste. En segundo lugar se pondrá especial énfasis en la generación de potencia humana, maximizando ésta y disminuyendo la fatiga por el uso prolongado del vehículo. Finalmente se definirá el espacio interior similar a un automóvil privado. Por lo tanto, el planteamiento del habitáculo está pensado en función de los pasajeros y su actividad, adaptando las dimensiones a las capacidades y limitaciones de los usuarios y no a la inversa.

El siguiente esquema (Fig. 2) define en orden jerárquico las consideraciones tomadas para el diseño del habitáculo.

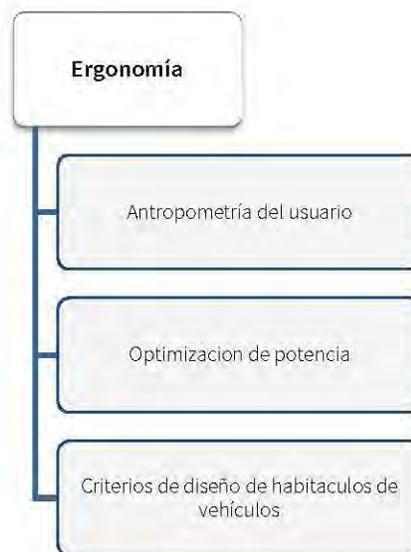


Fig. 2. Jerarquía de los lineamientos para desarrollar el habitáculo del vehículo. (Elaboración propia)

La aplicación del diagrama anterior estará basado en estudios y artículos académicos realizados por D. Too *et al.* (1990 - 2008) para determinar la mayor potencia producida en una bicicleta en posición reclinada (*recumbent position*) y para prolongar el rendimiento del ciclista. En el caso del diseño del habitáculo, se usarán los criterios de diseño establecidos en el libro "The Measure of Man and Woman: Human Factors in Design" (Tilley & Dreyfuss, 2002).

Se realizará un diseño de adentro hacia afuera (Fig. 3), donde el pasajero es el elemento central del vehículo para priorizar el espacio del habitáculo, sin incurrir en compromisos de diseño que mermen el confort.



Fig. 3. Orden del diseño de los componentes. (Elaboración propia)

## CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO

La siguiente lista establece los criterios generales que se respetarán en el diseño de vehículo. En cuanto al peso y su distribución se deberán tener en cuenta los siguientes puntos:

- Cuanto menos peso tenga el chasis, respetando la rigidez, mejor se aprovechará el sistema de potencia de vehículo.
- Conviene que el centro de gravedad esté lo más bajo posible para disminuir el balanceo y reducir los esfuerzos en los sistemas de acople a la vía.
- Se debe disminuir el arrastre aerodinámico para minimizar la necesidad de potencia en el vehículo.

En cuanto a las necesidades de espacio se deberán tener en cuenta los siguientes criterios:

- Al menos un hombre correspondiente al 95 percentil mundial debe poder entrar con comodidad en el vehículo.
- El ángulo de las piernas y las dimensiones del cuerpo determinan el espacio interior del habitáculo.
- Debe considerarse la facilidad de acceso a los elementos de propulsión para el mantenimiento.

Los factores de seguridad empleados estarán ubicados en los siguientes intervalos (Tabla 2), dependiendo del componente y su importancia en la seguridad del vehículo.

Tabla 2. Rangos de factor de seguridad que deben cumplir los componentes.

Descripción	Valores	Tipo de piezas
Elementos no críticos para la seguridad. Uso normal	1.5 - 2.0 sobre el límite elástico del material	Elementos del tren motriz, ruedas neumáticas, suspensión, etc.
Elementos críticos para la seguridad. Uso normal	3.5 - 4.5 sobre el límite elástico del material	Chasis, bogies, ruedas del bogie, etc.
Elementos críticos para la seguridad. Durante un impacto o colisión	>1.0 sobre el límite de fractura	Bogie, estructura asiento, etc

En general para las piezas que se analicen considerando el uso normal o cotidiano del vehículo, el factor de seguridad estará basado sobre el límite elástico del material. En el caso de los análisis que suponen una colisión, se trabajará sobre el límite de fractura del material.

## TÉCNICAS DE INGENIERÍA EMPLEADAS

El diseño y análisis del vehículo requiere el uso de varias técnicas de ingeniería para satisfacer los objetivos del trabajo. Las técnicas empleadas son las siguientes:

### Diseño Mecánico:

- Mecánica de materiales
- Diseño de elementos de máquinas
- Procesos de manufactura

### Selección de Materiales:

- Ciencia de materiales
- Metalurgia física

### Software:

CAE/CAD/CAM:	Cálculo
→ SolidWorks 2011	→ Maplesoft Maple V15
→ Solid Edge V20	→ Wolphram Mathematica 8
→ SolidWorks Simulation 2011	
→ Ansys WorkbenchV14.0	

## ANÁLISIS DE ELEMENTO FINITO

El método de Análisis de Elementos Finitos (AEF), es una aproximación numérica que se usa para resolver problemas que conciernen a la ingeniería. Permitiendo resolver ecuaciones diferenciales asociadas a un problema físico sobre geometrías complicadas.

Consiste en la reducción del problema con infinitos grados de libertad, en un problema finito en el que intervenga un número finito de variables asociadas a ciertos puntos característicos (nodos). Por lo tanto, se trata de un método aproximado en el cual la precisión de los resultados depende de la densidad de elementos utilizada.

Este método es ampliamente usado en varias áreas de la ingeniería como: la mecánica de fluidos, transferencia de calor, electromagnetismo, mecánica estructural, etc. Para este proyecto se hará uso de esta herramienta para verificar la rigidez estructural de las piezas diseñadas y la visualización detallada de las estructuras deformadas, indicando la distribución de tensiones y desplazamientos.

## PROCESO TÍPICO DE REALIZACIÓN DE UN CÁLCULO

### Pre-proceso

- Generación de la malla, realizando una aproximación discreta del problema con base en puntos o nodos. Estos nodos se conectan para formar elementos finitos que juntos forman el volumen del material.

### Proceso

- Se aplican condiciones de frontera en los nodos y elementos, se puede manejar valores de fuerza, tracción, desplazamiento, momento o rotación.
- Obtención de la solución, que se obtiene una vez que todos los valores del problema son resueltos.

### Post-proceso

- Visualización de resultados, por ejemplo como dibujo de la geometría deformada del problema. También pueden desplegarse de forma tabular para un análisis más detallado.

## LINEALIDAD EN LOS ANÁLISIS

A lo largo del diseño de los componentes se harán varios análisis de elemento finito. Todos serán del tipo: estático estructural lineal, es decir, se supondrán cargas no dependientes del tiempo. Para considerar un análisis estático lineal se requieren verdaderas las siguientes suposiciones:

- Todos los materiales del modelo cumplen con la Ley de Hook, que dice que la tensión es directamente proporcional a la deformación unitaria.
- Los desplazamientos inducidos son lo suficientemente pequeños como para ignorar el cambio en la rigidez causado por la carga.
- Las condiciones de contorno no varían durante la aplicación de las cargas. Las cargas deben ser constantes en cuanto a magnitud, dirección y distribución.

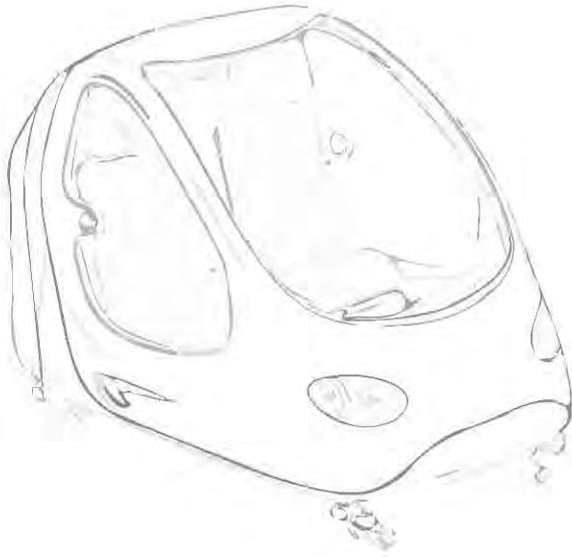
## SOFTWARE EMPLEADO

En este trabajo se hará uso de dos software estándares en la industria. El primero es el software de simulación que acompaña al CAD Solidworks, llamado Solidworks Simulation 2011. El segundo es el software Ansys WorkBench V14.0, usando su módulo de análisis mecánico estructural.

Únicamente se utilizará el software Ansys para el análisis del chasis. Este componente es vital en el vehículo y un correcto análisis validará el diseño. El software Ansys es ampliamente utilizado en la industria automotriz y la veracidad de sus resultados es muy alta. Es por esto que se utilizará este software para validar la seguridad del chasis.



## CAPÍTULO II. DEFINICIÓN DEL VEHÍCULO Y ANÁLISIS DE RESTRICCIONES



# Capítulo

# 2

En este capítulo se define el vehículo a diseñar. El primer paso es proponer un diseño conceptual y en torno a éste, se desarrolla el análisis de restricciones para determinar las solicitaciones mecánicas a las que estará sometido el vehículo durante su operación.

El análisis de restricciones representa una de las etapas más importantes en el trabajo. Permite obtener una descripción aproximada del vehículo, proveyendo información importante para ser utilizada en etapas posteriores del diseño a detalle.

Para realizar este análisis se desarrolla un modelo que describe el vehículo en situaciones comunes de uso: aceleración, velocidad constante, frenado y trayectorias curvas. El modelo se desarrolla con base en las ecuaciones de la mecánica de Newton en su forma integral, específicamente haciendo uso de los conceptos de impulso y cantidad de movimiento.



## DEFINICIÓN DEL VEHÍCULO

### SOLUCIÓN INICIAL

La propuesta inicial THE Puma contemplaba un vehículo de doble cabina independiente, con una rueda neumática para la tracción en la parte posterior y una en la parte frontal para el frenado (Fig. 4).

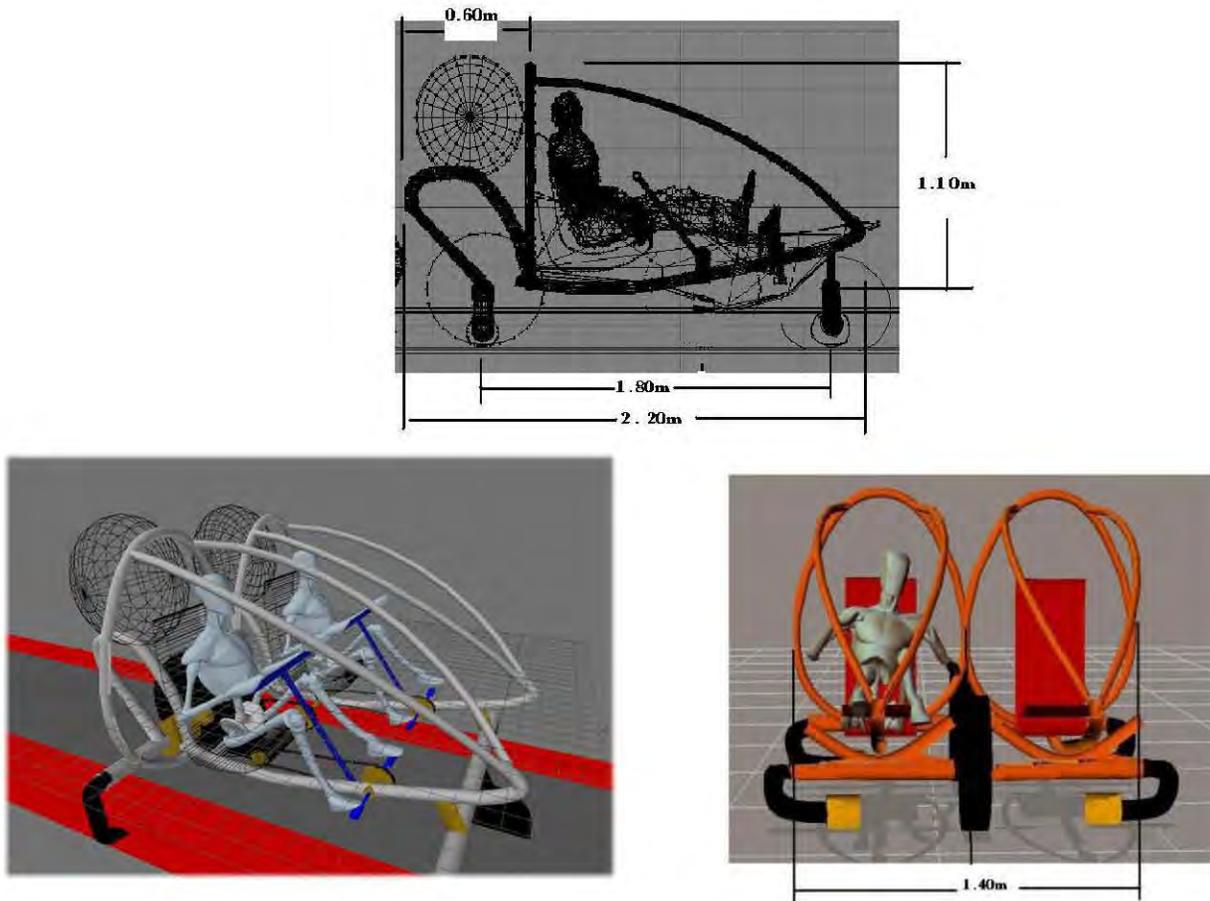


Fig. 4. Dimensiones del vehículo THE Puma en la propuesta original. (Cervantes Cabello, 2011)

Se proponía que la sujeción a la vía fuera con cuatro ruedas en cada esquina, donde cada rueda estaba contenida en un canal en forma de "C" (Fig. 5).

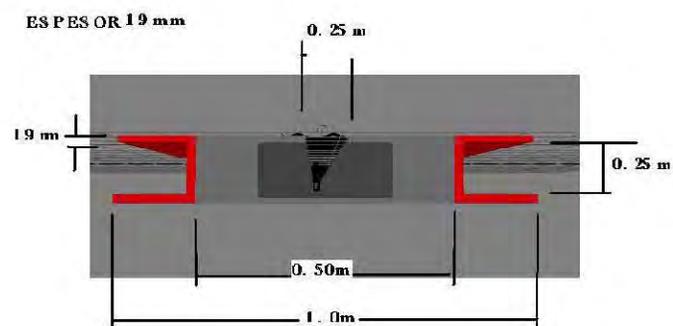


Fig. 5. Propuesta conceptual inicial de la vía. (Cervantes Cabello, 2011)

## DISEÑO CONCEPTUAL

Se diseñará un vehículo tipo TPR, completamente automatizado, con diseño moderno, aerodinámico, eficiente y de bajo costo de producción que tome los aspectos de confort del automóvil privado y cumpla con los objetivos del sistema de transporte THE Puma. Con la condición particular de ser un vehículo impulsado por el pedaleo de sus usuarios, además de estar auxiliado por un motor eléctrico.

A continuación se enlistan las restricciones de diseño que debe cumplir el vehículo:

- Dimensiones de estructura: ver Fig. 4.
- Velocidad máx. del vehículo: 60 [km/h].
- Dos pasajeros por vehículo.
- Peso con carga 500 Kg.

Para poder evaluar y desarrollar el vehículo con mayor facilidad, el trabajo será descompuesto en cinco grandes sub ensambles:

- Habitáculo de Pasajeros
- Chasis
- Rueda neumática
- Acople a la vía (bogies)
- Carrocería

Tabla 3. Ficha de descripción del vehículo.

Concepto	Descripción
Descripción del producto	→ Vehículo para el sistema de transporte THE Puma. Tren motriz híbrido: pedaleo humano y motor eléctrico.
Objetivos principales del proyecto	→ Diseñar y construir un sistema de transporte adicional a los existentes en la Ciudad de México, con el fin de incrementar las posibilidades para transportar personas.
Mercado primario	→ Grandes metrópolis como la Ciudad de México.
Mercado secundario	→ Universidades e Institutos como la UNAM, IPN, UAM, etc. (Se utilizarían en principio como proyecto piloto)
Principales competidores en mercado primario y secundario	→ Ver Tabla 1
Riesgo del trabajo	→ Costos de manufactura elevados que dificulten la viabilidad económica del proyecto. → Soluciones alternativas de mayor impacto.

## HABITÁCULO DE PASAJEROS

El habitáculo es el espacio disponible para las personas al interior del vehículo. Un correcto planteamiento de este espacio asegura tener un diseño ergonómico, donde los pasajeros tengan una estancia confortable durante sus viajes.

Tabla 4. Ficha de descripción del componente habitáculo.

Concepto	Descripción
Función de la parte	Espacio destinado a los pasajeros.
Requerimientos principales	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ 2 pasajeros</li> <li>→ Confort</li> <li>→ Seguridad</li> <li>→ Optimización de potencia del pedaleo</li> </ul>
Opciones de solución generadas	<p>Se revisaron tres propuestas:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>→ Mono cabina – pasajeros ubicados uno a lado del otro.</li> <li>→ Mono cabina – pasajeros ubicados en tándem.</li> <li>→ Doble cabina independiente – pasajeros ubicados uno a lado del otro.</li> </ul> <p>Se decidió por la solución mono cabina con los pasajeros ubicados transversalmente.</p>

## ANÁLISIS DE LAS OPCIONES DE SOLUCIÓN

Tabla 5. Análisis de las opciones de solución para el diseño del habitáculo.

Solución	Ventajas	Desventajas
Mono cabina – pasajeros ubicados uno a lado del otro (Fig. 6).	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Accesibilidad en las estaciones de ascenso y descenso. Sólo se requiere tener un andén en las estaciones, permitiendo bajar a los dos pasajeros desde un mismo lado.</li> <li>→ Bajo coeficiente de arrastre al tener una geometría similar a un perfil aerodinámico (gota).</li> <li>→ Facilidad para posicionar cómodamente a los pasajeros (considerando el pedaleo).</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Mayor área frontal que ubicando a los pasajeros en tándem.</li> </ul>
Mono cabina – pasajeros ubicados en tándem.	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Accesibilidad en las estaciones de ascenso y descenso. Sólo se requiere tener un andén de un lado del vehículo.</li> <li>→ Bajo coeficiente de arrastre al tener una geometría similar a un perfil aerodinámico (gota).</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Larga longitud del vehículo para permitir el pedaleo de los pasajeros.</li> </ul>
Doble cabina independiente – Pasajeros ubicados uno a lado del otro (diseño Inicial Fig. 4).	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Evita el contacto interpersonal entre los usuarios del transporte, evitando así problemas de asaltos y contactos no deseados.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Mala accesibilidad en las estaciones de ascenso y descenso. Se requiere tener un andén de cada lado del vehículo.</li> <li>→ Chasis más pesado para alojar dos habitáculos independientes.</li> </ul>

Las posibles soluciones se evaluaron desde un punto de vista ergonómico, de la accesibilidad en las estaciones y de la reducción de peso y volumen. Se eligió la primera opción de diseño (mono cabina con los pasajeros ubicados en paralelo) debido a la mayor cantidad de ventajas que representa sobre las otras opciones.

Si el vehículo fuese puramente eléctrico, la propuesta con los pasajeros ubicados en tándem sería la mejor, pues se logra una reducción del área frontal conservando las ventajas de la primera solución. Sin embargo al necesitar tener un espacio para el pedaleo, no representa una opción deseable para desarrollar, pues implicaría extender en gran magnitud la longitud del vehículo.

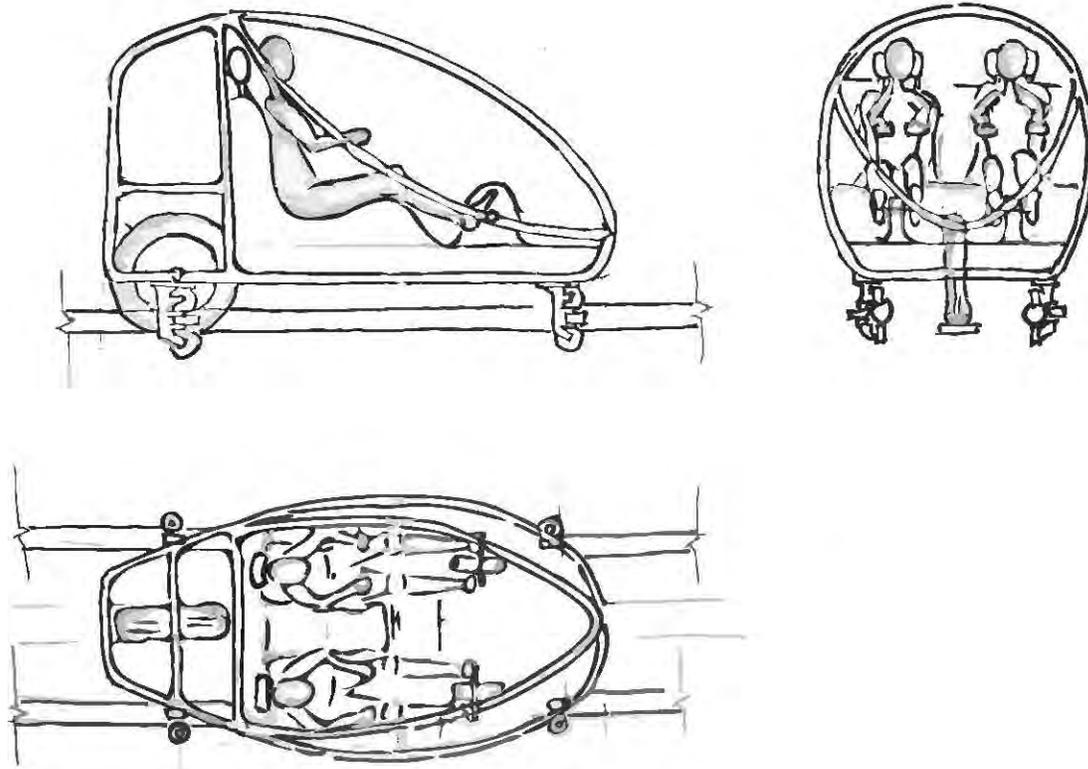


Fig. 6. Croquis a mano alzada de las 3 vistas del diseño conceptual del vehículo. (Elaboración propia)

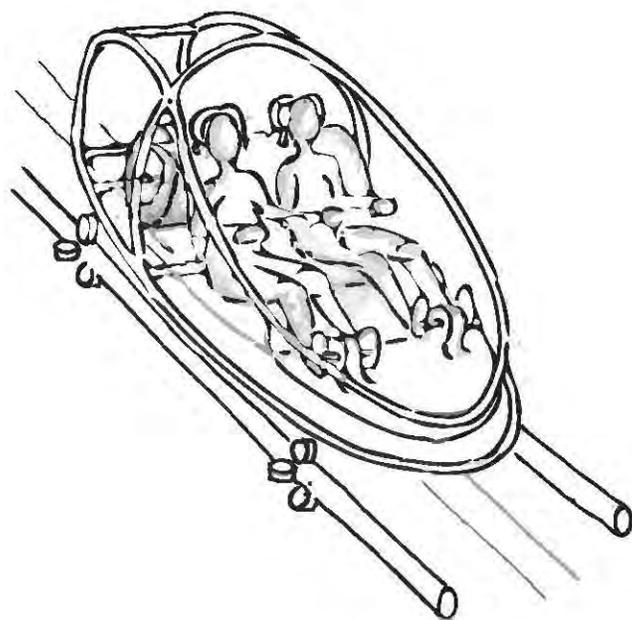


Fig. 7. Croquis de la perspectiva del diseño conceptual del vehículo. (Elaboración propia)

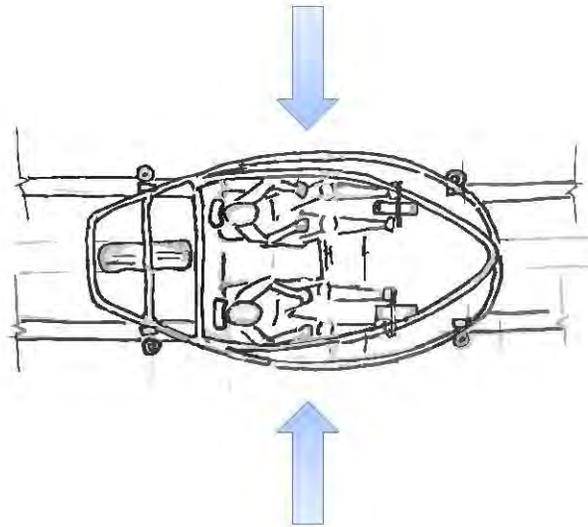


Fig. 8. Justificación de la elección de una cabina monovolumen para permitir accesibilidad de los dos lados del vehículo en las estaciones de ascenso y descenso. (Elaboración propia)

Una vez seleccionado el esquema de un habitáculo monovolumen, se establece la distribución de espacios y componentes que integran al vehículo (Fig. 9).

Los componentes más pesados como: paquete de baterías, tren motriz y diversos sistemas; se ubicaran lo más bajo posible para disminuir el centro de gravedad y generar menores sollicitaciones mecánicas a los elementos de acople a la vía y consecuentemente al chasis.

Se plantea tener un doble piso formado entre el suelo del habitáculo y la parte inferior de la carrocería. En el espacio intermedio se alojarán los elementos mecánicos de transmisión de potencia del pedaleo para que no queden expuestos a la vista de los pasajeros.

Se diseñará una pequeña nariz que sirva como zona de absorción de impactos en caso de una colisión frontal. Con esto se obtiene una distancia satisfactoria entre las piernas y la punta del vehículo, reduciendo el riesgo de afectar las piernas en caso de un incidente.

Finalmente, el espacio que queda detrás de la cabeza de los pasajeros, se utilizará para guardar los objetos personales de los mismos.

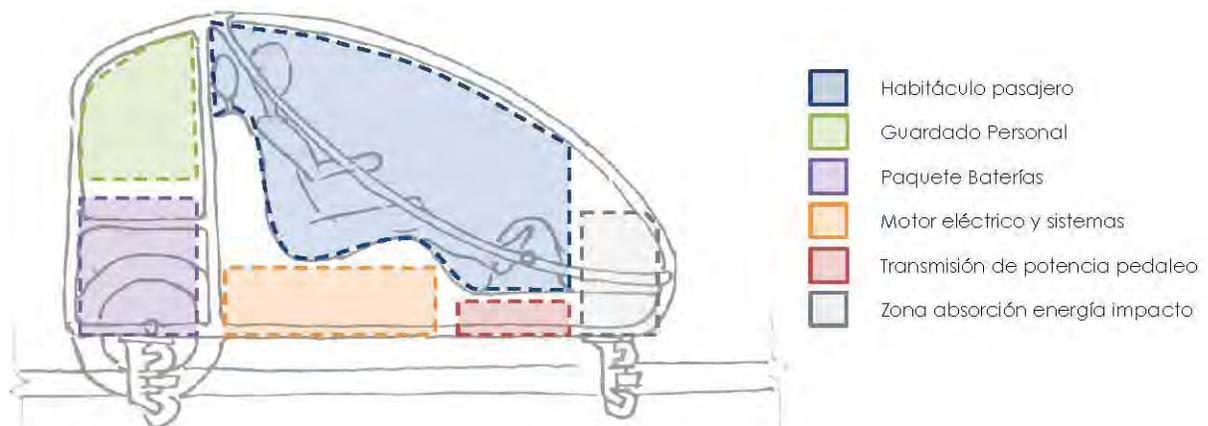


Fig. 9. Croquis de la distribución de espacios y componentes en el vehículo. (Elaboración propia)

## ASIENTO

El diseño conceptual plantea tener parte de la estructura tubular aparente para mantener un lenguaje visual similar a las bicicletas, en las cuales la estructura tubular es una característica típica. Para el diseño de los cojines se proponen tres elementos: inferior para los glúteos y piernas; superior para la espalda y finalmente un reposacabezas. Una cubierta plástica termo formada se utiliza para cubrir el mecanismo de desplazamiento.



Fig. 10. Croquis del diseño conceptual del asiento. (Elaboración propia)

## ACOPLE A LA VÍA (BOGIES)

El bogie es el elemento que contiene a las ruedas en contacto con el riel. El diseño de este componente debe lograr sujetar el vehículo a la vía en cualquier situación de uso, únicamente permitiendo el desplazamiento en dirección de los rieles.

Tabla 6. Ficha de descripción del sistema de acople a la vía.

Concepto	Descripción
Función de la parte	Sujeción a la vía.
Requerimientos principales	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Sujeción a la vía sin presentar fallas por los esfuerzos generados.</li> <li>→ Diseño que facilite desacoplar el vehículo de la vía.</li> </ul>
Opciones de solución generadas	<p>Se revisaron dos propuestas:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>→ Acople a la vía mediante una sección en "C".</li> <li>→ Acople a la vía mediante tres ruedas de soporte en una sección circular.</li> </ul> <p>Se decidió utilizar la solución con tres ruedas de soporte.</p>

ANÁLISIS DE LAS OPCIONES DE SOLUCIÓN

Tabla 7. Análisis de las opciones de solución para el diseño del bogie.

Solución	Ventajas	Desventajas
Acople a la vía mediante una sección en "C" (diseño Inicial).	→ Menores pérdidas en el rodamiento al tener menor número de ruedas.	→ No soluciona la sujeción del vehículo a la vía en una trayectoria curva. Falta definir un elemento que interactúe de forma horizontal con la vía para absorber la aceleración centrífuga. → Dificultad de construcción de la vía en las secciones de curva por la sección en "C".
Acople a la vía mediante tres ruedas de soporte en una sección circular (Fig. 11).	→ Solución que permite sujetar el vehículo en las tres direcciones de desplazamiento. → Fácil construcción de las secciones curvas de vía, al poder rolar los tubos con la curvatura necesaria.	→ Mayores pérdidas energéticas por el rodamiento de tres ruedas.

Se eligió el acople a la vía con tres ruedas de soporte considerando las ventajas que proporciona en comparación con la otra solución.

La mayor cantidad de pérdidas energéticas de esta propuesta es despreciable en comparación con la otra solución, ya que durante la operación, las ruedas superiores son las que recibirán la carga del vehículo. Las otras ruedas (inferior y lateral), al rara vez tener cargas radiales en su eje, generan pocas pérdidas. A su vez, plantear un riel tubular simplifica en gran medida la construcción y diseño de la vía.

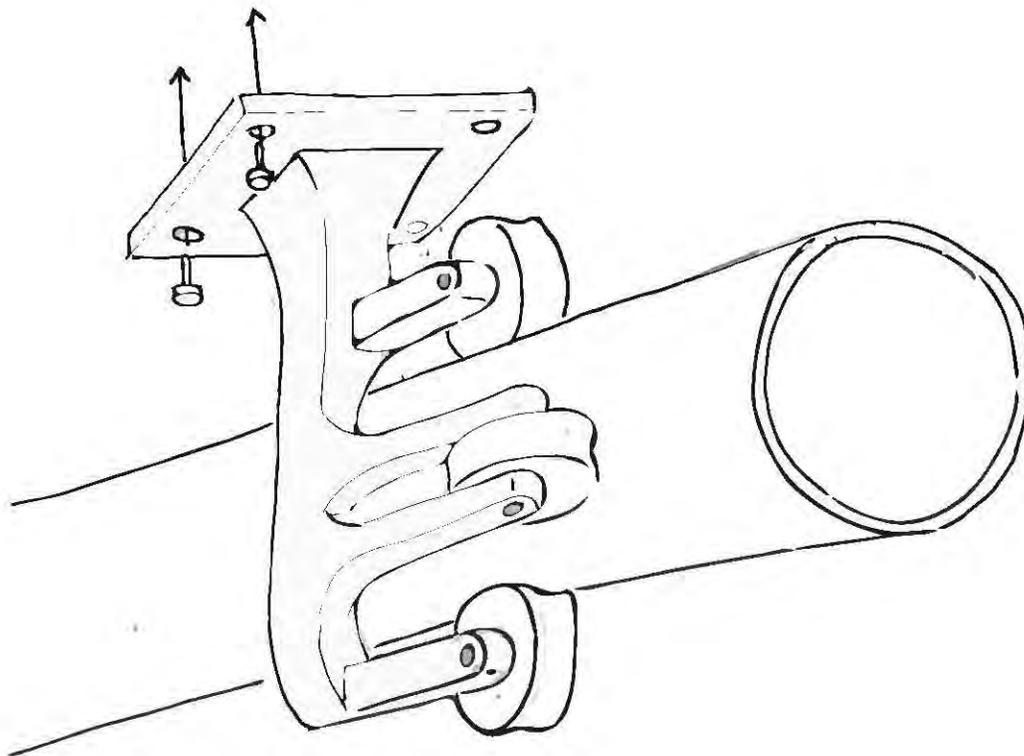


Fig. 11. Croquis del diseño conceptual del bogie. (Elaboración propia)

## VÍA FÉRREA

Para realizar el diseño de *bogie* es necesario contar previamente con el diseño de la vía y de los rieles. Desgraciadamente al momento de realizar este trabajo no se ha diseñado la vía del sistema THE Puma, por lo que a continuación se expone una propuesta de diseño conceptual de la vía. Será necesario plantear un diseño más completo en otro trabajo de investigación.

La vía propuesta está formada por dos rieles tubulares en los extremos de cada lado para sujetar al vehículo. Al centro cuenta con una placa plana para proporcionar una superficie de tracción a la rueda neumática. Se considera que los rieles tubulares serán los elementos estructurales que reciban las cargas de los vehículos y el peso de la placa central (Fig. 12).

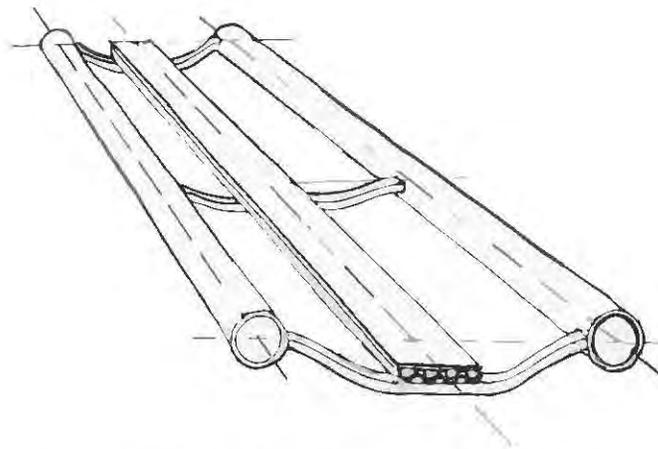


Fig. 12. Groquis del diseño conceptual de la vía. (Elaboración propia)

## ESTUDIO DE DISEÑO

Para la optimización de pesos de la vía se utiliza un estudio de diseño en *SolidWorks Simulation 2011*, donde se evalúan escenarios específicos de diámetro y espesor del riel que reduzcan el volumen de material y simultáneamente satisfagan las solicitaciones estructurales.

En este estudio se busca el perfil comercial tubular estructural que minimice el volumen del tubo y consecuentemente el peso. A continuación se muestra la tabla de tubos comerciales que se proponen para el estudio de diseño (Tabla 8). El tamaño de tubos se especifica mediante dos números adimensionales: el diámetro nominal (NPS, del inglés *Nominal Pipe Size*) y la cédula (SCH, del inglés *schedule*).

Tabla 8. Tubos estándar con diámetro nominal. (Engineers Edge)

NPS	Diámetro Ext. [in (mm)]	Grosor de la Pared [in (mm)]					
		SCH 30	SCH 40s/40	SCH 60	SCH 80s/80	SCH 100	SCH 120
4	4.500 (114.30)	0.188 (4.775)	0.237 (6.020)	0.281 (7.137)	0.337 (8.560)	—	0.437 (11.100)
4½	5.000 (127.00)	—	0.247 (6.274)	—	0.355 (9.017)	—	—
5	5.563 (141.30)	—	0.258 (6.553)	—	0.375 (9.525)	—	0.500 (12.700)
6	6.625 (168.28)	—	0.280 (7.112)	—	0.432 (10.973)	—	0.562 (14.275)
7	7.625 (193.68)	—	0.301 (7.645)	—	0.500 (12.700)	—	—
8	8.625 (219.08)	0.277 (7.036)	0.322 (8.179)	0.406 (10.312)	0.500 (12.700)	0.593 (15.062)	0.719 (18.263)
9	9.625 (244.48)	—	0.342 (8.687)	—	0.500 (12.700)	—	—

PROPIEDADES DEL ESTUDIO

La siguiente tabla establece las propiedades seleccionadas en el análisis de elemento finito en el software (Tabla 9). Se trabaja con un análisis estático lineal para sólidos tratados como vigas.

Tabla 9. Propiedades del estudio de la vía (AEF).

Concepto	Propiedad
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla	Malla de viga
Tipo de solver	FFEPlus
Opciones de unión rígida incompatibles	Automática
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar

INFORMACIÓN DEL MODELO

Se plantea una viga de sección tubular uniforme de 10 [m] de longitud, con apoyos fijos en los extremos (Fig. 13). Esto significa considerar que la vía debe librar un claro de 10 metros, equivalente a cruzar una calle urbana de 2 o 3 carriles (3.35 a 3.66 [m] de ancho por carril<sup>1</sup>) sin necesidad de apoyos intermedios.

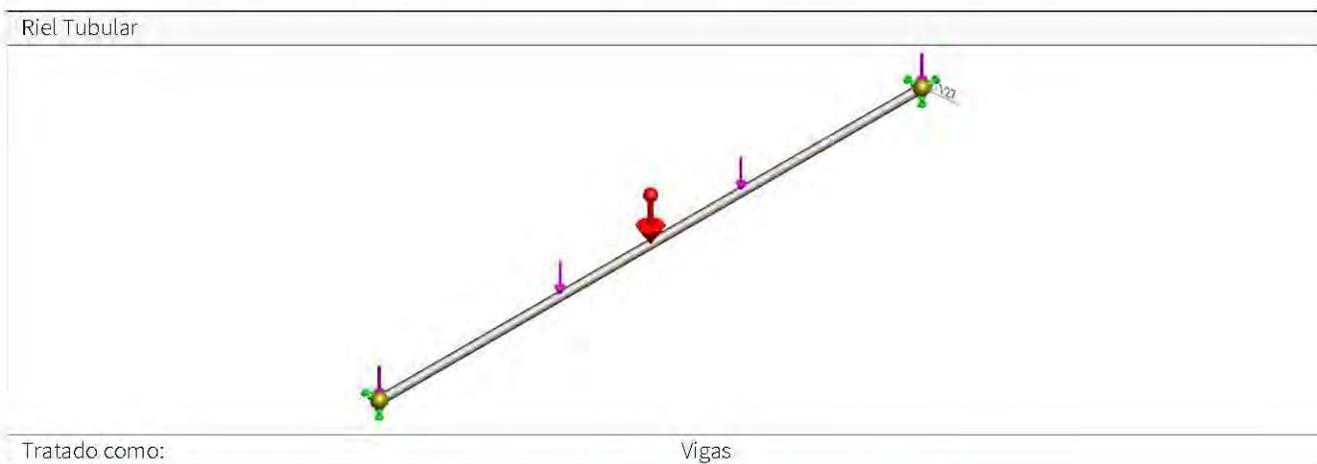


Fig. 13. Información del modelo de la vía (AEF). (Elaboración propia)

PROPIEDADES DEL MATERIAL

La tubería comercial es fabricada normalmente en aceros ASTM A36, ASTM A53, ASTM A252 y ASTM 500. Se utiliza ASTM A36 al ser el acero más habitual entre los perfiles comerciales. Además, comparado con las otras opciones, el ASTM A36 tiene el límite elástico y de tracción más bajo, por lo tanto la sección transversal del tubo será mayor que si se utilizan otros materiales (Fig. 14).

Considerar el diseño del *bogie* a partir de la sección transversal más grande, es la aproximación adecuada, pues en el caso de un rediseño de la vía, con el uso de un material de mayores prestaciones mecánicas, la sección transversal disminuirá. En este caso, el rediseño del *bogie* sería más simple, pues el elemento circular que envuelve a la vía cambiaría para acoplarse a una sección más chica, pero las sujeciones al chasis se mantendrían. En el caso inverso, donde se pasa de una sección menor a una mayor, el rediseño del *bogie* sería más complejo y probablemente se tendrían que rediseñar, además

<sup>1</sup> De acuerdo a la guía "A Policy on Geometric Design of Highways and Streets" para vías del tipo "Arterials" Tabla 5.1.

Una vía de dos carriles, suma una anchura total de 9.76 [m]; considerando los carriles con el mayor ancho de 3.66 [m] (máximo flujo vehicular +2000 [Veh/Día]), más el acotamiento de mayor anchura de 2.44 [m]. (AASHTO, 2001)

del *bogie*, elementos del chasis. Asimismo, en términos de minimizar el peso final del vehículo, siempre es más conveniente prevenir un rediseño donde se reducen las dimensiones de las piezas, a uno donde se necesitan incrementar.

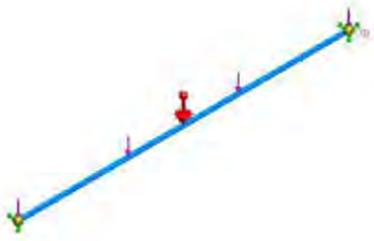
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	ASTM A36 Acero	
	Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises elástico: 2.5e+008 N/m <sup>2</sup> de tracción: 4e+008 N/m <sup>2</sup> Módulo elástico: 2e+011 N/m <sup>2</sup> Coeficiente de Poisson: 0.26 Densidad: 7850 kg/m <sup>3</sup> Módulo cortante: 7.93e+010 N/m <sup>2</sup>	Riel(Saliente-Extruir)

Fig. 14. Propiedades del material de la vía (AEF). (Elaboración propia)

**CARGAS Y SUJECIONES**

Se considera una carga uniformemente distribuida sobre la viga de 8583.75 [N], la cual corresponde a colocar 3.5 vehículos completamente cargados (500 [kg] de acuerdo a las restricciones del vehículo) sobre los dos rieles. Se suponen 3.5 vehículos, pues se estima que la longitud final de cada vehículo será de 2.35 [m] y entre cada uno habrá 0.50 [m] de separación. Esta distribución es considerando una densidad lineal de vehículos alta, como en las estaciones de servicio o próximo a estas.

Desarrollo:

$$Vehiculos_{Totales} = \frac{2.35 + 0.50}{10} \approx 3.50 \tag{2.1}$$

$$F_{riel} = \frac{500 \left[ \frac{Kg}{Veh.} \right] * 3.5 [Veh.] * 9.81 \left[ \frac{m}{s^2} \right]}{2 [Riel]} = 8583.75 \left[ \frac{N}{Riel} \right] \tag{2.2}$$

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo (extremos riel)		Entidades: 2 Joint(s) Tipo: Geometría fija
Nombre de carga	Imagen de Carga	Detalles de carga
Gravedad-1		Referencia: Planta Valores: 0 0 -9.81 Unidades: SI



Fig. 15. Cargas y sujeciones de la vía (AEF). (Elaboración propia)

### CONFIGURACIONES DEL ESTUDIO DE DISEÑO

Se pretende optimizar el ancho y el espesor del perfil. La selección de los rangos en las variables de optimización está escogido de tal forma que coincida con los diámetros nominales comerciales. Se plantea como restricción no superar 125 [MPa] de tensión máxima, para obtener un factor de seguridad cercano a 2.0.

#### Variables de diseño

Nombre	Tipo	Valores	Unidades
DIÁMETRO	RANGE WITH STEP	MIN:114.3, MÁX:244.48, PASO:12.7	MM
ESPESOR	RANGE	MIN:8.56, MÁX:12.7	MM

#### Restricciones

Nombre del sensor	Condición	Valor	Unidades
TENSIÓN DE VIGA	MENOR A	MÁX:125	N/MM <sup>2</sup> (MPa)

#### Objetivos

Nombre	Objetivo	Propiedades	Peso
VOLUMEN	MINIMIZE	VOLUMEN	1

### INFORMACIÓN DE LA MALLA

Concepto	Propiedades
Tipo de malla	Malla de Viga
Número total de nodos	159
Número total de elementos	157

Nombre de modelo: Vía  
 Nombre de estudio: Estudio1  
 Tipo de malla:



Fig. 16. Mallado del riel para el estudio de diseño de la vía (AEF). (Elaboración propia)

### RESULTADOS

El resultado de los escenarios probados para la optimización se expresa en la siguiente tabla (Tabla 10). El escenario óptimo para reducir el volumen tiene un diámetro de 127 [mm] y un espesor de 8.565 [mm]. Para dichas medidas el tubo comercial más próximo es NPS 4½ cedula 80, el cual tiene un grosor ligeramente más grande que el óptimo (9.017 [mm]), proveyendo con cierto margen de seguridad.

Tabla 10. Resultados de los escenarios de optimización del estudio de diseño.

Concepto	Óptimo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Diámetro [mm]	127.000	127.000	127.000	244.480	114.300	244.480	114.300	244.480	114.300	179.390	179.390	179.390
Espesor [mm]	8.565	8.565	8.565	12.700	12.700	8.560	8.560	10.630	10.630	12.700	8.560	10.630
Tensión Max [MPa]	103.990	103.990	103.990	25.685	104.940	31.044	128.260	27.798	114.000	44.093	53.930	47.957
Volumen [m <sup>3</sup> ]	0.03187	0.03187	0.03187	0.09248	0.04054	0.06344	0.02844	0.07809	0.03462	0.06651	0.04594	0.05636

A continuación se muestran los resultados del análisis de elemento finito del escenario óptimo:

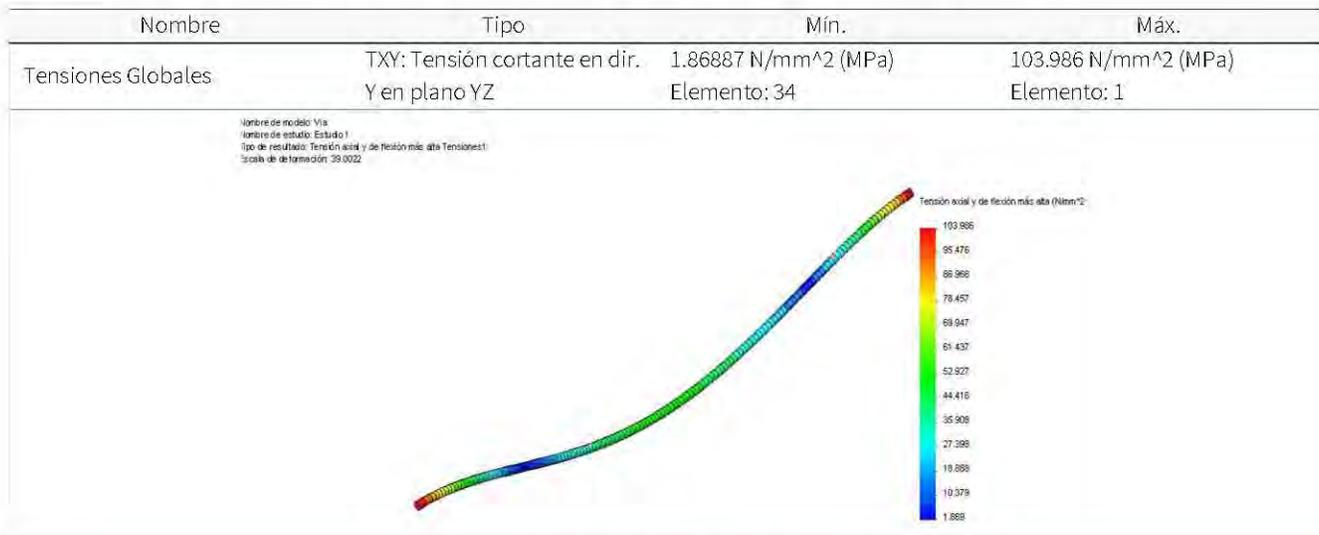


Fig. 17. Tensiones globales de la vía (AEF). (Elaboración propia)

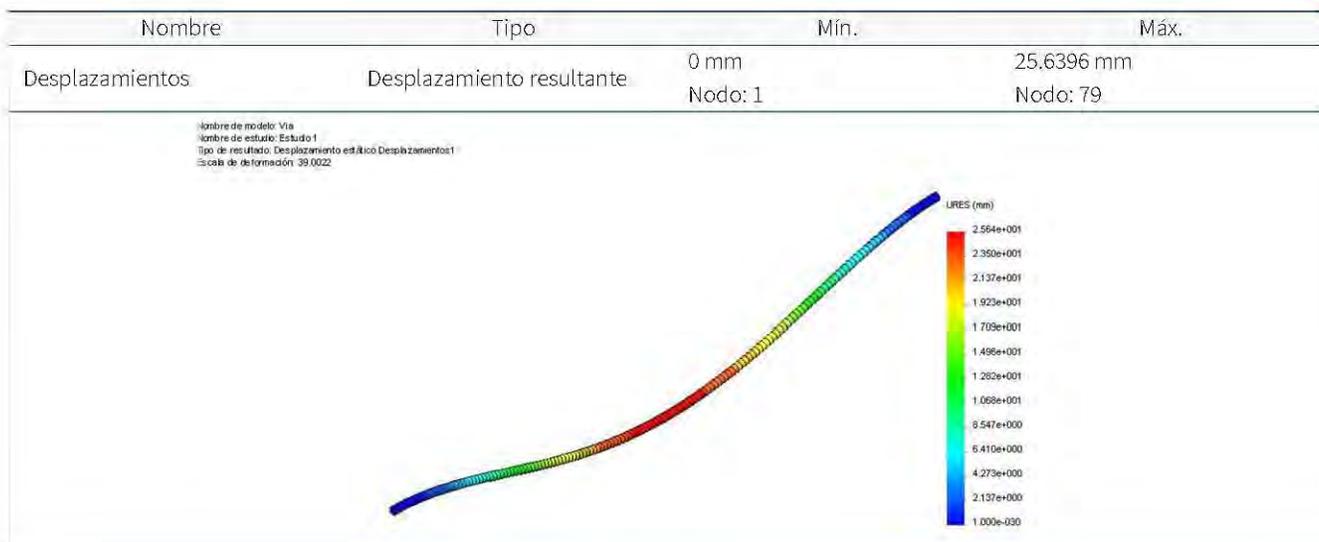


Fig. 18. Desplazamientos globales de la vía (AEF). (Elaboración propia)

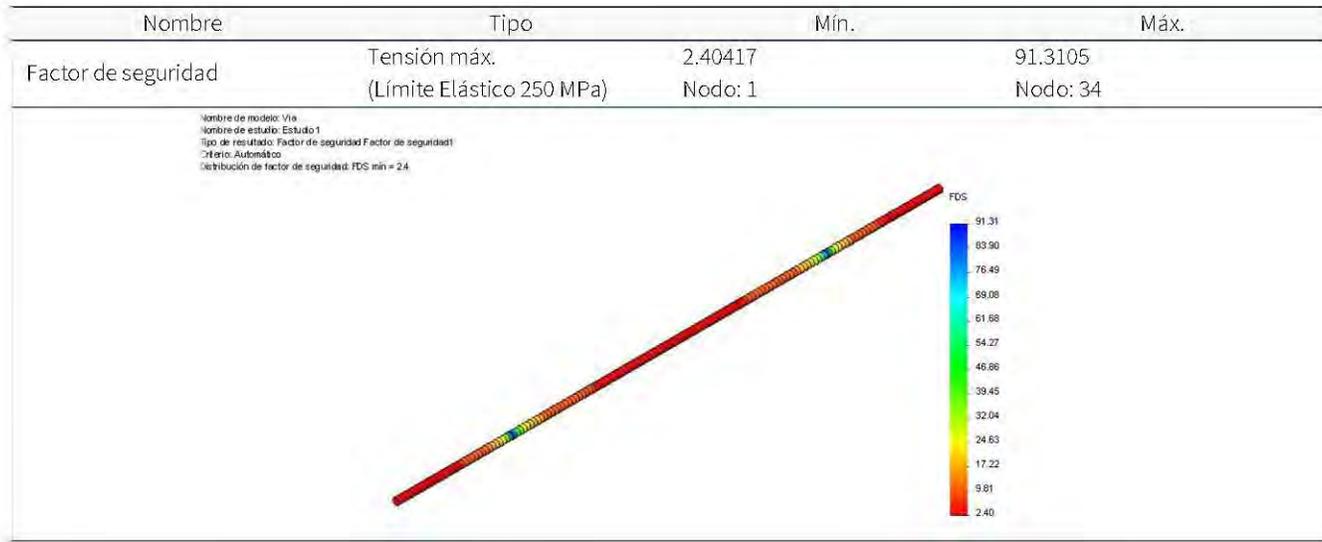


Fig. 19. Factor de seguridad de la vía (AEF). (Elaboración propia)

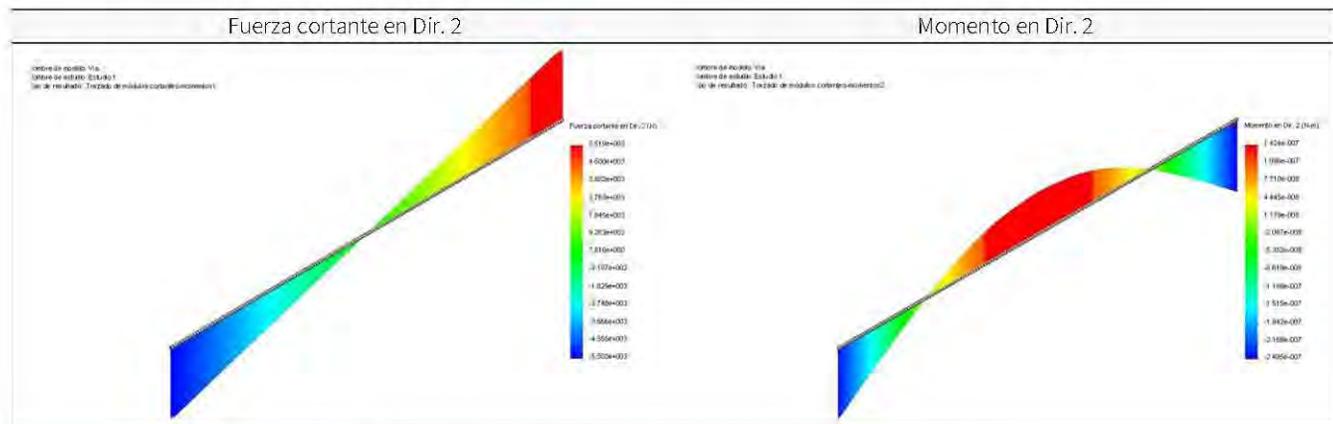


Fig. 20. Fuerza cortante y momento flector de la vía (AEF). (Elaboración propia)

### CONCLUSIONES DEL ESTUDIO

Al tratarse de un estudio de diseño, la solución converge a las restricciones planteadas en el análisis, cumpliendo perfectamente con las solicitaciones mecánicas. Sin embargo, aunque cumpla estructuralmente, se desea que la flexión del riel esté dentro de la reglamentación constructiva del Distrito Federal<sup>2</sup>, en la cual una viga debe satisfacer la siguiente restricción:

$$F_{max} = \frac{L}{240} + 0.005$$

2.3

Donde L es la longitud de la viga y todas las unidades están expresadas en metros.

En el caso de una viga de 10 [m], como la estudiada en este análisis, la flecha máxima permisible es de 46.67 [mm], tolerancia considerablemente mayor a los 25.6396 [mm] de flexión máxima encontrada en el estudio (Fig. 18) y

<sup>2</sup> (Secretaría de Obras y Servicios del Distrito Federal, 2013)

correspondiente al 57% del máximo permisible en el reglamentación. Con los resultados anteriores, se concluye que considerar como base un tubo NPS 4½ cedula 80 es adecuado.



Fig. 21. Render del diseño conceptual de la vía. (Elaboración propia)

## RUEDAS NEUMÁTICAS (SISTEMA DE TRACCIÓN Y FRENADO)

Este componente es el encargado de convertir la potencia proveniente del motor eléctrico a tracción mecánica para que el vehículo se desplace sobre la vía. Además debe proveer de capacidad de frenado al vehículo.

Tabla 11. Ficha de descripción del sistema tracción y frenado: rueda neumática.

Concepto	Descripción
Función de la parte	Tracción y frenado del vehículo.
Requerimientos principales	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Buena tracción mecánica en la aceleración y frenado.</li> <li>→ Frenado de 60 a 0 km/h en una distancia estándar para un vehículo de pasajeros.</li> </ul>
Opciones de solución generadas	<p>Se revisaron dos propuestas:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>→ Dos ruedas neumáticas: una para tracción y otra para frenado.</li> <li>→ Una rueda neumática que hace la función de frenado y tracción.</li> </ul> <p>Finalmente se decidió por la solución con una rueda neumática.</p>

## ANÁLISIS DE LAS OPCIONES DE SOLUCIÓN

Tabla 12. Análisis de las opciones de solución para el diseño de la rueda neumática.

Solución	Ventajas	Desventajas
Dos ruedas neumáticas: Frontal - Freno Trasera - Tracción	→ Mejores prestaciones de frenado y aceleración debido al cambio en la distribución de peso en las aceleraciones y desaceleraciones.	→ Mayor peso al tener dos ruedas. → Es necesario crear un sistema de dirección que permita a la rueda frontal girar sobre su eje para evitar pérdidas por fricción si la llanta mantiene su dirección recta en trayectorias curvas de la vía.
Una rueda neumática: trasera	→ Menor peso. → Menores pérdidas al disminuir la resistencia a la rodadura. → Mayor volumen en el habitáculo frontal.	→ Mayores solicitaciones de frenado en la rueda trasera por la distribución de pesos hacia la parte frontal en la desaceleración.

Se eligió utilizar una única rueda neumática por la considerable reducción de peso, el incremento en el espacio interior frontal y la disminución de pérdidas energéticas causadas por la resistencia a la rodadura.

La capacidad de frenado máxima utilizando una sola llanta, ya sea frontal o trasera, no es suficiente para cumplir con la reglamentación de un automóvil y garantizar una distancia de frenado segura. Esto se debe a que el peso del vehículo se reparte entre todos los puntos de apoyo (todos los bogies), provocando que la carga radial en el eje de la rueda neumática sea baja. Como consecuencia la capacidad de frenado máxima, antes de que la rueda empiece a deslizar, se ve muy reducida.<sup>3</sup> Por lo que se tendrá que diseñar un sistema de frenado en las ruedas de soporte, haciendo innecesario poner una llanta frontal únicamente dedicada a las tareas de frenado.

## SELECCIÓN DE MATERIALES

En el contexto del diseño conceptual, el principal objetivo de la selección de materiales es proponer una clase de materiales para cada componente que integra el vehículo y así tener una noción de diseño previa al desarrollo detallado.

La selección de materiales empieza utilizando los diagramas de Ashby<sup>4</sup>. En términos generales los materiales que proveen la mejor relación resistencia/densidad para uso en un vehículo son los materiales compuestos. Los cerámicos tiene la mejor relación resistencia/densidad pero no son dúctiles y tiene fractura frágil, haciéndolos inútiles en un vehículo (sobre todo en elementos estructurales) (Fig. 22 y Fig. 23). Desgraciadamente cuando analizamos los materiales compuestos contra su precio, no representan la mejor opción, pues su costo de adquisición es alto y en la mayoría de los casos, la manufactura es compleja y por lo tanto costosa (Fig. 24 y Fig. 25).

Con estas limitantes, la mejor opción la representan los aceros y los aluminios pues proveen una buena relación precio/resistencia y adecuada relación resistencia/densidad. Otros metales presentan también muy buenas propiedades mecánicas (titanio, magnesio), pero su precio elevado los descarta como candidatos.

<sup>3</sup> La fuerza de fricción en la rueda se calcula multiplicando el coeficiente de fricción entre la rueda y el acero del riel, por la carga dinámica en su eje.

<sup>4</sup> Son diagramas de dispersión que muestran dos propiedades de un material en un mismo plano y permiten encontrar al material candidato con la mejor relación de las propiedades mostradas. Desarrollados por Michael Ashby en la Universidad de Cambridge. (University of Cambridge - materials.eng.cam.ac.uk, 2002)

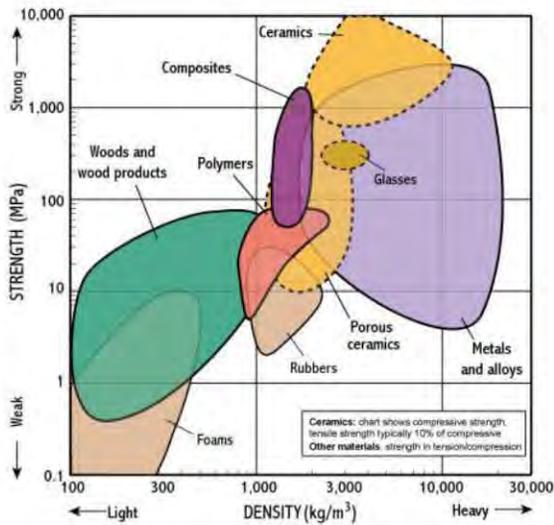


Fig. 22. Mapa general de los materiales, clasificados en resistencia [MPa] vs. Densidad [kg/m<sup>3</sup>]. (University of Cambridge - materials.eng.cam.ac.uk, 2002)

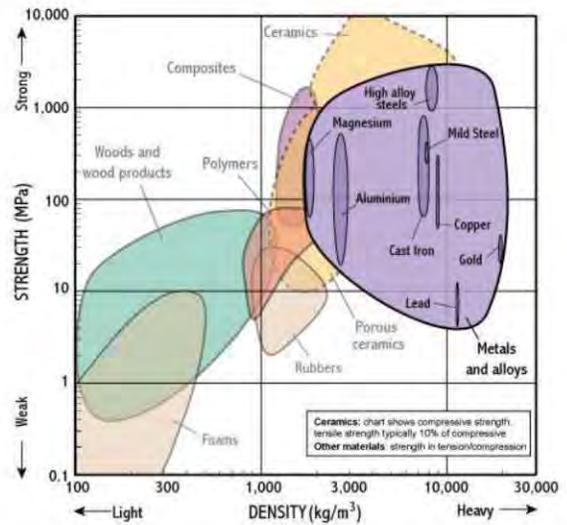


Fig. 23. Detalle de los metales, clasificados en resistencia [MPa] vs. Densidad [kg/m<sup>3</sup>]. (University of Cambridge - materials.eng.cam.ac.uk, 2002)

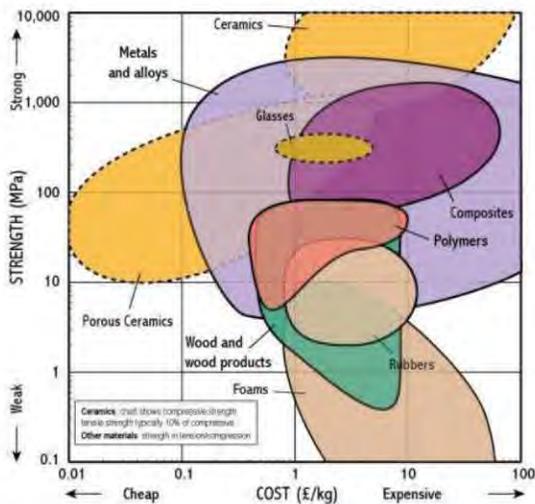


Fig. 24. Mapa general de los materiales, clasificados en resistencia [MPa] vs. Costo [€/kg]. (University of Cambridge - materials.eng.cam.ac.uk, 2002)

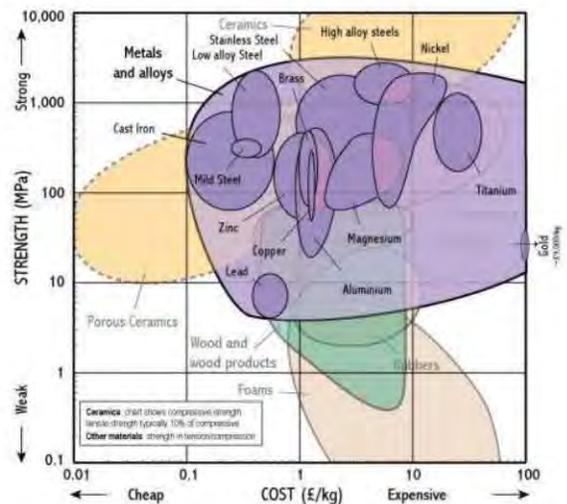


Fig. 25. Detalle de los metales, clasificados en resistencia [MPa] vs. Costo [€/kg]. (University of Cambridge - materials.eng.cam.ac.uk, 2002)

De acuerdo a los diagramas de Ashby mostrados anteriormente se proponen las siguientes clases de materiales para los principales componentes del vehículo (Tabla 13).

Tabla 13. Materiales candidatos para los componentes del vehículo.

Componente	Grupo de Materiales Candidatos
→ Asiento	La fabricación de la estructura del asiento será a partir de perfiles tubulares, por lo que la clase general de este componente serán los aceros o aluminios.
→ Bogie	La resistencia estructural es primordial en este componente, por ello los aceros y fundiciones de hierro serán las opciones.
→ Rueda motriz	Este componente articula y sostiene a la rueda neumática. Al no tratarse de un elemento de seguridad se estudiarán los aceros y aluminios maquinables.
→ Chasis	Al igual que el asiento, la fabricación de la estructura será a partir de perfiles tubulares, por lo que el grupo de materiales serán los aceros o aluminios.
→ Carrocería	La fabricación de este componente debe ser ligera y fácil de moldear. Se utilizará algún material compuesto. Preferentemente fibra de vidrio (GFPR).

## ANÁLISIS DE RESTRICCIONES

---

Para el análisis de restricciones se desarrolló un modelo que calcula las fuerzas y pares de fuerzas experimentados durante cuatro situaciones comunes de uso:

- Aceleración,
- Capacidad de frenado,
- Trayectorias curvas y
- Velocidad constante.

El uso del modelo permite determinar las características y condiciones a las que estará sujeto el vehículo durante su operación y que deben considerarse en el diseño. Es por esto que el modelo está desarrollado en función de parámetros de diseño como: longitudes, masas, centros de gravedad, etc.; para obtener como resultado pares de fuerzas y fuerzas de reacción.

El modelo está planteado en base a las ecuaciones de impulso y cantidad de movimiento, usando las formas para sólidos en traslación y rotación. Para estimar las pérdidas energéticas, considera las principales fuerzas que se oponen al movimiento y a la aceleración del vehículo:

- La resistencia al rodamiento entre las ruedas y la superficie,
- la fricción dentro de los cojinetes o rodamientos de las ruedas,
- la resistencia inercial del vehículo y
- la resistencia al avance debido al aire.

El modelo está escrito en *Maple V15 de MapleSoft®* para facilitar el proceso de diseño, ya que permite obtener resultados inmediatos después de realizar cambios en los parámetros de diseño.

En las siguientes secciones se desarrolla el modelo, primero se describen casos particulares del análisis y después se describe el desarrollo completo.

## COTAS DEL VEHÍCULO

A continuación se especifican las dimensiones y cotas que serán usadas en el modelo:<sup>5</sup>

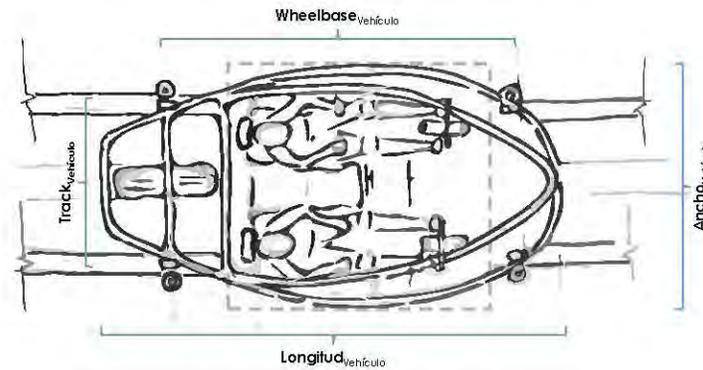


Fig. 26. Cotas de referencia para el vehículo. (Elaboración propia)

Tabla 14. Dimensiones y cotas del vehículo a analizar.

Dimensión	Cantidad
Longitud Vehículo:	2.26048 [m]
Ancho Vehículo:	1.41175 [m]
Alto Vehículo:	1.44166 [m]
Wheelbase <sup>6</sup>	1.72261 [m]
Track <sup>7</sup>	0.880 [m]
Centro Gravedad [Longitudinal]	573.54, 33.3 %
Centro Gravedad [Vertical]	472.86, 32.8 %
Masa [Total] <sup>8</sup>	549.421 [Kg]

## ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE ARRASTRE

Al estudiar un vehículo que se desplazará a 60 [km/h], la fuerza de oposición al avance causado por la resistencia al aire, representa una pérdida energética importante, por lo cual es importante considerar esta fuerza en el diseño del vehículo.

El primer paso para la determinación de dichas fuerzas es estimar el coeficiente de arrastre.

## Hipótesis

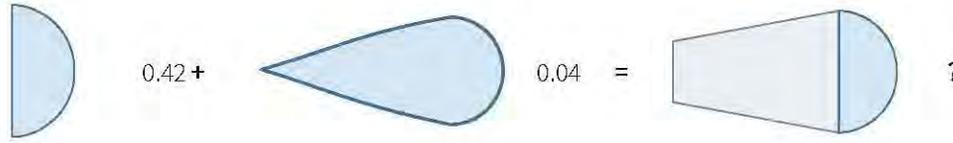
Se supone que la geometría del vehículo se puede analizar como un perfil aerodinámico en forma de gota truncado en la parte posterior. El coeficiente estimado será una combinación lineal del coeficiente de una esfera y el de un perfil aerodinámico (gota).

<sup>5</sup> Los parámetros fueron variando durante la fase de diseño. Estos datos corresponden al diseño final del vehículo.

<sup>6</sup> Distancia entre "ejes", es decir entre bogie frontal y trasero. La medición se toma entre los puntos donde las ruedas hacen contacto con riel.

<sup>7</sup> Distancia entre bogie izquierdo y derecho.

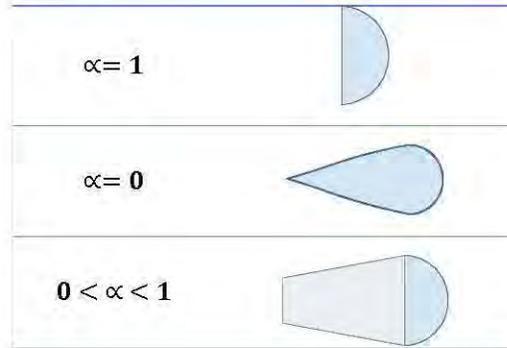
<sup>8</sup> La masa del vehículo considera el peso vacío de 357.021 [Kg] y dos pasajeros de 96.2 [Kg].



$$C_{D_{Est.}} = f(C_{D_{Esfera}}, C_{D_{Gota}}) \therefore \tag{2.4}$$

$$C_{D_{Est.}} = C_{D_{Gota}} + \alpha (C_{D_{Esfera}} - C_{D_{Gota}}) = 0.04 + \alpha (0.38) \tag{2.5}$$

Con un constante  $\alpha$  que proponemos de la siguiente forma:



Para lo cual suponemos que:

$$\alpha = \left( 1 - \frac{Longitud_{Trapezio}}{Longitud_{Gota}} \right) \therefore \tag{2.6}$$

$$C_{D_{Est.}} = \left( 0.04 + \left( 1 - \frac{Longitud_{Trapezio}}{Longitud_{Gota}} \right) * 0.38 \right) * 1.10 \tag{2.7}$$

Se agrega un 10% extra debido a los elementos que generaran resistencia como las llantas, tomas de aire y los elementos de acople a la vía.

Se supone que el perfil aerodinámico se puede descomponer en una media esfera en la parte frontal y en un cono en la posterior. En términos del vehículo, los parámetros quedan expresados de la siguiente forma:

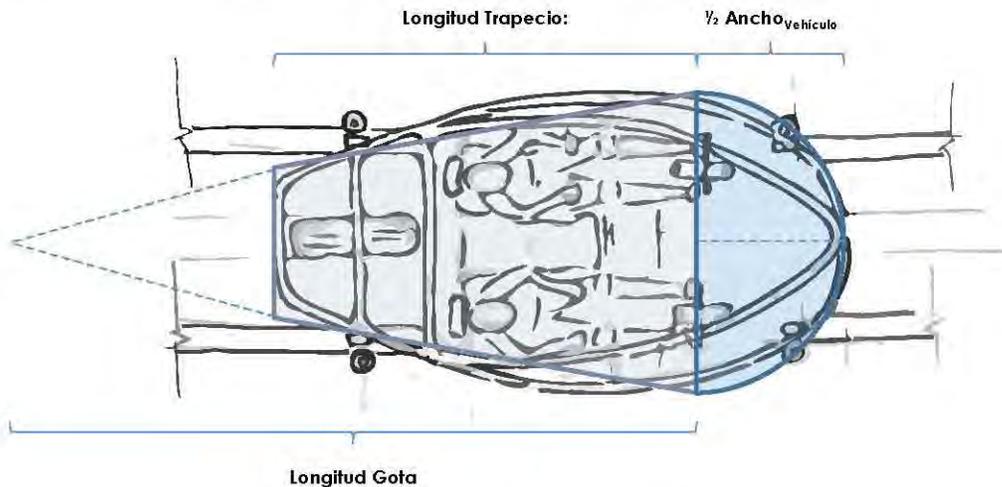
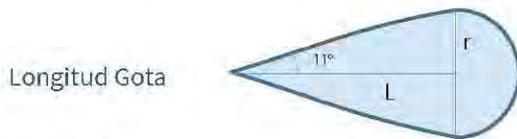


Fig. 27. Definición de la longitud gota y longitud del trapecio. (Elaboración propia).

Describiendo las dos áreas desde la vista superior:



$$\tan \theta = \frac{r}{L} \rightarrow L = \frac{r}{\tan 11^\circ}^9$$

$$\text{Longitud}_{\text{Gota}} = \frac{1}{2} \frac{\text{Ancho}_{\text{vehículo}}}{\tan 11^\circ}$$

Longitud Trapecio

$$\text{Longitud}_{\text{Trapezio}} = \text{Longitud}_{\text{vehículo}} - \frac{1}{2} \text{Ancho}_{\text{vehículo}}$$

## FUERZA DE ARRASTRE

La fuerza de arrastre se calcula de la siguiente forma:

$$F_D = \frac{1}{2} \rho v^2 C_D \text{Area}_{\text{Frontal}} \quad 2.8$$

Debido a la dependencia de la velocidad en el cálculo de la fuerza de arrastre (término cuadrático de la velocidad), esta fuerza se estimará en su valor promedio (respecto a la velocidad) mediante el uso del *teorema del valor medio* en forma integral. Este teorema enuncia lo siguiente:

Para una función continua en el intervalo  $[a, b]$ , existe un valor  $\xi$  en dicho intervalo, tal que<sup>10</sup>

$$\int_a^b f(x) dx = f(\xi)(b - a) \quad 2.9$$

En términos del vehículo, para el usarse en el modelo, queda expresado como:

$$\overline{F_D} = \frac{\frac{1}{2} \rho C_D \text{Area}_{\text{Frontal}} \int_{v_{\text{inicial}}}^{v_{\text{final}}} v^2 dv}{v_{\text{final}} - v_{\text{inicial}}} \quad 2.10$$

## REACCIONES EN LAS RUEDAS DELANTERAS Y TRASERAS

Las aceleraciones y desaceleraciones cambian la distribución de cargas entre la parte frontal y la trasera. Estudiar estos desplazamientos del centro de presión será necesario para estimar la capacidad de frenado, así como las cargas a las que estará sujeto el chasis y los bogies.

Una "consecuencia del *principio de D'Alembert*, es que si se conocen todas las aceleraciones, un problema dinámico puede reducirse a un problema estático de determinación de fuerzas."<sup>11</sup>

Definimos el diagrama de cuerpo libre (Fig. 28), incluyendo la fuerza "ficticia" de la aceleración de acuerdo al principio de D'Alembert. El centro de gravedad longitudinal se define en porcentaje de 0 a 100%, donde el 0% es la parte posterior y el 100% es la parte frontal. Para encontrar la distancia del centro de gravedad simplemente se multiplica la distancia entre bogies (*wheelbase*) por dicho porcentaje. De la misma manera, el centro de gravedad vertical se expresa en porcentaje, donde 0% es la parte más baja y 100% la más alta (en este caso el porcentaje se multiplica por el alto del vehículo).

<sup>9</sup> A partir de dibujar un perfil NACA 0024 en el CAD y medir el ángulo aproximado que se forma visto desde la proyección superior.

<sup>10</sup> (Wikipedia, teorema del valor medio)

<sup>11</sup> (Wikipedia, principio de D'Alembert)

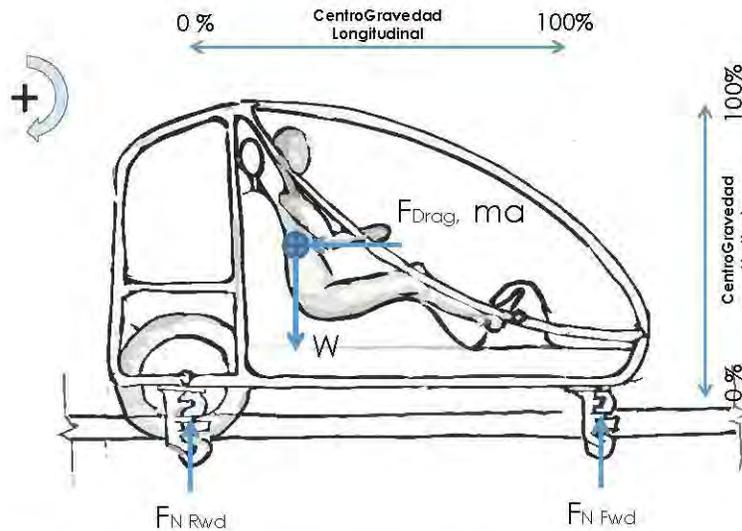


Fig. 28. Diagrama de fuerzas y centro de gravedad en el vehículo. (Elaboración propia)

Para encontrar las reacciones normales frontales y traseras, se hará una suma de momentos en cada uno de estos apoyos.

$$\sum M_{Rwd} = -M_{F_{N\ Fwd}} + M_W - M_{F_{Drag}} - M_{F_{aceleración}} = 0 \tag{2.11}$$

$$\sum M_{Fwd} = +M_{F_{N\ Rwd}} - M_W - M_{F_{Drag}} - M_{F_{aceleración}} = 0 \tag{2.12}$$

Las distancias en el eje  $x$ , necesarias para el cálculo de momentos, se determinan a partir del centro de gravedad longitudinal, expresado en porcentaje, multiplicado por la distancia entre ejes (*wheelbase*). En el caso de las distancias en el eje  $y$ , se obtienen mediante el centro de gravedad vertical (igualmente en porcentaje), multiplicado por la altura del vehículo.

MODELO

PREMISAS GENERALES

Las velocidades, el tiempo de aceleración y los pares (freno y tracción motriz), se dejan expresados en términos de variables para que en la sección final del análisis, se sustituyan por valores específicos de cada situación en estudio (aceleración, frenado, etc.) y se obtengan los resultados deseados.

Todos los valores introducidos en el modelo están en el Sistema Internacional de Unidades.

$Acel_{gravedad} := 9.81 :$  2.13

$\rho := 1.2250 :^{12}$  2.14

Datos del vehículo (masa y dimensiones):

$Vehiculo_{Longitud} := 2.26048 :$  2.15

$Vehiculo_{Ancho} := 1.41175 :$  2.16

$Vehiculo_{Wheelbase} := 1.72261 :$  2.17

<sup>12</sup> Densidad a 0 metros de altitud sobre el nivel medio del mar, según International Standard Atmosphere (ISA).

$Vehiculo_{Track} := 0.880 :$	2.18
$Vehiculo_{Alto} := 1.44166 :$	2.19
$Vehiculo_{CG_{Logitudinal}} := 0.35 :$	2.20
$Vehiculo_{CG_{Vertical}} := 0.35 :$	2.21
$Vehiculo_{Masa} := 357.021 + (96.2 \cdot 2);$	2.22
$Vehiculo_{Masa} := 549.421$	

---

#### ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE ARRASTRE

Se hace uso de las ecuaciones descritas en el apartado *estimación del coeficiente de arrastre*, sustituyendo en ellas los datos del vehículo:

$$Trapezio_{Longitud} := Vehiculo_{Longitud} - \frac{Vehiculo_{Ancho}}{2};$$

$$Trapezio_{Longitud} := 1.55460$$

$$Gota_{Longitud} := evalf\left(\frac{\frac{Vehiculo_{Ancho}}{2}}{\tan\left(\frac{11 \cdot \text{Pi}}{180}\right)}\right);$$

$$Gota_{Longitud} := 3.63142$$

$$C_D := evalf\left(\left(0.04 + \left(1 - \frac{Trapezio_{Longitud}}{Gota_{Longitud}}\right) \cdot 0.38\right) \cdot 1.10\right);$$

$$C_D := 0.283056$$

$$A_{Transversal} := \pi \cdot \left(\frac{Vehiculo_{Ancho}}{2}\right)^2;$$

$$A_{Transversal} := 0.498260 \pi$$

El valor del coeficiente de arrastre estimado es de 0.28  $C_x$ . Los coeficientes que usualmente poseen los automóviles modernos se ubican entre 0.28 a 0.35<sup>13</sup>, por lo que se puede suponer que la estimación de fuerza de arrastre nos dará un resultado aproximado, sin subestimar la fuerza.

---

#### FUERZA DE ARRASTRE

Con las ecuaciones descritas en el apartado *Fuerza de Arrastre* y el coeficiente obtenido en la sección anterior se calcula la fuerza de arrastre en función de la velocidad (solo para obtener datos a velocidad constante, para la aceleración el modelo utiliza el teorema del valor medio):

---

13

Audi A6 (1997)	0,28
BMW Serie 1 (2004)	0,31
Citröen C4 coupe	0,28
Opel Astra (2004)	0,32
Renault Espace (1997)	0,36

$$F_D := \frac{\rho \cdot v^2 \cdot C_D \cdot A_{Transversal}}{2}; \tag{2.27}$$

$$F_D := 0.0863845 v^2 \pi$$

Para una velocidad de 60 [km/h] la resistencia aerodinámica es de 75.38 [N]. Utilizando la ecuación de potencia  $P = F_x \cdot v$ , se calcula que la pérdida energética es 1256.41 [W] o 1.68 [hp].

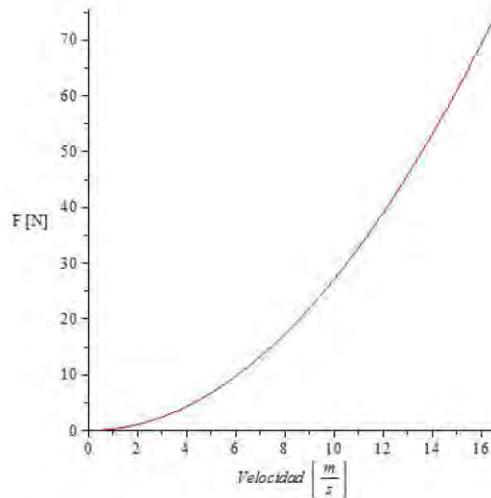


Fig. 29. Fuerzas de Arrastre en función de la velocidad. Eje X: velocidad en [m/s], Eje Y: Fuerza de Arrastre [N]. (Elaboración propia)

Se utiliza el teorema del valor medio para obtener la fuerza de arrastre promedio:

$$\text{if } v_{final} = v_{inicial} \text{ then } F_{Drag} := \frac{\rho \cdot v_{final}^2 \cdot C_D \cdot A_{Transversal}}{2} \text{ else } F_{Drag} := \frac{\int_{v_{inicial}}^{v_{final}} F_D dv}{v_{final} - v_{inicial}} \text{ end if;}$$

$$F_{Drag} := \frac{0.0904616 v_{final}^3 - 0.0904616 v_{inicial}^3}{v_{final} - v_{inicial}} \tag{2.28}$$

Existe una condicionante para aplicar la ecuación 2.28. En caso de no existir variación de velocidad, el teorema del valor medio es innecesario y solo se utiliza la ecuación 2.27.

FUERZAS NORMALES EN LOS EJES

El análisis considera un movimiento rectilíneo uniformemente acelerado. Por lo tanto la aceleración del vehículo, necesaria para calcular la fuerza ficticia de la inercia, se expresa como:

$$a = \left( \frac{v_{final} - v_{inicial}}{t_{final} - t_{inicial}} \right) \tag{2.29}$$

Una vez definida la aceleración, se hace la suma de momentos en el eje trasero, a partir de la ecuación 2.11:

$$\begin{aligned}
 \text{Momentos}_{Rwd} &:= -N_f \cdot \text{Vehiculo}_{Wheelbase} - F_{Drag} \cdot (0.5 \cdot \text{Vehiculo}_{Alto}) \\
 &- \text{Vehiculo}_{Masa} \cdot \left( \frac{v_{final} - v_{inicial}}{t_{final} - t_{inicio}} \right) \cdot (\text{Vehiculo}_{CGVertical} \\
 &\cdot \text{Vehiculo}_{Alto}) + \text{Vehiculo}_{Masa} \cdot \text{Acel}_{gravedad} \\
 &\cdot (\text{Vehiculo}_{CGLongitudinal} \cdot \text{Vehiculo}_{Wheelbase}) = 0;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Momentos}_{Rwd} &:= -1.72261 N_f \\
 &- \frac{0.720830 (0.0904616 v_{final}^3 - 0.0904616 v_{inicial}^3)}{v_{final} - v_{inicial}} \\
 &- \frac{264.090 (v_{final} - v_{inicial})}{T_{fin}} + 3142.80 = 0
 \end{aligned}$$

2.30

Se despeja  $N_f$  de la ecuación anterior para obtener la reacción normal en el eje delantero:

$$\begin{aligned}
 \text{FuerzaNormal}_{Fwd} &:= \text{isolate}(\text{Momentos}_{Rwd} N_f); \\
 \text{FuerzaNormal}_{Fwd} &:= N_f = \\
 &- \frac{0.418452 (0.0904616 v_{final}^3 - 0.0904616 v_{inicial}^3)}{v_{final} - v_{inicial}} \\
 &- \frac{153.308 (v_{final} - v_{inicial})}{T_{fin}} + 1824.44
 \end{aligned}$$

2.31

Ahora se hace la suma de momentos en el eje delantero utilizando la ecuación 2.12:

$$\begin{aligned}
 \text{Momentos}_{Fwd} &:= N_r \cdot \text{Vehiculo}_{Wheelbase} - F_{Drag} \cdot (0.5 \cdot \text{Vehiculo}_{Alto}) \\
 &- \text{Vehiculo}_{Masa} \cdot \left( \frac{v_{final} - v_{inicial}}{t_{final} - t_{inicio}} \right) \cdot (\text{Vehiculo}_{CGVertical} \\
 &\cdot \text{Vehiculo}_{Alto}) - \text{Vehiculo}_{Masa} \cdot \text{Acel}_{gravedad} \cdot \text{Vehiculo}_{Wheelbase} \cdot (1 \\
 &- \text{Vehiculo}_{CGLongitudinal}) = 0;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Momentos}_{Fwd} &:= 1.72261 N_r \\
 &- \frac{0.720830 (0.0904616 v_{final}^3 - 0.0904616 v_{inicial}^3)}{v_{final} - v_{inicial}} \\
 &- \frac{264.090 (v_{final} - v_{inicial})}{T_{fin}} - 6295.04 = 0
 \end{aligned}$$

2.32

Se despeja la ecuación anterior  $N_r$ , para obtener la reacción normal en el eje trasero:

$$\text{FuerzaNormal}_{Rwd} := \text{isolate}(\text{Momentos}_{Fwd} N_r);$$

2.33

$$\begin{aligned}
 \text{FuerzaNormal}_{Rwd} &:= Nr \\
 &= \frac{0.418452 \left( 0.0904616 v_{final}^3 - 0.0904616 v_{inicial}^3 \right)}{v_{final} - v_{inicial}} \\
 &\quad + \frac{153.308 \left( v_{final} - v_{inicial} \right)}{T_{fin}} + 3654.36
 \end{aligned}$$

Se divide la carga (2.31) entre los dos ejes (rodamientos) que van a soportar el peso en el eje delantero:

$$\begin{aligned}
 \text{Load}_{baleroFwd} &:= \frac{\text{rhs}(\text{FuerzaNormal}_{Fwd})}{2}; \\
 \text{Load}_{baleroFwd} &:= - \frac{0.209226 \left( 0.0904616 v_{final}^3 - 0.0904616 v_{inicial}^3 \right)}{v_{final} - v_{inicial}} \\
 &\quad - \frac{76.6540 \left( v_{final} - v_{inicial} \right)}{T_{fin}} + 912.220
 \end{aligned} \tag{2.34}$$

Se divide la carga (2.33) entre los tres ejes (rodamientos) que van a soportar el peso en el eje trasero.

$$\begin{aligned}
 \text{Load}_{baleroRwd} &:= \frac{\text{rhs}(\text{FuerzaNormal}_{Rwd})}{3}; \\
 \text{Load}_{baleroRwd} &:= \frac{0.139484 \left( 0.0904611 v_{final}^3 - 0.0904611 v_{inicial}^3 \right)}{v_{final} - v_{inicial}} \\
 &\quad + \frac{51.1027 \left( v_{final} - v_{inicial} \right)}{T_{fin}} + 1218.12
 \end{aligned} \tag{2.35}$$

Se considera que el punto de contacto de la llanta neumática está en la misma coordenada x que las ruedas de soporte del bogie trasero, por lo que la carga se puede dividir equitativamente entre los tres puntos de contacto.

#### MODELO PARA LA RUEDA MOTRIZ

Se calcula la fuerza de reacción en el eje  $A_x$ , causada por la aplicación de par motriz a la llanta neumática, empleando las ecuaciones de impulso y momento y considerando que no hay deslizamiento entre la llanta y el suelo.

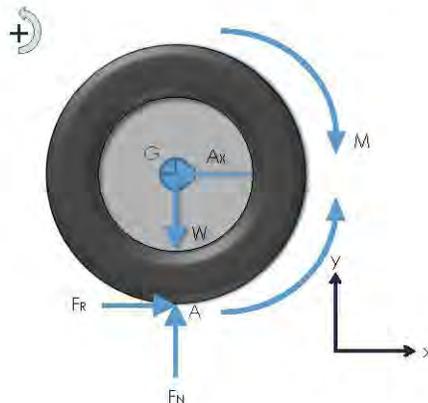


Fig. 30. Fuerzas en la llanta motriz y sistema de referencia empleado. (Elaboración propia)

La ecuación que describe el Impulso y Momento en sistemas rotativos es la siguiente:

$$I_G \omega_1 + \sum \int_{t_1}^{t_2} M_G dt = I_G \omega_2 \quad 2.36$$

Para simplificar el análisis y eliminar la fuerza de fricción, se hace uso del centro instantáneo de rotación, haciendo el análisis en el punto de contacto entre la llanta y el piso. Para lo cual es necesario utilizar el teorema de los ejes paralelos:

$$H_A = I_G \omega + dm v_G \quad 2.37$$

Por lo tanto nuestro modelo de la rueda quedará descrito por la siguiente ecuación:

$$(H_A)_1 + \sum \int_{t_1}^{t_2} M_A dt = (H_A)_2 \quad 2.38$$

Datos de la llanta neumática:

$$r_{neumatico} := .20 : \quad 2.39$$

$$m_{neumatico} := 3.2 : \quad 2.40$$

Velocidades angulares de la rueda:

$$\omega_{inicial} := \frac{v_{inicial}}{r_{neumatico}}; \quad 2.41$$

$$\omega_{inicial} := 5.00000 v_{inicial}$$

$$\omega_{final} := \frac{v_{final}}{r_{neumatico}}; \quad 2.42$$

$$\omega_{final} := 5.00000 v_{final}$$

Momento de inercia de la rueda (en el centro eje z):

$$mI_{neumatico} := \frac{m_{neumatico} \cdot r_{neumatico}^2}{2}; \quad 2.43$$

$$mI_{neumatico} := 0.0640000$$

Para calcular el par perdido en el rodamiento de la llanta, se hace uso de la siguiente ecuación:<sup>14</sup>

$$M_{Balero} = F_{radial} \cdot f \cdot (r_{balero}) \quad 2.44$$

Donde  $f$  es un factor dado por el fabricante en función del tipo de balero. En este caso corresponde a un balero de ruedas de acero, con valor de 0.0015.<sup>15</sup> La carga radial se calculó en la sección *Fuerzas normales en los ejes*.

$$\phi_{balero\ neumatico} := 0.04445 : \quad 2.45$$

$$f_{balero\ neumatico} := 0.0015 : \quad 2.46$$

<sup>14</sup> Ecuación propuesta por el fabricante de rodamientos SKF Group. (SKF Group, 2013)

<sup>15</sup> Especificaciones técnicas del rodamiento McMaster No. 7610. (McMaster-Carr, 2013)

$$\begin{aligned}
 MFr_{balero\ neumatico} &:= Load_{baleroRwd} \cdot f_{balero\ neumatico} \\
 &\cdot \left( \frac{\phi_{balero\ neumatico}}{2} \right); \\
 MFr_{balero\ neumatico} &:= \\
 &\frac{0.0000465005 \left( 0.0904616 v_{final}^3 - 0.0904616 v_{inicial}^3 \right)}{v_{final} - v_{inicial}} \\
 &+ \frac{0.00170364 \left( v_{final} - v_{inicial} \right)}{T_{fin}} + 0.0406091
 \end{aligned}
 \tag{2.47}$$

Adicionalmente se calculan las pérdidas por resistencia a la rodadura. La fuerza requerida para vencer dicha resistencia está determinada por la ecuación:

$$F_R = \lambda F_{Radial}
 \tag{2.48}$$

Donde  $\lambda$  es un valor dado por el fabricante de la llanta y  $F_{radial}$  es la carga sobre la rueda. Para una llanta neumática sobre una superficie lisa, un valor adecuado de  $\lambda$  es de 0.01.<sup>16</sup>

$$\lambda_{neumatico} := 0.01;
 \tag{2.49}$$

$$\begin{aligned}
 ResRodaura_{neumatico} &:= \lambda_{neumatico} \cdot Load_{baleroRwd}; \\
 ResRodaura_{neumatico} &:= \\
 &\frac{0.00139484 \left( 0.0904616 v_{final}^3 - 0.0904616 v_{inicial}^3 \right)}{v_{final} - v_{inicial}} \\
 &+ \frac{0.511027 \left( v_{final} - v_{inicial} \right)}{T_{fin}} + 12.1812
 \end{aligned}
 \tag{2.50}$$

Utilizando la ecuación 2.38 se plantea la ecuación de impulso y momento de la rueda neumática:

$$\begin{aligned}
 Ec_1 &:= - \left( mI_{neumatico} \cdot \omega_{inicial} + r_{neumatico} \cdot m_{neumatico} \cdot v_{inicial} \right) + \int_{inicial}^{final} \left( \right. \\
 &- M_{neumatico} + MFr_{balero\ neumatico} + A_x \cdot r_{neumatico} \\
 &+ ResRodaura_{neumatico} \cdot r_{neumatico} \left. \right) dt = - \left( mI_{neumatico} \cdot \omega_{final} \right. \\
 &\left. + r_{neumatico} \cdot m_{neumatico} \cdot v_{final} \right)
 \end{aligned}
 \tag{2.51}$$

<sup>16</sup> De "Tires and Passenger Vehicle Fuel Economy" (Transportation Research Board, 2006)

$$\begin{aligned}
 Ec_1 := & -1.06391 v_{inicial} - 1. M_{neumatico} T_{fin} \\
 & + \frac{0.000283618 (0.0904616 v_{final}^3 - 0.0904616 v_{inicial}^3) T_{fin}}{v_{final} - 1. v_{inicial}} \\
 & + 0.103909 v_{final} + 2.47685 T_{fin} + 0.200000 A_x T_{fin} = \\
 & -0.960000 v_{final}
 \end{aligned}$$

Se despeja de 2.51 la reacción  $A_x$  en el eje:

$$Ec_2 := \text{isolate}(Ec_1, A_x);$$

$$\begin{aligned}
 Ec_2 := A_x = & \frac{1}{T_{fin}} \left( 5.00000 \left( -1.06391 v_{final} + 1.06391 v_{inicial} \right. \right. \\
 & + 1. M_{neumatico} T_{fin} \\
 & - \frac{0.000283618 (0.0904616 v_{final}^3 - 0.0904616 v_{inicial}^3) T_{fin}}{v_{final} - 1. v_{inicial}} \\
 & \left. \left. - 2.47685 T_{fin} \right) \right)
 \end{aligned}$$

2.52

## MODELO PARA LAS RUEDAS DE SOPORTE (BOGIES)

Al igual que en la sección del modelo para la rueda motriz, se calculan la reacciones en los ejes ( $B_x$ ,  $C_x$ ,  $D_x$ ) de las ruedas de soporte. Se hace uso de las ecuaciones de Impulso y Momento, considerando que no hay deslizamiento entre la llanta y el suelo.

Tabla 15. Ruedas de soporte y sus ejes correspondientes.

Eje $B_x$	→ Corresponde a las llantas de soporte superiores traseras (Bogie). 2 Ruedas. ( <i>Sup Rwd</i> ). Ruedas metálicas (Acero).
Eje $C_x$	→ Corresponde a las llantas de soporte superiores delanteras (Bogie). 2 Ruedas. ( <i>Sup Fwd</i> ). Ruedas metálicas (Acero).
Eje $D_x$	→ Corresponde a las llantas de soporte laterales e inferiores traseras y delanteras (Bogie). 12 Ruedas. Ruedas con recubrimiento plástico.

Adicionalmente al par de oposición debido al balero y la resistencia a la rodadura, se considera una variable para el par de frenado. Esta permitirá calcular los requerimientos de frenado en las ruedas de soporte.

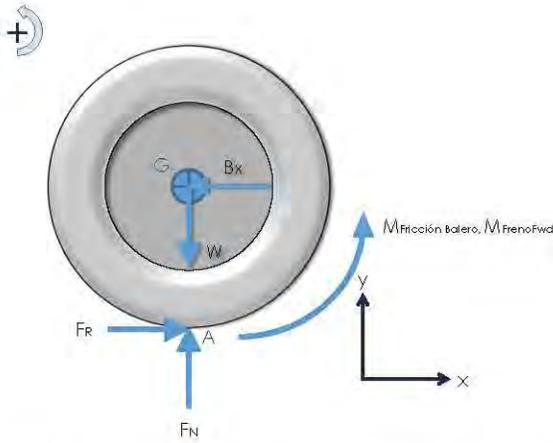


Fig. 31. Eje Bx. Fuerzas en la llanta Sup. Rwd y sistema de referencia empleado. (Elaboración propia)

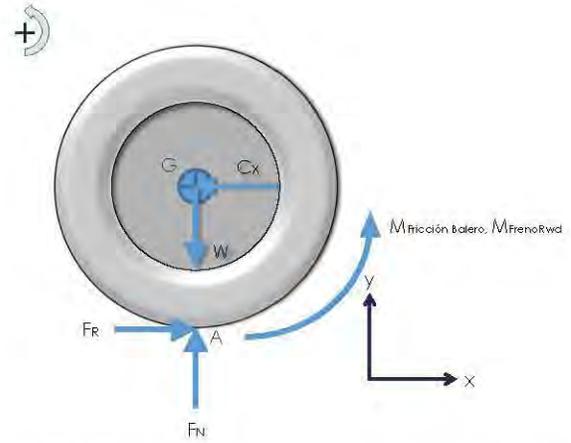


Fig. 32. Eje Cx. Fuerzas en la llanta Sup. Fwd y sistema de referencia empleado. (Elaboración propia)

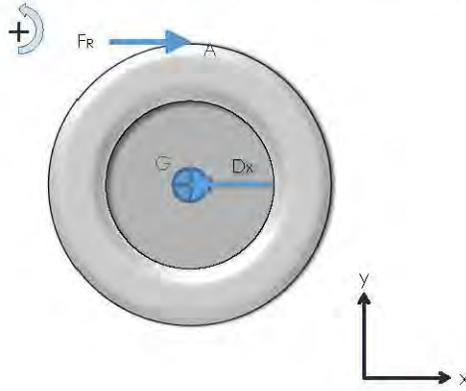


Fig. 33. Eje Dx. Fuerzas en la llanta extras de soporte y sistema de referencia empleado. (Elaboración propia)

En las ruedas de soporte laterales e inferiores (12 ruedas) no se considera par de oposición debido a que se está despreciando carga radial sobre sus ejes.

Datos de la llanta:

$r_{ruedasoporte} := 0.0375 :$	2.53
$m_{ruedasoporte} := 0.2 :$	2.54
$r_{ruedametalica} := 0.040 :$	2.55
$m_{ruedametalica} := 1.32 :$	2.56

Velocidades angulares de la rueda:

$$\omega_{inicial\ ruedasoporte} := \frac{v_{inicial}}{r_{ruedasoporte}}; \quad \omega_{inicial\ ruedasoporte} := 26.6667 v_{inicial} \quad 2.57$$

$$\omega_{final\ ruedasoporte} := \frac{v_{final}}{r_{ruedasoporte}}; \quad \omega_{final\ ruedasoporte} := 26.6667 v_{final} \quad 2.58$$

$$\omega_{inicial\ ruedametalica} := \frac{v_{inicial}}{r_{ruedametalica}}; \quad 2.59$$

$$\begin{aligned} \omega_{inicial\ ruedametálica} &:= 25.0000 v_{inicial} \\ \omega_{final\ ruedametálica} &:= \frac{v_{final}}{r_{ruedametálica}}; \\ \omega_{final\ ruedametálica} &:= 25.0000 v_{final} \end{aligned} \quad 2.60$$

Par perdido en los rodamientos:

$$\phi_{balero} := 0.0127 : \quad 2.61$$

$$f_{balero} := 0.0015 : \quad 2.62$$

$$\begin{aligned} MFr_{baleroFwd} &:= Load_{baleroFwd} \cdot f_{balero} \cdot \left( \frac{\phi_{balero}}{2} \right); \\ MFr_{baleroFwd} &:= \\ &= \frac{0.00000199288 \left( 0.0904611 v_{final}^3 - 0.0904611 v_{inicial}^3 \right)}{v_{final} - v_{inicial}} \\ &= \frac{0.000730130 \left( v_{final} - v_{inicial} \right)}{T_{fin}} + 0.00868890 \end{aligned} \quad 2.63$$

$$\begin{aligned} MFr_{baleroRwd} &:= Load_{baleroRwd} \cdot f_{balero} \cdot \left( \frac{\phi_{balero}}{2} \right); \\ MFr_{baleroRwd} &:= \\ &= \frac{0.00000132858 \left( 0.0904611 v_{final}^3 - 0.0904611 v_{inicial}^3 \right)}{v_{final} - v_{inicial}} \\ &= \frac{0.000486753 \left( v_{final} - v_{inicial} \right)}{T_{fin}} + 0.0116026 \end{aligned} \quad 2.64$$

Cálculo de las pérdidas por la resistencia a la rodadura. El valor de  $\lambda$  es obtenido de las especificaciones técnicas de las ruedas empleadas.<sup>17</sup>

$$\lambda_{RuedasMetálicas} := 0.0032 : \quad 2.65$$

$$\begin{aligned} ResRodadura_{Rwd} &:= \lambda_{RuedasMetálicas} \cdot Load_{baleroRwd} \\ ResRodadura_{Rwd} &:= \\ &= \frac{0.000446349 \left( 0.0904611 v_{final}^3 - 0.0904611 v_{inicial}^3 \right)}{v_{final} - v_{inicial}} \\ &= \frac{0.163529 \left( v_{final} - v_{inicial} \right)}{T_{fin}} + 3.89798 \end{aligned} \quad 2.66$$

$$ResRodadura_{Fwd} := \lambda_{RuedasMetálicas} \cdot Load_{baleroFwd} \quad 2.67$$

<sup>17</sup> Como valor original se propuso el valor de 0.005. Estándar para ruedas metálicas sobre un riel y comúnmente usados en trenes. Una vez que fueron seleccionadas las ruedas (ver capítulo III), se actualizó el valor a 0.0032, de acuerdo a las especificaciones técnicas del fabricante. (Brauer Ltd., p. 27)

$$ResRodaura_{Fwd} := \frac{0.000669523 \left( 0.0904611 v_{final}^3 - 0.0904611 v_{inicial}^3 \right)}{v_{final} - v_{inicial}} - \frac{0.245293 \left( v_{final} - v_{inicial} \right)}{T_{fin}} + 2.91910$$

Momento de inercia de la rueda soporte (en el centro eje z):

$$mI_{ruedasoporte} := \frac{m_{ruedasoporte} \cdot r_{ruedasoporte}^2}{2}, \quad mI_{ruedasoporte} := 0.000140625 \quad 2.68$$

$$mI_{ruedametalia} := \frac{m_{ruedametalia} \cdot r_{ruedametalia}^2}{2}, \quad mI_{ruedametalia} := 0.00105600 \quad 2.69$$

Ecuación de impulso y momento de las ruedas superiores traseras (Rwd, 2 ruedas)

$$Ec_3 := - \left( mI_{ruedametalia} \cdot \omega_{inicial} + r_{ruedametalia} \cdot m_{ruedametalia} \cdot v_{inicial} \right) + \int_{t_{inicio}}^{t_{final}} \left( MFr_{baleroRwd} + B_x \cdot r_{ruedametalia} + MB_{FrenoRwd} + ResRodaura_{Rwd} \cdot r_{ruedametalia} \right) dt = - \left( mI_{ruedametalia} \cdot \omega_{final} + r_{ruedametalia} \cdot m_{ruedametalia} \cdot v_{final} \right); \quad 2.70$$

$$Ec_3 := -0.0862279 v_{inicial} + \frac{0.0000191826 \left( 0.0904611 v_{final}^3 - 0.0904611 v_{inicial}^3 \right) T_{fin}}{v_{final} - 1 \cdot v_{inicial}} + 0.00702791 v_{final} + 0.167522 T_{fin} + 0.0400000 B_x T_{fin} + MB_{FrenoRwd} T_{fin} = -0.0792000 v_{final}$$

Se despeja la reacción  $B_x$  en el eje de la ecuación anterior:

$$Ec_4 := isolate(Ec_3, B_x); \quad 2.71$$

$$Ec_4 := B_x = \frac{1}{T_{fin}} \left( 25.0000 \left( -0.0862279 v_{final} + 0.0862279 v_{inicial} \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{0.0000191826 \left( 0.0904611 v_{final}^3 - 0.0904611 v_{inicial}^3 \right) T_{fin}}{v_{final} - 1 \cdot v_{inicial}} \right. \right. \\ \left. \left. - 0.167522 T_{fin} - MB_{FrenoRwd} T_{fin} \right) \right)$$

Ecuación de impulso y momento de las ruedas superiores frontales (Fwd, 2 ruedas):

$$Ec_5 := - \left( m_{ruedametallica} \cdot \omega_{inicial}^{ruedametallica} + r_{ruedametallica} \right. \\ \left. \cdot m_{ruedametallica} \cdot v_{inicial} \right) + \int_{t_{inicio}}^{t_{final}} \left( MFr_{baleroFwd} + C_x \cdot r_{ruedametallica} \right. \\ \left. + MB_{FrenoFwd} + ResRodaura_{Fwd} \cdot r_{ruedametallica} \right) dt = \\ - \left( m_{ruedametallica} \cdot \omega_{final}^{ruedametallica} + r_{ruedametallica} \cdot m_{ruedametallica} \right. \\ \left. \cdot v_{final} \right);$$

2.72

$$Ec_5 := -0.0686582 v_{inicial} \\ - \frac{0.0000287738 \left( 0.0904611 v_{final}^3 - 0.0904611 v_{inicial}^3 \right) T_{fin}}{v_{final} - 1 \cdot v_{inicial}} \\ - 0.0105418 v_{final} + 0.125453 T_{fin} + 0.0400000 C_x T_{fin} \\ + MB_{FrenoFwd} T_{fin} = -0.0792000 v_{final}$$

Se despeja la reacción  $C_x$  en el eje, de la ecuación anterior:

$$Ec_6 := isolate(Ec_5, C_x);$$

$$Ec_6 := C_x = \frac{1}{T_{fin}} \left( 25.0000 \left( -0.0686582 v_{final} + 0.0686582 v_{inicial} \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{0.0000287738 \left( 0.0904611 v_{final}^3 - 0.0904611 v_{inicial}^3 \right) T_{fin}}{v_{final} - 1 \cdot v_{inicial}} \right. \right. \\ \left. \left. - 0.125453 T_{fin} - MB_{FrenoFwd} T_{fin} \right) \right)$$

2.73

Ecuación de impulso y momento ruedas inferiores y laterales (12 ruedas):

$$Ec_7 := \left( m_{ruedasoporte} \cdot \omega_{ruedasoporte}^{inicial} + r_{ruedasoporte} \cdot m_{ruedasoporte} \cdot v_{ruedasoporte}^{inicial} \right) + \int_{t_{inicio}}^{t_{final}} (-D_x \cdot r_{ruedasoporte}) dt = \left( m_{ruedasoporte} \cdot \omega_{ruedasoporte}^{final} + r_{ruedasoporte} \cdot m_{ruedasoporte} \cdot v_{ruedasoporte}^{final} \right);$$

$$Ec_7 := 0.0112500 v_{inicial} - 0.0375000 D_x T_{fin} = 0.0112500 v_{final}$$

Se despeja la reacción  $D_x$  en el eje:

$$Ec_8 := isolate(Ec_7, D_x);$$

$$Ec_8 := D_x = - \frac{26.6667 (0.0112500 v_{final} - 0.0112500 v_{inicial})}{T_{fin}}$$

### ECUACIÓN DE MOVIMIENTO

La ecuación de impulso y cantidad de movimiento para el vehículo completo contempla la sumatoria de todas las fuerza en el eje  $x$ , es decir, todas las reacciones en cada una de las ruedas, calculadas en las secciones anteriores. Además incluye la masa total del vehículo y el cambio de la velocidad en un tiempo determinado:

$$(m_{Total} v)_1 + \sum \int_{t_1}^{t_2} F_x dt = (m_{Total} v)_2$$

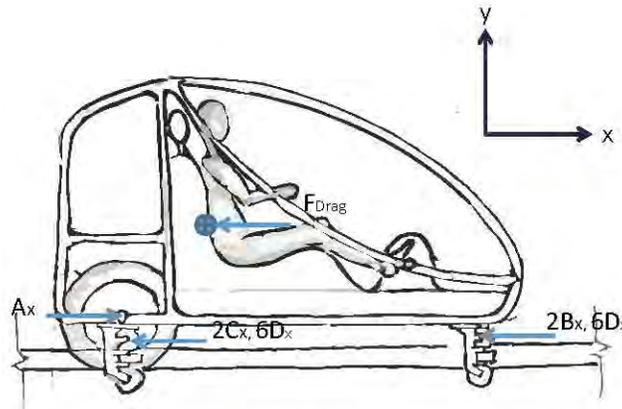


Fig. 34. Fuerzas en el vehículo y sistema de referencia empleado. (Elaboración propia).

Finalmente para obtener la ecuación que describe al vehículo, se agregan todas las reacciones en los ejes  $A_x$ ,  $B_x$ ,  $C_x$  y  $D_x$  en la ecuación de impulso y cantidad de movimiento 2.76:

$$Ec_9 := Vehiculo_{Masa} \cdot v_{inicial} + \int_{t_{inicio}}^{t_{final}} (rhs(Ec_2) + 2 \cdot rhs(Ec_4) + 2 \cdot rhs(Ec_6) + 12 \cdot rhs(Ec_8) - F_{Drag}) dt = Vehiculo_{Masa} \cdot v_{final}$$

$$\begin{aligned}
 Ec_9 &:= 575.155 v_{inicial} - 16.6639 v_{final} + 5. M_{neumatico} T_{fin} \\
 &\quad - \frac{1.00094 \left( 0.0904611 v_{final}^3 - 0.0904611 v_{inicial}^3 \right) T_{fin}}{v_{final} - 1. v_{inicial}} \\
 &\quad - 27.0330 T_{fin} - 50. MB_{FrenoRwd} T_{fin} - 50. MB_{FrenoFwd} T_{fin} \\
 &= 558.491 v_{final}
 \end{aligned}$$

Se sustituye los pares de freno con valores en cero y se despeja el par en la llanta motriz:

$$Ec_{10} := isolate(subs(MB_{FrenoRwd} = 0, MB_{FrenoFwd} = 0, Ec_9), M_{neumatico});$$

$$\begin{aligned}
 Ec_{10} := M_{neumatico} &= \frac{1}{T_{fin}} \left( 0.200000 \left( 575.155 v_{final} - 575.155 v_{inicial} \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + \frac{1.00094 \left( 0.0904611 v_{final}^3 - 0.0904611 v_{inicial}^3 \right) T_{fin}}{v_{final} - 1. v_{inicial}} \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + 27.0330 T_{fin} \right) \right)
 \end{aligned}$$

2.78

Haciendo 0 la velocidad inicial, se obtiene la ecuación que representa el par necesario M, para una velocidad final cualquiera y un tiempo de aceleración cualquiera:

$$Ec_{10c} := isolate(subs(v_{inicial} = 0, Ec_{10}), M_{neumatico});$$

$$\begin{aligned}
 Ec_{10c} := M_{neumatico} \\
 &= \frac{1}{T_{fin}} \left( 0.200000 \left( 575.155 v_{final} + 0.0905461 v_{final}^2 T_{fin} \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + 27.0330 T_{fin} \right) \right)
 \end{aligned}$$

2.79

Se grafica (Fig. 35) el par en la rueda motriz en función de la velocidad final y el tiempo de aceleración:

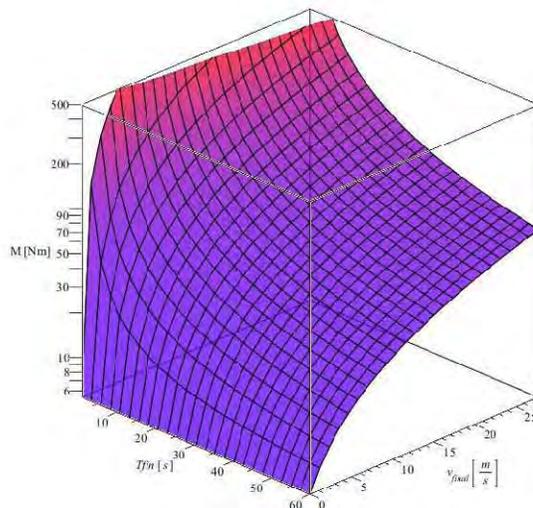


Fig. 35. Grafica que representa el par necesario en la rueda motriz para acelerar a una velocidad cualquiera en un tiempo cualquiera. (Elaboración propia)

**ACELERACIÓN INICIAL**

En su operación el vehículo debe acelerar desde la estación de servicio para integrarse a la red principal (30 ó 60 Km/h). Para calcular el tiempo y distancia en la que debe ocurrir esta aceleración, es necesario contar con un proyecto de infraestructura vial y logística del sistema de transporte. Desafortunadamente al momento de realizar este trabajo no se ha desarrollado dicho proyecto. Para cubrir esta carencia, se utilizaron como referencia lineamientos para el diseño carretero de automóviles.

Los lineamientos usados están descritos en la guía: “Política sobre Diseño Geométrico de Carreteras y Calles”, publicado por AASHTO (*American Association of State Highway and Transportation Officials*).<sup>18</sup>

La Tabla 16 muestra la longitud mínima que debe tener una cuchilla de incorporación a una vía carretera, dependiendo de la velocidad de ésta y de la velocidad inicial del automóvil.

Tabla 16. Longitudes mínimas en [m] de aceleración para las terminales de entrada con pendientes de 2 por ciento o menos. “A Policy on Geometric Design of Highways and Streets” (AASHTO, 2001)

Velocidad de diseño de la Carretera [km/h]	Velocidad real de rueda en la carretera [km/h]	Velocidad Inicial [km/h]		
		0	20	28
50	37	60		
60	45	100	85	70
70	53	145	125	110
80	60	195	180	165

Se utilizaron 145 [m] como la distancia mínima en la que el vehículo debe alcanzar los 60 [km/h] (reales) desde el reposo total. La elección de dicho valor se debe a que 145[m] es valor central entre una carretera con velocidad de diseño de 60 [km/h] y una carretera con velocidad real de 60 [km/h].

La Tabla 17 muestra los requerimientos de par y potencia, así como las reacciones en distintas ruedas, para alcanzar los 60 [km/h] en 145 [m].

**ANÁLISIS DEL SEGMENTO DE ACCELERACIÓN MÁXIMA**

Tabla 17. Resultados obtenidos en el segmento de aceleración máxima.

Concepto	Cantidad	Unidades
Par necesario en la rueda neumática	120.620	Nm
Potencia máx. necesaria	10051.7	W
Potencia máx. necesaria	13.4795	hp
Reacción eje motriz (Ax)	585.585	N
Carga ejes traseros	1270.57	N
Carga ejes delanteros	833.539	N

Los valores obtenidos en la tabla anterior (Tabla 17) son el resultado de introducir las siguientes variables en el modelo en Maple V15:

$$V_{Ini_{Aceleracion}} := 0 \cdot \left( \frac{10}{36} \right):^{19} \quad 2.80$$

<sup>18</sup> Esta guía es considerada el estándar mínimo que debe cumplir el diseño de una vía por la Administración Federal de Carreteras (FHWA) en E.U.A., e igualmente sirve de base para otros muchos manuales y guías de diseño en otros países.

<sup>19</sup> El factor (10/36) sirve para hacer el cambio de unidades de [km/h] a [m/s].

$$V_{FinAceleracion} := 60 \cdot \left( \frac{10}{36} \right); \quad 2.81$$

$$Dist_{Aceleracion} := 145; \quad 2.82$$

$$Acel_{Aceleracion} := evalf \left( \frac{1}{2} \frac{-(V_{FinAceleracion})^2 + (V_{IniAceleracion})^2}{Dist_{Aceleracion}} \right); \quad 2.83$$

$$Acel_{Aceleracion} := 0.957854$$

$$T_{FinAceleracion} := \left( \frac{V_{FinAceleracion} - V_{IniAceleracion}}{Acel_{Aceleracion}} \right); \quad 2.84$$

$$T_{FinAceleracion} := 17.4000$$

Par necesario [Nm]:

$$Ec_{11} := subs(v_{inicial} = V_{IniAceleracion}, v_{final} = V_{FinAceleracion}, T_{fin} = T_{FinAceleracion}, Ec_{10}); \quad 2.85$$

$$Ec_{11} := M_{neumatico} = 120.620$$

Potencia necesaria [W]:

$$Ec_{11b} := rhs(subs(v_{inicial} = V_{IniAceleracion}, v_{final} = V_{FinAceleracion}, T_{fin} = T_{FinAceleracion}, Ec_{10})) \cdot subs(v_{final} = V_{FinAceleracion}, \omega_{final}); \quad 2.86$$

$$Ec_{11b} := 10051.7$$

Potencia necesaria [hp]:

$$Ec_{11c} := Ec_{11b} \cdot 0.00134102209; \quad 2.87$$

$$Ec_{11c} := 13.4795$$

Reacción en el eje de la llanta motriz (Fuerza Impulso) [N]:

$$Ec_{12} := subs(v_{inicial} = V_{IniAceleracion}, v_{final} = V_{FinAceleracion}, T_{fin} = T_{FinAceleracion}, M_{neumatico} = rhs(Ec_{11}), Ec_2); \quad 2.88$$

$$Ec_{12} := A_x = 585.585$$

Carga en el eje de los baleros traseros [N]:

$$Ec_{13} := evalf(subs(v_{inicial} = V_{IniAceleracion}, v_{final} = V_{FinAceleracion}, T_{fin} = T_{FinAceleracion}, Load_{baleroRwd})); \quad 2.89$$

$$Ec_{13} := 1270.57$$

Carga en el eje de los baleros delanteros [N]:

$$Ec_{14} := \text{evalf}\left(\text{subs}\left(v_{inicial} = V_{Ini_{Aceleracion}}, v_{final} = V_{Fin_{Aceleracion}}, T_{fin} = T_{Fin_{Aceleracion}}, Load_{baleroFwd}\right)\right);$$

2.90

$$Ec_{14} := 833.539$$

### ANÁLISIS DEL SEGMENTO DE ACELERACIÓN, OTROS VALORES

Retomando los lineamientos de AASHTO, en la Tabla 18 se muestran los valores requeridos de potencia y par para cumplir en cada caso de la reglamentación vehicular.

Tabla 18. Resultados obtenidos en el segmento de aceleración a partir de valores de "A Policy on Geometric Design of Highways and Streets". (AASHTO, 2001)

Velocidad diseño [km/h]	Velocidad real [km/h]	Velocidad Inicial [km/h]								
		0 [km/h]	[Nm]	[W]	20 [km/h]	[Nm]	[W]	28 [km/h]	[Nm]	[W]
50	37	60	108.58	5579.70						
60	45	100	98.10	6131.51	85	94.90	5930.96	70	89.7704	5610.65
70	53	145	95.31	7015.51	125	96.90	7132.86	110	94.1988	6934.08
80	60	195	92.37	7697.31	180	91.57	7630.76	165	89.6204	7468.37

### FRENADA A ALTO TOTAL

Al igual que en la aceleración inicial, para la frenada a alto total se requiere un distancia de referencia en la que el vehículo desacelere desde la velocidad máxima de 60 [km/h]. Recurriendo nuevamente a estándares automovilísticos, la distancia en la que un vehículo moderno debe detenerse desde los 60 a 0 [km/h], para considerarse seguro, es de 24 [m].<sup>20</sup>

### CAPACIDAD DE FRENADO MÁXIMA

El desarrollo para calcular la capacidad de frenada máxima se describe a continuación:

$$V_{Ini_{Freno}} := 60 \cdot \left(\frac{10}{36}\right);$$

2.91

$$V_{Fin_{Freno}} := 0 \cdot \left(\frac{10}{36}\right);$$

2.92

$$Dist_{Freno} := 24;$$

2.93

$$Acel_{Freno} := \text{evalf}\left(-\frac{1}{2} \frac{-(V_{Fin_{Freno}})^2 + (V_{Ini_{Freno}})^2}{Dist_{Freno}}\right);$$

2.94

$$Acel_{Freno} := -5.78704$$

$$T_{Fin_{Freno}} := \text{evalf}\left(\frac{V_{Fin_{Freno}} - V_{Ini_{Freno}}}{Acel_{Freno}}\right); T_{Fin_{Freno}} := 2.88000$$

2.95

Se calculan las cargas radiales en los rodamientos para la desaceleración solicitada:

<sup>20</sup>De "Brake Design and Safety" para un frenado estándar en 24 metros de 60 km/h a 0 km/h. (Limpert, 1999)

$$Ec_{17} := \text{evalf}\left(\text{subs}\left(v_{inicial} = V_{IniFreno}, v_{final} = V_{FinFreno}, T_{fin} = T_{FinFreno}, Load_{baleroRwd}\right)\right);$$

$$Ec_{17} := 925.887$$

$$Ec_{18} := \text{evalf}\left(\text{subs}\left(v_{inicial} = V_{IniFreno}, v_{final} = V_{FinFreno}, T_{fin} = T_{FinFreno}, Load_{baleroFwd}\right)\right);$$

$$Ec_{18} := 1350.56$$

Al igual que en la aceleración, se busca el par aplicado en la rueda motriz que produzca el cambio de velocidad (60 - 0 [km/h]) en el tiempo deseado. El resultado evidentemente será negativo y representa al par que el sistema de frenado deberá aplicar sobre la rueda, oponiéndose al avance y deteniendo la rueda.

$$Ec_{15} := \text{subs}\left(v_{inicial} = V_{IniFreno}, v_{final} = V_{FinFreno}, T_{fin} = T_{FinFreno}, Ec_{10}\right);$$

$$Ec_{15} := M_{neumatico} = -655.252$$

Rueda neumática:

Pese a que se requieran 655.25 [N] de par de frenado en la rueda principal, la llanta neumática no puede proporcionar esa adherencia sobre la superficie del riel. La fuerza máxima de adherencia se determina multiplicando la carga en el eje trasero (ec. 2.96) por el coeficiente de fricción entre el neumático y el riel de acero.<sup>21</sup>

$$Ec_{20} := Ec_{17} \cdot 0.75$$

$$Ec_{20} := 694.415$$

Una vez obtenida la fuerza máxima en el punto de contacto entre el riel y el neumático, se determina el par máximo de frenado que puede aplicarse sobre la rueda: ( $M = F \times r$ )

$$M_{brakeReal} := Ec_{20} \cdot r_{neumatico};$$

$$M_{brakeReal} := 138.883$$

Ruedas superiores frontales (Fwd):

De la ecuación 2.100, se puede apreciar que existe un déficit en la capacidad de frenado en la rueda neumática que tendrá que ser cubierta por las ruedas de soporte del bogie. Se seleccionan las ruedas superiores como dispositivos para frenar, pues son las que tienen mayor carga radial sobre sus ejes y por lo tanto mejor adherencia para frenar.

Se calcula la cantidad de par necesario a aplicar en las ruedas superiores frontales, después de utilizar el par de frenado máximo de la rueda neumática (2.100), para lo cual se sustituye en la ec. 2.77 y se despeja  $M_{BrakeFwd}$ :

$$Ec_{21} := \text{isolate}\left(\text{subs}\left(M_{neumatico} = -M_{brakeReal}, MB_{FrenoRwd} = 0, v_{inicial} = V_{IniFreno}, v_{final} = V_{FinFreno}, T_{fin} = T_{FinFreno}, Ec_9\right), MB_{FrenoFwd}\right);$$

$$Ec_{21} := MB_{FrenoFwd} = 51.6369$$

<sup>21</sup> Se estima un coeficiente de fricción de 0.75. (Transportation Research Board, 2006)

Nuevamente se calcula la máxima fuerza de fricción en la rueda antes de deslizar, pero ahora entre la rueda de soporte y el riel metálico. Se utiliza un coeficiente de fricción de 0.6<sup>22</sup>:

$$Ec_{22} := Ec_{18} \cdot 0.60$$

$$Ec_{22} := 810.336$$
2.102

Se determina el par máximo de frenado que puede aplicarse sobre la rueda:

$$MSoporteFwd_{brakeReal} := Ec_{22} \cdot r_{ruedametálica}$$

$$MSoporteFwd_{brakeReal} := 32.4134$$
2.103

Ruedas superiores traseras (Rwd):

Nuevamente vuelve a existir un déficit en la capacidad de frenado, por lo que también será necesario agregar un sistema de freno en las ruedas traseras. En la siguiente ecuación se calcula el par necesario (remanente, después de frenar la llanta neumática y ruedas de soporte frontales) que tendrá que aplicar este sistema en las ruedas traseras.

$$Ec_{23} := isolate\left( subs\left( M_{neumatico} = -M_{brakeReal} \cdot MB_{FrenoFwd} \right. \right.$$

$$= MSoporteFwd_{brakeReal} \cdot v_{inicial} = V_{IniFreno}, v_{final} = V_{FinFreno}, T_{fin}$$

$$\left. = T_{FinFreno}, Ec_9 \right), MB_{FrenoRwd} );$$

$$Ec_{23} := MB_{FrenoRwd} = 19.2235$$
2.104

Al igual que en las ruedas frontales, se calcula la fuerza máxima y el par que se puede aplicar antes de existir deslizamiento:

$$Ec_{24} := Ec_{17} \cdot 0.60$$

$$Ec_{24} := 555.532$$
2.105

$$MSoporteRwd_{brakeReal} := Ec_{24} \cdot r_{ruedametálica}$$

$$MSoporteRwd_{brakeReal} := 22.2213$$
2.106

Se aprecia que el par máximo que se puede ejercer en las ruedas traseras es mayor al necesitado, por lo que se concluye que el vehículo puede detenerse en una distancia menor a los 24 [m].

### Comprobación de frenado

Finalmente se comprobará la distancia mínima de frenado que puede lograr el vehículo. Para lo cual se sustituyen todos los valores de las pares de frenado en la ec. 2.77 y se despeja el tiempo de desaceleración. Con las ecuaciones de MRUA se obtiene la distancia mínima en la que se podrá detener el vehículo.

$$Ec_{25} := isolate\left( subs\left( M_{neumatico} = -M_{brakeReal} \cdot MB_{FrenoFwd} \right. \right.$$

$$= MSoporteFwd_{brakeReal} \cdot MB_{FrenoRwd} = MSoporteRwd_{brakeReal} \cdot$$

$$\left. v_{inicial} = V_{IniFreno}, v_{final} = V_{FinFreno}, Ec_9 \right), T_{fin} );$$

$$Ec_{25} := T_{fin} = 2.75590$$
2.107

$$Acel_{FrenoMax} := evalf\left( \frac{V_{FinFreno} - V_{IniFreno}}{rhs(Ec_{25})} \right);$$
2.108

<sup>22</sup> Tabla 9.0, Data Design, "Wheels and Castors Catalogue". (Brauier Ltd., p. 28)

$$Acel_{FrenoMax} := -6.04764$$

$$Dist_{FrenoMax} := -\frac{1}{2} Acel_{FrenoMax} \cdot rhs(Ec_{25})^2 + V_{FinFreno} \cdot rhs(Ec_{25});$$

$$Dist_{FrenoMax} := 22.9658$$

2.109

El vehículo logra detenerse en 22.9658 [m], garantizando una distancia segura de frenado. Cabe aclarar que esta capacidad de frenado sólo será necesaria en caso de una emergencia. La rueda neumática será la encargada de realizar el frenado en las operaciones comunes del vehículo.

Tabla 19. Resultados obtenidos en la situación de frenado máximo.

Concepto	Cantidad	Unidades
Desaceleración	-0.59	g
Par Freno llanta neumática	138.883	Nm
Par Freno ruedas Fwd	32.4134	Nm
Par Freno ruedas Rwd	22.2213	Nm
Carga ejes delanteros	1350.56	N
Carga ejes traseros	925.887	N

#### CAPACIDAD DE FRENADO ESTÁNDAR

En este análisis se demuestra la capacidad de frenado que tiene el vehículo únicamente utilizando la rueda neumática, siendo esta la forma de freno estándar que utilizará el vehículo durante su operación.

Para encontrar la distancia en la que el vehículo logra detenerse hasta alto total, se realiza un proceso iterativo de cálculo, pues la adherencia de la llanta neumática está en función de la carga radial en su eje y a su vez la carga está en función del valor de la desaceleración (transferencia de pesos).

Para lo cual se obtiene el tiempo de desaceleración a partir de la ecuación 2.77 pero sólo utilizando el par de freno de la llanta neumática. El valor obtenido en la ecuación 2.110 se vuelve a introducir en la ecuación 2.77. Se repite el proceso hasta que la distancia no varía.

$$Ec_{26} := isolate(subs(M_{neumatico} = -M_{brakeReal}, MB_{FrenoFwd} = 0, MB_{FrenoRwd} = 0, v_{inicial} = V_{IniFreno}, v_{final} = V_{FinFreno}, Ec_9), T_{fin});$$

$$Ec_{26} := T_{fin} = 10.5584$$

2.110

$$Acel_{FrenoStd} := evalf\left(\frac{V_{FinFreno} - V_{IniFreno}}{rhs(Ec_{26})}\right);$$

$$Acel_{FrenoStd} := -1.57853$$

2.111

$$Dist_{FrenoStd} := -\frac{1}{2} Acel_{FrenoStd} \cdot rhs(Ec_{26})^2 + V_{FinFreno} \cdot rhs(Ec_{26});$$

$$87.9875$$

$$Dist_{FrenoStd} := 87.9875$$

2.112

Tabla 20. Resultados del frenado estándar.

Concepto	Cantidad	Unidades
Desaceleración	-0.16	g
Par freno llanta neumática	171.142	Nm
Par freno ruedas Fwd	0	Nm
Par freno ruedas Rwd	0	Nm
Carga ejes delanteros	1027.96	N
Carga ejes traseros	1140.95	N
Distancia	87.9875	m

## VELOCIDAD CONSTANTE

En este apartado se buscan las necesidades de potencia y par motor que requiere el vehículo para mantenerse rodando a una velocidad constante sobre una vía sin pendiente. Para obtener estos valores del modelo, simplemente se sustituye la velocidad de operación del vehículo en la ec. 2.80 y 2.81, correspondientes a velocidad inicial y velocidad final respectivamente.

$$V_{Ini_{Aceleracion}} := 60 \cdot \left( \frac{10}{36} \right) : \quad 2.113$$

$$V_{Fin_{Aceleracion}} := 60 \cdot \left( \frac{10}{36} \right) : \quad 2.114$$

Se expresa a continuación la ecuación que describe el par motor necesario (en la llanta neumática), para mantener cualquier velocidad. Se puede notar que la ecuación mantiene su término cuadrático debido a la fuerza de arrastre. La variable relacionada con el tiempo desaparece al no existir cambios en la velocidad y el término independiente representa las pérdidas por fricción, en los rodamientos y rodadura de las ruedas, que se debe vencer para avanzar.

$$Ec_{10} := M_{neumatico} = 0.0543276 v_{final}^2 + 5.40658 \quad 2.115$$

De la ecuación anterior (2.115) se obtiene la Tabla 21 para diferentes velocidades de operación.

Tabla 21. Requerimientos de potencia y par motor para mantener una velocidad constante.

Velocidad cte. [km/h]	Par motor [Nm]	Potencia [W]	Potencia [hp]
20	7.08	196.76	0.26
30	9.18	382.47	0.51
40	12.11	672.98	0.90
50	15.89	1103.23	1.48
60	20.50	1708.13	2.29

## TRAYECTORIA CURVA

Otra situación importante a estudiar en el desempeño del vehículo, es su desplazamiento por secciones curvas de vía, donde la fuerza centrífuga<sup>23</sup> cobra importancia e influye en el comportamiento del vehículo. Este análisis es un caso simplificado de la realidad; se supone que el vehículo recorre una vía curva sin peralte, a rapidez constante. El objetivo es determinar las fuerzas ejercidas en los bogies para contener el vehículo dentro de la vía.

Se sabe que la aceleración normal de una partícula masa se describe con la siguiente ecuación:

<sup>23</sup> La fuerza centrífuga es una fuerza ficticia que aparece para un observador que usa un marco de referencia en rotación para describir el movimiento.

$$a_n = \frac{v^2}{r} \quad 2.116$$

Donde  $v$  es la rapidez constante con la que se mueve el vehículo y  $r$  es el radio de curvatura de la trayectoria curvilínea.

Para resolver las fuerzas encontradas en los bogies es necesario plantear un diagrama de cuerpo libre (Fig. 36) y resolver las ecuaciones que se derivan de éste.

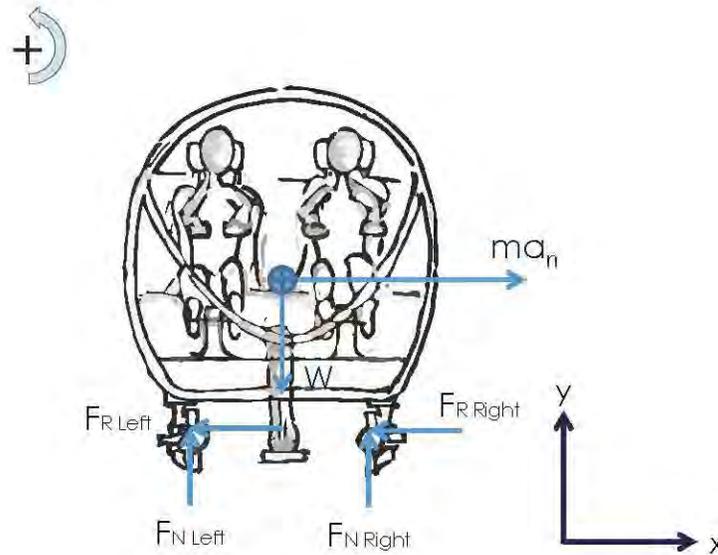


Fig. 36. Fuerzas en el vehículo experimentadas en una trayectoria curva y sistema de referencia empleado. (Elaboración propia)

$$\sum F_x: F_{R Left} + F_{R Right} = m \cdot a_n \quad 2.117$$

$$\sum F_y: F_{N Left} + F_{N Right} = m \cdot g \quad 2.118$$

$$\sum M_o: -M_{F_{N Left}} + M_W - M_{a_n} = 0 \quad 2.119$$

Con el fin de tener valores reales de las fuerzas centrífugas, nuevamente se hace uso de estándares automovilísticos. En este caso, se buscaron los radios de curvatura mínimos que debe tener una vía rural, o de bajo flujo, en función de las velocidades de desplazamiento. (AASHTO, 2001)

A continuación se describe el modelo desarrollado en Maple y con el cual se obtuvieron los valores de la Tabla 22. Para este caso particular, se utiliza la velocidad máxima de diseño (60 [km/h]) y un radio de curvatura de 135 [m].

Como primer paso se obtiene la fuerza centrífuga a partir de la aceleración normal ec.2.116 y la masa del vehículo.

$$V_{FinCurva} := 60 \cdot \left( \frac{10}{36} \right); \quad 2.120$$

$$V_{FinCurva} := \frac{50}{3} \quad 2.120$$

$$r_{Curva} := 135; \quad r_{Curva} := 135 \quad 2.121$$

$$F_{An} := \left( \frac{V_{FinCurva}^2}{r_{Curva}} \right) \cdot VehiculoMasa; \quad 2.122$$

$$F_{An} := 1149.16$$

Posteriormente se resuelven las ecuaciones del sistema para encontrar las incógnitas. Desafortunadamente el sistema es estáticamente indeterminado, puesto que se tienen sólo tres ecuaciones linealmente independientes y cuatro incógnitas, haciendo imposible determinar las reacciones en el eje x (sin utilizar algún método para resolver estructuras hiperestáticas). Se asumirá entonces que la reacción derecha es de igual magnitud que la izquierda.

$$\begin{aligned} SumF_x &:= Vehiculo_{Masa} \cdot Acel_{gravedad} = F_{NLeft} + F_{NRight} \\ SumF_x &:= 5478.80 = F_{NLeft} + F_{NRight} \end{aligned} \tag{2.123}$$

$$\begin{aligned} SumF_y &:= F_{An} = F_{BLeft} + F_{BRight} \\ SumF_y &:= 1149.16 = F_{BLeft} + F_{BRight} \end{aligned} \tag{2.124}$$

$$\begin{aligned} SumM_A &:= -F_{NLeft} \cdot Vehiculo_{Track} + Vehiculo_{Masa} \cdot Acel_{gravedad} \\ &\quad \cdot \frac{Vehiculo_{Track}}{2} - F_{An} \cdot Vehiculo_{CGVertical} \cdot Vehiculo_{Alto} = 0; \\ SumM_A &:= -0.880 F_{NLeft} + 1867.27 = 0 \end{aligned} \tag{2.125}$$

$$\begin{aligned} F_{NLeft} &:= isolate(SumM_A, F_{NLeft}); \\ F_{NLeft} &:= F_{NLeft} = 2121.90 \end{aligned} \tag{2.126}$$

$$\begin{aligned} F_{NRight} &:= isolate(subs(F_{NLeft}, SumF_x), F_{NRight}); \\ F_{NRight} &:= F_{NRight} = 3356.90 \end{aligned} \tag{2.127}$$

Se asume que la fuerza de reacción horizontal es igual en el lado izquierdo y derecho, sin embargo sí se considera la diferencia entre los bogies frontales y traseros. Esta diferencia se debe a que el centro de gravedad longitudinal no se encuentra en el centro, por lo tanto las fuerzas en los bogies traseros serán mayores.

$$\begin{aligned} F_{RFwd} &:= \frac{F_{An}}{2} \cdot Vehiculo_{CGLongitudinal} \\ F_{RFwd} &:= 191.335 \end{aligned} \tag{2.128}$$

$$\begin{aligned} F_{RRwd} &:= \frac{F_{An}}{2} \cdot (1 - Vehiculo_{CGLongitudinal}); \\ F_{RRwd} &:= 383.245 \end{aligned} \tag{2.129}$$

Igualmente se considera esta diferencia en el centro de gravedad longitudinal para obtener las fuerzas normales verticales en cada bogie.

$$\begin{aligned} F_{NFwdLeft} &:= F_{NLeft} \cdot Vehiculo_{CGLongitudinal} \\ F_{NFwdLeft} &:= 0.333 F_{NLeft} = 706.593 \end{aligned} \tag{2.130}$$

$$\begin{aligned} F_{NRwdLeft} &:= F_{NLeft} \cdot (1 - Vehiculo_{CGLongitudinal}); \\ F_{NRwdLeft} &:= 0.667 F_{NLeft} = 1415.31 \end{aligned} \tag{2.131}$$

$$\begin{aligned} F_{NFwdRight} &:= F_{NRight} \cdot Vehiculo_{CGLongitudinal} \\ F_{NFwdRight} &:= 0.333 F_{NRight} = 1117.85 \end{aligned} \tag{2.132}$$

$$F_{NRwdRight} := F_{NRight} \cdot (1 - Vehiculo_{CGLongitudinal}); \tag{2.133}$$

$$F_{N_{RwdRight}} := 0.667 F_{NRight} = 2239.05$$

Cabe aclarar que no se está considerando la distribución de peso entre tres puntos para la parte trasera (dos bogies traseros y llanta neumática), por lo que las cargas serán menores de lo que se obtiene de este análisis, pero sirve de referencia para estimar las cargas máximas en los bogies.

Tabla 22. Reacciones en los bogies para los radios de curvatura y velocidades de "A Policy on Geometric Design of Highways and Streets". (AASHTO, 2001)

Velocidad de diseño [km/h]	Radio de curvatura [m]	$a_n$ [g]	$F_{RFwd}$ [N]	$F_{RRwd}$ [N]	$F_{NFwd,Left}$ [N]	$F_{NRwd,Left}$ [N]	$F_{NFwd,Right}$ [N]	$F_{NRwd,Right}$ [N]
20	15	0.2097	191.34	383.25	706.59	1415.31	1117.85	2239.05
30	30	0.2360	215.25	431.15	680.89	1363.83	1143.55	2290.53
40	55	0.2288	208.73	418.09	687.90	1377.86	1136.54	2276.50
50	90	0.2185	199.31	399.21	698.03	1398.15	1126.42	2256.21
60	135	0.2097	191.34	383.25	706.59	1415.31	1117.85	2239.05

## CONCLUSIONES

El análisis de restricciones nos demuestra que el planteamiento y diseño conceptual del vehículo es correcto y del cual se extraen las siguientes conclusiones:

- Una restricción importante de diseño es que el vehículo se pueda impulsar únicamente con el motor eléctrico. Al analizar los resultados de la sección de aceleración máxima, se determina que los requerimientos de potencia y par motor pueden ser cubiertos con motores eléctricos comerciales. Existe una variedad de motores que otorgan desde los 5 [KW] hasta los 20 [KW].
- En el caso del par, se requieren 120.62 [Nm] en la llanta neumática y se transmiten desde el motor eléctrico a partir de una relación de reducción o engranaje. Considerando una reducción de 4.5:1, el motor eléctrico tendría que producir un par de 26.80 [Nm], valor también fácilmente accesible en soluciones comerciales.
- La necesidad de potencia para mantener el vehículo a velocidad constante es mucho menor que la necesaria para acelerarlo, por lo que cualquier motor que cumpla con las solicitudes de la aceleración, será adecuado para velocidad constante.
- El análisis de transferencias de pesos en la aceleración y frenado determina las cargas radiales a las que estarán sometidas las ruedas superiores del bogie. Estos resultados determinarán la selección de ruedas.
- Se demostró que el vehículo es capaz de detenerse en una distancia segura. Dependerá del diseño de sistema de frenos, que se puedan lograr los pares de oposición requeridos.
- Otra condición de diseño es que durante el uso normal el vehículo sea capaz de frenar únicamente con la rueda neumática. El análisis demuestra que sólo utilizando la rueda neumática se obtiene un frenado satisfactorio en 87.98 [m].
- Finalmente se estudió el desempeño del vehículo en trayectorias curvas. Los resultados obtenidos serán usados para dimensionar los bogies y la selección de la ruedas de soporte.

## OPTIMIZACIÓN DE POTENCIA

Un aspecto importante que se le puede extraer al análisis de restricciones es una serie de pautas para el diseño del vehículo. A continuación se comparan ciertos parámetros de diseño que minimizan la cantidad de energía necesaria para acelerar el vehículo.

Como ya se definió la distancia y tiempo necesario para lograr la aceleración de 0 a 60 [km/h], el par motor se puede dejar expresado en función de ciertos parámetros de diseño para determinar algunos criterios que optimicen la potencia del motor.

El análisis no considera el cambio en el área frontal y consecuentemente no considera el cambio en la resistencia al aire, pero es evidente que disminuyendo el área frontal se minimiza la cantidad de energía requerida.

El análisis busca ubicar el centro de gravedad en el punto que minimice la cantidad de energía necesaria para acelerar. De acuerdo a las imágenes a continuación (Fig. 37 a Fig. 39) se puede apreciar que el ahorro en par motriz es mínimo, alrededor de 2.5 [Nm] en el mejor de los casos y será más importante minimizar el peso del vehículo y el área frontal. Sin embargo se pueden tener las siguientes conclusiones:

- La longitud del vehículo (sin considerar cambio en la masa total del vehículo al incrementar la longitud) no impacta en el requerimiento de energía.
- Ubicar el centro de gravedad longitudinal cercano a la nariz disminuye el requerimiento de par.

- El cambio en la altura del vehículo y el centro de gravedad vertical tiene muy poco efecto en la reducción del par motriz necesario. Es importante reducir el centro de gravedad vertical para disminuir las solicitaciones estructurales en los bogies en secciones curvas, pero no para reducir la cantidad de par necesario para acelerar.

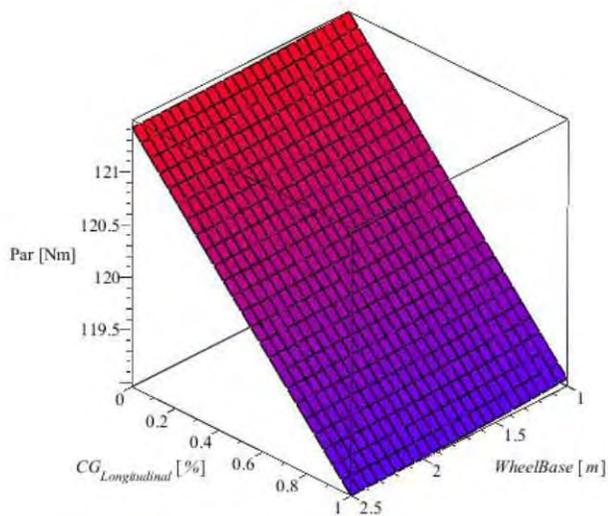


Fig. 37. Par motriz en función del centro de gravedad longitudinal en [%] y el Wheelbase en [m]. (Elaboración propia)

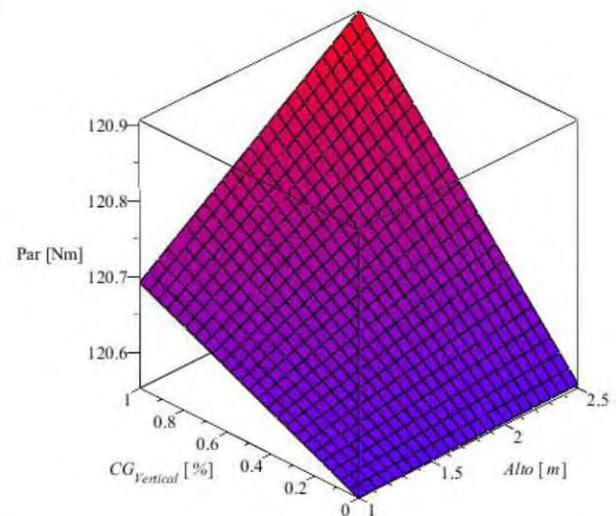


Fig. 38. Par motriz en función del centro de gravedad vertical en [%] y el alto del vehículo en [m]. (Elaboración propia)

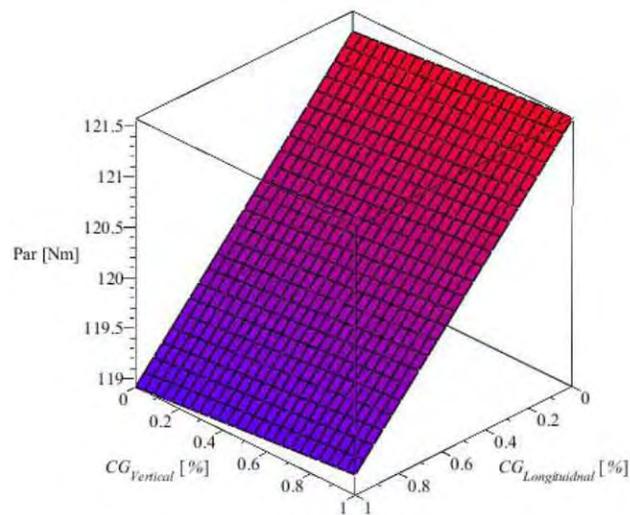
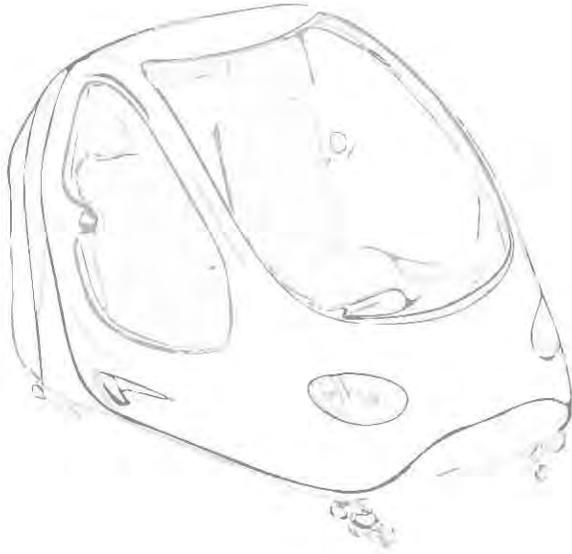


Fig. 39. Par motriz en función del centro de gravedad longitudinal en [%] y el centro de gravedad vertical en [%]. (Elaboración propia)

**CAPÍTULO III. DISEÑO DEL VEHÍCULO**

# Capítulo

# 3

---

Este es el capítulo central del trabajo y corresponde a la segunda etapa en la metodología de diseño. Durante el capítulo se hace el desarrollo y justificación del diseño a detalle del vehículo. El orden de los componentes que se describen a continuación respeta la secuencia propuesta en la metodología de diseño y por lo tanto, también se documentan en ese orden:

- Diseño del habitáculo
- Distribución del espacio interior
- Sistema de acople a la vía
- Rueda neumática
- Chasis
- Carrocería y paneles interiores



## DISEÑO DEL HABITÁCULO

Se hará uso del *principio del diseño para un intervalo ajustable*, el cual establece que el usuario ajusta el objeto a su medida (Mondelo, Gregori, & Barrau, 1999, págs. 68-69). Utilizar este principio asegura que una diversidad de usuarios, de diferente estatura, podrá abordar y utilizar el vehículo con comodidad. Para incluir este principio al vehículo, se propone utilizar un mecanismo que permita el desplazamiento horizontal del asiento (similar al existente en los automóviles actuales), mientras los pedales se mantienen fijos.

## ANTROPOMETRÍA DEL USUARIO

Un aspecto primordial del diseño para un intervalo ajustable es decidir el intervalo de pasajeros que hará uso del vehículo. Para lo cual se utilizan dos muestras estadísticas de las medidas antropométricas de la población: una en México (Tabla 23) y otra mundial (Tabla 24).

### Estadísticas en México:

Tabla 23. Tabla de peso [Kg] y estatura [cm] para México. ENASEM-2001. (INEGI, 2001)

Medidas antropométricas	Total	Hombres	Mujeres
Peso [Kg]	66.0	69.9	62.9
Estatura [cm]	156.4	163.0	151.0

### Estadísticas en el mundo:

Tabla 24. Tabla de Peso [Kg] y Altura Mundial [cm]. (Panero & Zelnik)

Medidas Antropométricas	Hombres	Mujeres
Peso 95% percentil [Kg]	96.2	90.3
Peso 5% percentil [Kg]	57.2	47.2
Estatura 95% percentil [cm]	184.9	170.4
Estatura 5% percentil [cm]	161.5	149.9

### Dimensiones usuarios para diseño THE Puma:

De las tablas anteriores (Tabla 23 y Tabla 24) se obtienen el intervalo a diseñar (Tabla 25). Se considera como máximo el 95 percentil de un hombre y como mínimo el 5 percentil de una mujer en la estadística mundial. Como objetivo particular se toma en cuenta la media de un habitante en México.

Tabla 25. Tabla de estatura de los intervalos de diseño [cm].

Medidas antropométricas	Total
Estatura objetivo	156.4
Estatura máxima	184.9
Estatura mínima	149.9

Una vez seleccionado los rangos de diseño es necesario establecer el tamaño de las extremidades de los pasajeros. Para esto se utiliza un estudio estadístico que relaciona la estatura de la persona con las dimensiones del cuerpo (Fig. 40).

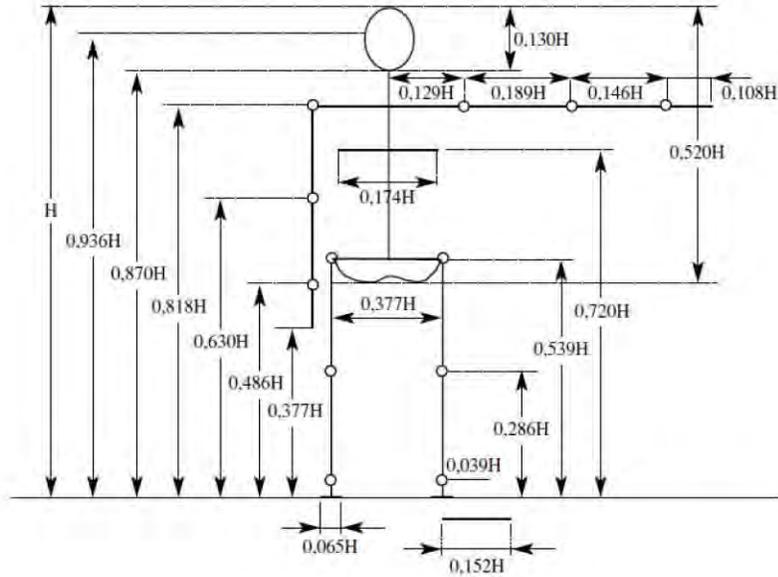


Fig. 40. Dimensiones del cuerpo en función de la estatura. (Alexander &amp; Rabourn, 2001)

A partir del estudio anterior se determinan las dimensiones de las extremidades relevantes para la interacción usuario-pedales. Los resultados quedan expresados en la siguiente tabla (Tabla 26).

Tabla 26. Medida de las extremidades [cm] (piernas) para el intervalo de diseño..

Medida pierna completa 0.539H	Total
Medida objetivo	84.279
Medida máxima	99.661
Medida mínima	80.796
Medida pierna externa 0.286H	Total
Medida objetivo	44.719
Medida máxima	52.881
Medida mínima	42.871
Medida pierna Interna 0.253H	Total
Medida objetivo	39.559
Medida máxima	46.780
Medida mínima	37.925

Se debe considerar que los resultados obtenidos de un análisis estadístico antropométrico deben aplicarse con criterios amplios y razonables. La persona media no existe y aunque alguna de sus medidas corresponda con la media de la población, es seguro que no ocurrirá esto con el resto de sus otras medidas (Alexander & Rabourn, 2001). Al utilizar el *principio de diseño para un intervalo ajustable* se puede mermer este problema y darle oportunidad al pasajero a elegir la postura que más le acomode o satisfaga.

Con el fin de maximizar el rendimiento del vehículo es importante comprender no sólo cómo reducir al mínimo la resistencia al avance y el peso vehicular, sino también la forma de maximizar la producción de potencia a través del pedaleo. (Too & Landwer, 2008)

Las fuerzas, pares y potencia producidas por el pedaleo de una persona están en función de factores internos biomecánicos (la longitud del músculo con diferentes ángulos de cadera, rodilla y tobillo), además de la interacción con factores mecánicos externos (ángulo del asiento respecto a los pedales, distancia del asiento al pedal, longitud del brazo de los pedales) (Too & Landwer, 2003).

La interacción de estos factores internos biomecánicos con factores mecánicos externos se ha estudiado extensamente en varios artículos y publicaciones académicas. Para el caso particular del pedaleo en posición reclinada (*recumbent position*), se han publicado varios artículos por Danny Too<sup>24</sup> y sus colaboradores (1990, 1991, 1993, 1994, 2008), en los cuales realizó un variedad de experimentos cambiando sistemáticamente las condiciones del pedaleo, para establecer la posición óptima del ciclista respecto a la posición de los pedales.

A continuación se hace un resumen de los resultados obtenidos en estas investigaciones. Éstos servirán para establecer los lineamientos de diseño del habitáculo que optimicen la producción de potencia y disminuya la fatiga del ciclista.

#### ÁNGULO ENTRE EL ASIENTO Y EL EJE DE LOS PEDALES

Para determinar la posición que optimiza la longitud del músculo y maximiza la producción de fuerza, D. Too *et al.* (1990, 1991) examinaron el efecto de un cambio sistemático en el ángulo entre el asiento y el eje de los pedales (Fig. 41), controlando otras variables (es decir, manteniendo perpendicular el asiento al suelo y manteniendo constante la distancia de la longitud de la pierna desde el trocánter mayor<sup>25</sup> hasta el suelo).

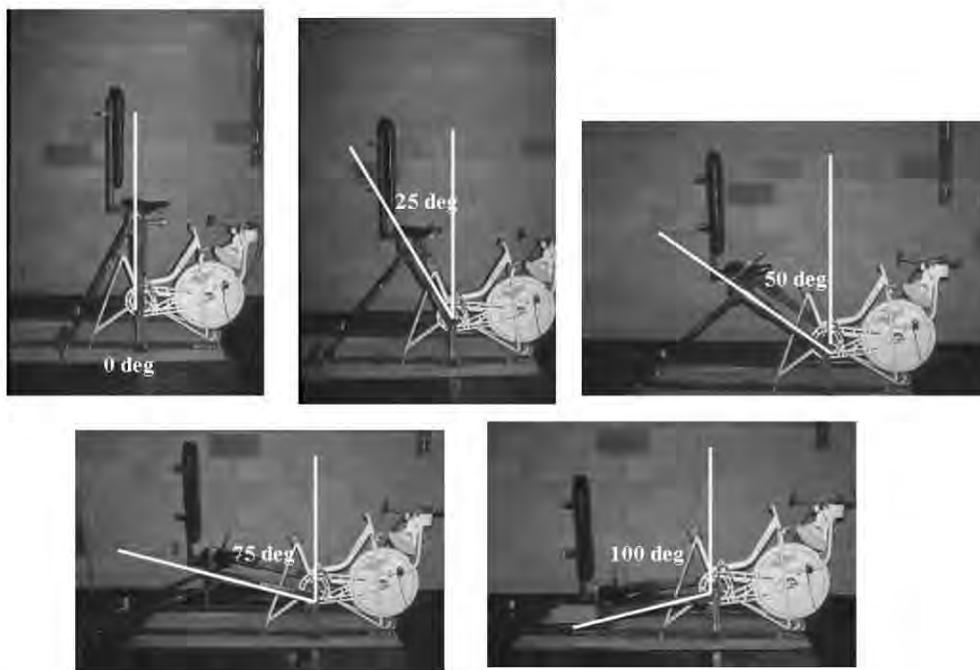


Fig. 41. Incremento sistemático de ángulo de inclinación de 0 a 100 grados. (Too, The effect of body configuration on cycling performance, 1990)

<sup>24</sup> Danny Too es un profesor asociado en el Departamento de Educación Física y el Deporte de la Universidad Estatal de Nueva York en Brockport, y ha estado involucrado en la investigación de vehículos impulsados por el pedaleo humano desde 1985.

<sup>25</sup> Eminencia ósea situada por fuera y un poco por debajo de la cabeza articular del fémur.

Con un incremento sistemático de ángulo de inclinación de 0 a 100 grados, determinaron que el rendimiento del pedaleo (capacidad aeróbica y anaeróbica) se maximiza en el ángulo de inclinación de 75 grados.

La posición con 75° grados de inclinación produce los siguientes ángulos en la cadera y rodilla durante un ciclo de pedal (180° - 0°, ciclo de potencia) (Tabla 27):

Tabla 27. Ángulos de las articulaciones para una posición de pedaleo de 75° grados de inclinación. (Too, 1990)

Articulación	Mínimo	Máximo	Rango
Cadera	55°	97°	42°
Rodilla	65°	142°	77°

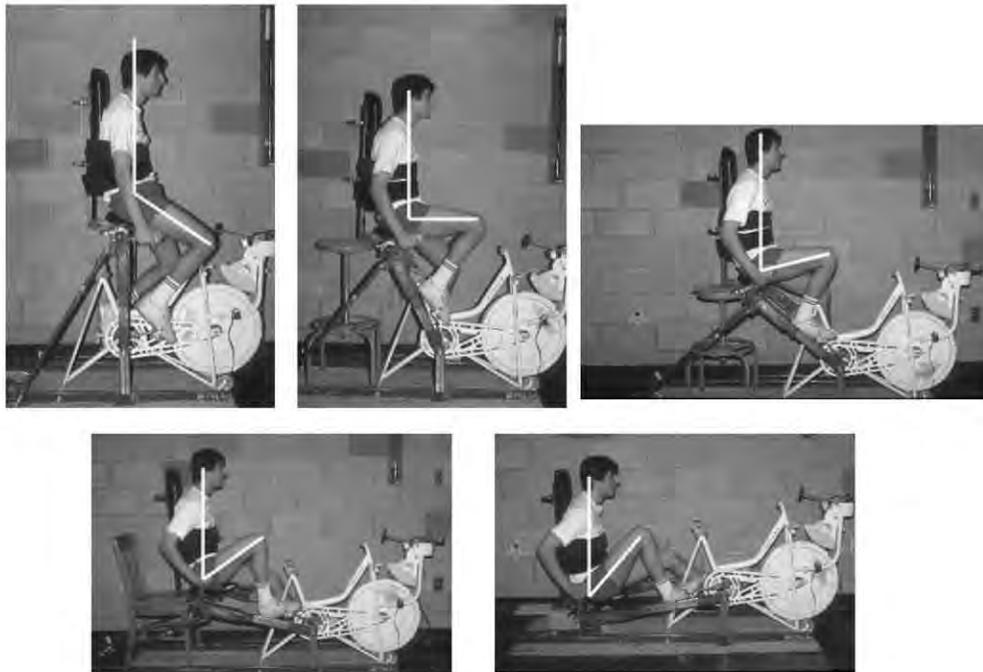


Fig. 42. Cambio del ángulo de la cadera en función del incremento sistemático de ángulo de inclinación de 0 a 100 grados. (Too, The Effect of Hip Position/Configuration on Anaerobic Power and Capacity in Cycling, 1991)

Cuando se estudia la relación fuerza-longitud de un músculo, éste puede producir su mayor fuerza en su longitud de reposo. La variación de la distancia de la longitud de reposo, ya sea incrementándola o disminuyéndola, disminuirá la fuerza que un músculo puede producir (Too & Landwer, 2008). Es por esto que se debe buscar la distancia de reposo que maximice la fuerza.

Con un ángulo medio de 77 grados en la cadera la potencia generada se maximiza (Fig. 43). Esto se debe a que los músculos del muslo se contraen en la misma longitud que la de reposo, donde se puede entregar la máxima potencia (Too, 1990).

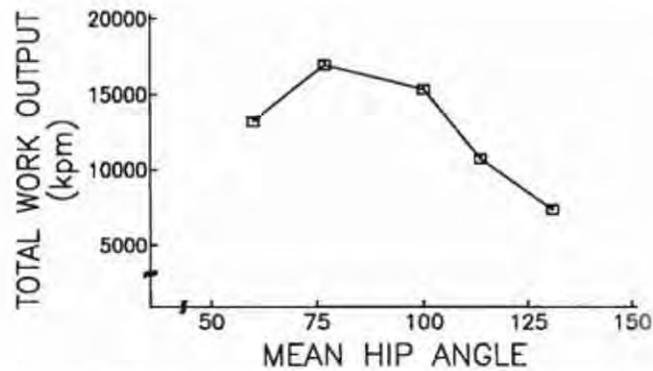


Fig. 43. Variación de la potencia generada en función del ángulo medio de la cadera. (Too, The Effect of Hip Position/Configuration on Anaerobic Power and Capacity in Cycling, 1991)

DISTANCIA ASIENTO-PEDALES, ÁNGULOS DE LAS ARTICULACIONES Y RENDIMIENTO

Para una posición reclinada, es decir 75 grados de inclinación y el respaldo perpendicular al suelo, D. Too (1993) investigó el efecto del aumento sistemático (5% de incremento) en la distancia del asiento al pedal, en un rango de 90-110% (longitud de pierna trocantérica<sup>26</sup>) (Fig. 44).

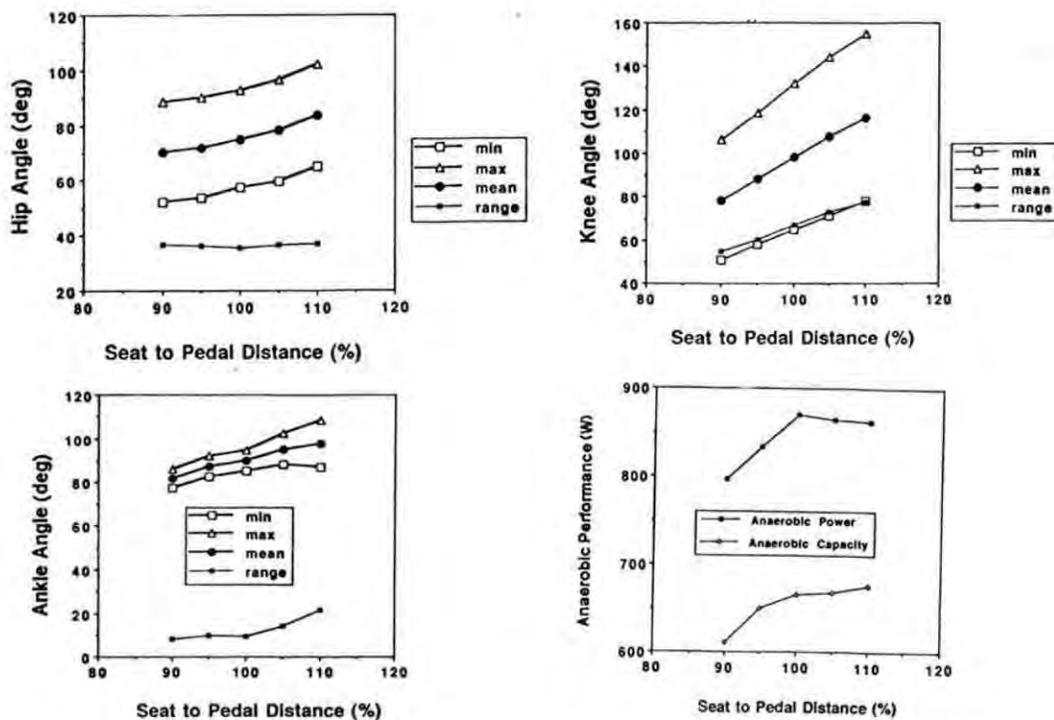


Fig. 44. Resultados del cambio en la distancia Asiento-Pedales. Rango 90%-110%. (Too, The Effect of Seat-To-Pedal Distance on Anaerobic Power and Capacity in Recumbent Cycling, 1993)

La investigación revela que con un incremento sistemático en la distancia del asiento al pedal, los ángulos mínimos y máximos de las articulaciones de la cadera, la rodilla y el tobillo, no cambian de la misma manera que la producción de energía.

Los ángulos de las articulaciones (rodilla, cadera y tobillo) se incrementan proporcionalmente a la distancia del asiento-pedal, mientras la potencia máxima aumenta en el rango del 90-100% y luego disminuye, aunque no existen diferencias

<sup>26</sup> Se refiere a la distancia del trocánter mayor al talón, medido en línea recta y la pierna completamente estirada en el punto donde el pedal está más alejado.

significativas entre el 100, 105, y 110%. Asimismo la potencia media aumenta, aunque tampoco se encuentran diferencias significativas entre los 100, 105, y 110%.

A partir de los resultados anteriores se determina que una distancia del 100% es óptima, pues la potencia máxima no aumenta después del 100% y el incremento de la potencia media arriba del 100% es despreciable a comparación del incremento en el ángulo de las articulaciones. Los cuales harían incomodo el ejercicio de pedaleo, además de producir un ángulo de cadera superior a  $77^\circ$  (recomendado en la sección anterior).

#### RADIO DEL BRAZO DEL PEDAL (CRANK ARM LENGTH)

La producción de potencia en función de la longitud del brazo del pedal, describe una tendencia en forma de U invertida (Fig. 45 y Fig. 46) (determinada a partir de regresiones) (Too & Landwer, 2000). Se debe ubicar la longitud que maximice la potencia producida.

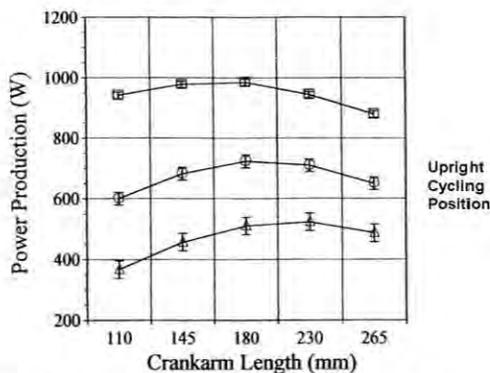


Figure 5. Predicted power production ( $\pm$  standard error) with changes in crank arm length.  $\square$  = peak,  $\circ$  = mean,  $\Delta$  = minimum.

Fig. 45. Resultados del cambio en las longitudes del brazo, Posición vertical. (Too & Landwer, The effect of pedal crank arm length on joint angle and power production in upright cycle ergometry, 2000)

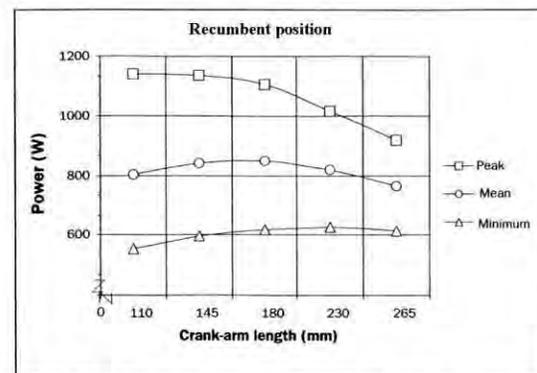


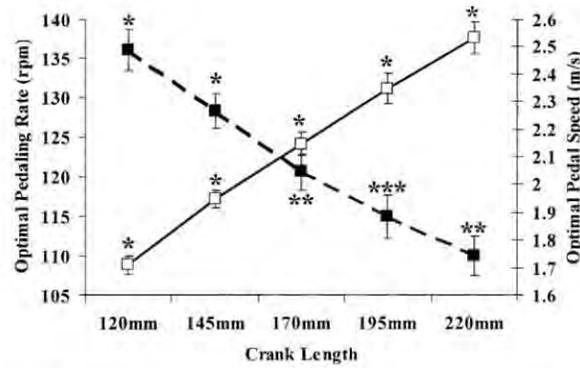
Figure 6. Predicted peak power, mean power and minimum power with increasing crank-arm length.

Fig. 46. Resultados del cambio en las longitudes del brazo, Posición reclinada. (Too & Williams, Determination of the Crank-arm Length to Maximize Power Production in Recumbent Cycle Ergometry, 2000)

De la figura anterior en posición reclinada (Fig. 46), se puede ver que la potencia pico ( $\square$ ) más grande se logra con la longitud más corta del brazo (110 mm). Además se puede notar que al aumentar la longitud del brazo existe una tendencia descendente en la potencia pico, sin embargo la potencia mínima ( $\Delta$ ) y la media ( $\circ$ ) no se ven tan afectadas y su máximo se encuentra alrededor de 180 [mm].

Aumentando la complejidad en la selección de la longitud del brazo, utilizar diferentes longitudes afecta la velocidad de pedaleo y consecuentemente la producción de par y potencia. Por lo que simplemente utilizar la longitud más corta (como indica la Fig. 46), no implica tener la solución óptima. Es por esto que se requieren otros estudios donde se analice la interacción entre la carga, frecuencia de pedaleo y la longitud del brazo.

En 2001, James C. Martin realizó mediciones de la longitud óptima del brazo en comparación con la velocidad angular óptima (Fig. 47).

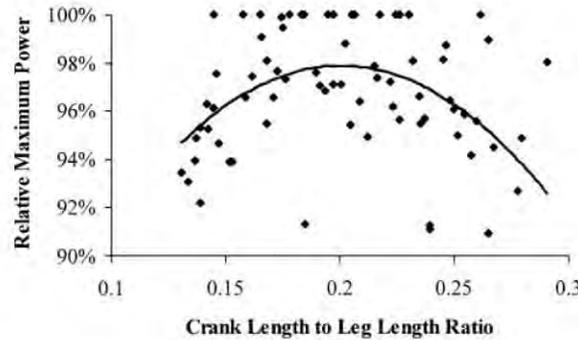


**Fig. 2** Optimal pedaling rate and optimal pedal speed. Optimal pedaling rate (■) decreased with increasing crank length (\*differs from all other crank lengths; \*\*differs from all lengths except 195 mm; \*\*\*differs from the 120- and 145-mm crank lengths). Optimal pedal speed (□) increased with increasing crank length and the values for all cranks differed (\*)

Fig. 47. Resultados del cambio en las longitudes del brazo vs. velocidad angular óptima. (Martín & Spirduso, 2001)

Se puede observar que la frecuencia óptima de pedaleo disminuye conforme se aumenta la longitud del brazo (\*). Para los atletas inexpertos, normalmente pedalean con una frecuencia de 80 a 85 [rpm], pero para los ciclistas entrenados alrededor de 100 o más. Al tratarse de un vehículo para usuarios comunes y con la finalidad de operar en un rango de frecuencias cercano al óptimo, es preferible seleccionar una frecuencia más baja de operación y por lo tanto una longitud de brazo mayor a los 110 [mm] (obtenidos en el estudio de D. Too *et al.*).

Adicionalmente James C. Martin estudió la relación que existe entre la proporción *largo de la pierna-longitud del brazo* contra la *máxima producción de potencia* (Fig. 48). Encontrando que la proporción óptima corresponde a que la longitud del brazo sea el 20% de la longitud total de la pierna, o el 41% de la tibia.



**Fig. 3** Maximum power versus leg length to crank length ratio. The relationship of maximum power (expressed as a percent of each subjects best performance) with the crank length to leg length ratio (CL/LL) was parabolic, and the regression equation was: proportion of maximum power =  $-6.83(CL/LL)^2 + 2.77CL/LL + 0.698$ ;  $P < 0.001$ ,  $R^2 = 0.205$ ,  $SE = 2.4\%$ . The optimal crank length was 20% of leg length

Fig. 48. Máxima potencia obtenida vs. longitudes del brazo. Posición vertical. (Martin & Spirduso, 2001)

Los resultados anteriores (Fig. 47 y Fig. 48) corresponden a un análisis en posición vertical y son conscientes con los obtenidos por D. Too *et al.* (también para posición vertical Fig. 45). No se han publicado investigaciones más detalladas para una posición reclinada, que relacionen la velocidad angular y la longitud del brazo. No obstante G. van de Kraats a partir de una simulación y análisis cinemático de un ciclista en posición reclinada, propone la siguiente relación lineal para estimar la longitud del brazo. (van de Kraats, 2007)

$$\text{Longitud del Brazo} = 0.195 * \text{Longitud de la Pierna}$$

Obteniendo la Tabla 28 con las recomendaciones para la elección de la longitud del brazo en función de la longitud de la pierna.

Tabla 28. Longitud del brazo en función de la longitud de la pierna. (van de Kraats, 2007)

Largo Pierna	Longitud brazo
75 cm	146 mm
80 cm	157 mm
85 cm	164 mm
90 cm	173 mm
95 cm	184 mm
100 cm	195 mm

A partir del estudio antropométrico de los usuarios del vehículo, se calcula que el largo promedio de pierna es de 90.2285 [cm]. Utilizando la relación lineal anterior se determina que la longitud óptima del brazo es de 173 [mm]. Esta dimensión es congruente con los resultados obtenidos por J. Martín y D. Too.

**DIRECTRICES DE DISEÑO PARA ACOMODO VEHICULAR**

El diseño interior del vehículo debe garantizar, además de una posición adecuada para el pedaleo, un espacio funcional como medio de transporte. A su vez, se debe buscar un balance en las dimensiones que por un lado proporcionen confort y por el otro, no hagan excesivo el tamaño del vehículo.

Con los objetivos antes mencionados, el libro “The Measure of Man and Woman: Human Factors in Design” (Tilley & Dreyfuss, 2002) propone una serie de pautas para el diseño de una cabina vehicular, ya sea desde un automóvil de carreras hasta un equipo industrial o agrícola (Fig. 49).

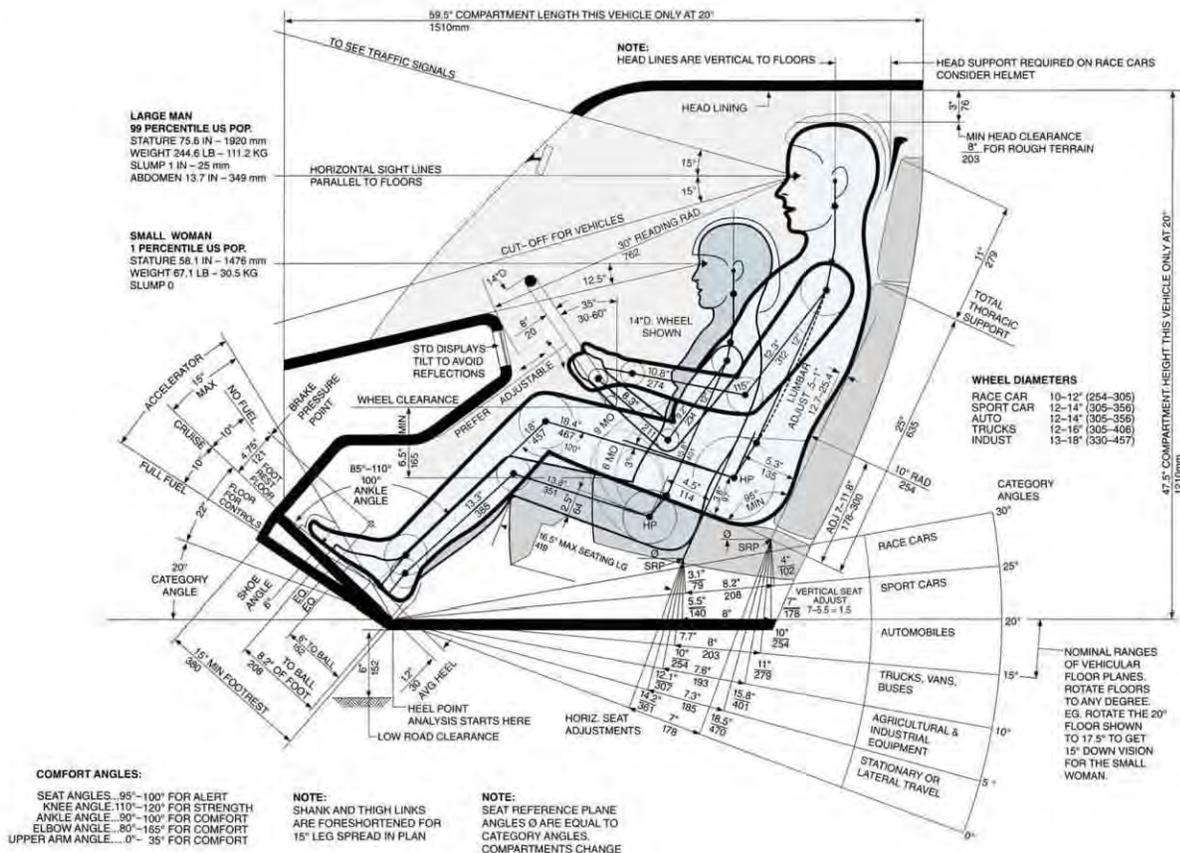


Fig. 49. Acomodo vehicular. “The Measure of Man and Woman: Human Factors in Design”. (Tilley & Dreyfuss, 2002, pág. 66)

Este diagrama muestra a las figuras humanas en su posición óptima, detallando aspectos como: ángulo de la columna vertebral, soporte lumbar, respaldo para la cabeza, campo de visión, inclinación adecuada del asiento (dependiendo del tipo de vehículo), etc. También considera la interacción con otros elementos de un vehículo como: el volante, tablero y pedales; los cuales no tienen relevancia en este trabajo.

## POSICIÓN DE LOS PASAJEROS RESPECTO A LOS PEDALES

El primer paso para determinar la distribución interior en el habitáculo, es ubicar a los pasajeros respecto a la posición de los pedales. Se utilizarán los lineamientos estudiados en las secciones anteriores para establecer la posición correcta. A continuación se hace un resumen de los lineamientos empleados (Tabla 29):

Tabla 29. Resumen de los lineamientos de diseño para el habitáculo.

Concepto	Lineamiento
Ángulo entre el asiento y el eje de los pedales	→ El rendimiento del pedaleo se maximiza en el ángulo de inclinación de <b>75 grados</b> .
Distancia asiento-pedales	→ La distancia trocantérica del <b>100%</b> se considera óptima.
Radio del brazo del pedal (crank arm length)	→ La longitud del brazo óptima es <b>173 [mm]</b> .
Ángulo del asiento respecto al piso	→ El ángulo seleccionado es <b>12.5°</b> . Este es menor a los 20° propuestos por A. Tilley para un automóvil, pero un ángulo superior a los 12.5° dificulta alcanzar los pedales en la posición más lejana.
Ángulo del respaldo del asiento.	→ El ángulo seleccionado es de <b>95°</b> respecto al asiento y de 107.5° respecto al piso ( $95^\circ + 12.5^\circ = 107.5^\circ$ ).

Desafortunadamente la forma en que interactúan todos los lineamientos no está estudiada en ninguna publicación ni artículo académico. Además, incrementando la complejidad en esta interacción, el habitáculo debe albergar a pasajeros de distintas estaturas a partir del desplazamiento del asiento únicamente de forma horizontal.

Al aplicar simultáneamente estas directrices, existen algunos compromisos de diseño que cambian ligeramente las condiciones especificadas en los lineamientos. No obstante, se respetan restricciones importantes en la interacción usuario-pedales:

- Se considera el eje de los pedales como el punto de referencia y se mantiene constante la longitud del brazo del pedal (pieza fija no intercambiable) en 173 [mm].
- Con el propósito de asegurar buena capacidad aeróbica y anaeróbica, se asegura que en todos los casos analizados, la distancia trocantérica hasta la posición más lejana de los pedales en el ciclo de potencia ( $180^\circ - 0^\circ$ ), sea del 100%.
- Se pretende que el ángulo entre el eje del pedal y el asiento se aproxime a  $75^\circ$  y así lograr que el ángulo medio de la cadera no supere los  $100^\circ$ , donde existe una caída importante de rendimiento (Fig. 43).
- La inclinación del respaldo no influye la distancia trocantérica, ni al ángulo entre el asiento y el eje de los pedales. Sin embargo sí aumenta el ángulo medio de la cadera, por lo cual se utiliza un ángulo de  $95^\circ$ . Este corresponde al mínimo recomendado en el diagrama de acomodo vehicular de A. Tilley (Fig. 49).

La posición del pasajero respecto a los pedales se puede apreciar en los siguientes esquemas (Fig. 50 a Fig. 52).

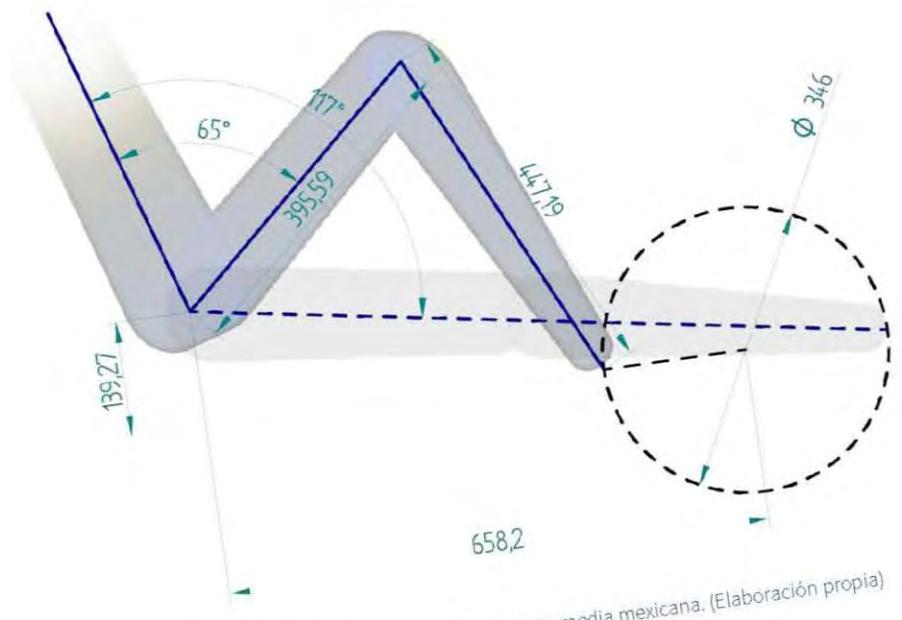


Fig. 50. Esquema de la posición de los pedales para estatura media mexicana. (Elaboración propia)

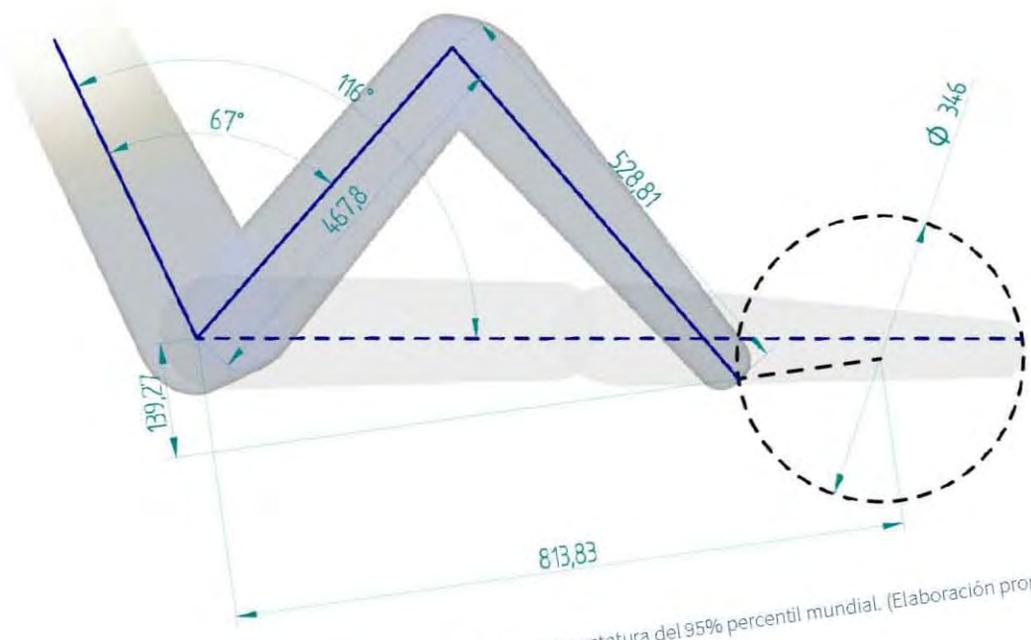


Fig. 51. Esquema de la posición de los pedales para estatura del 95% percentil mundial. (Elaboración propia)

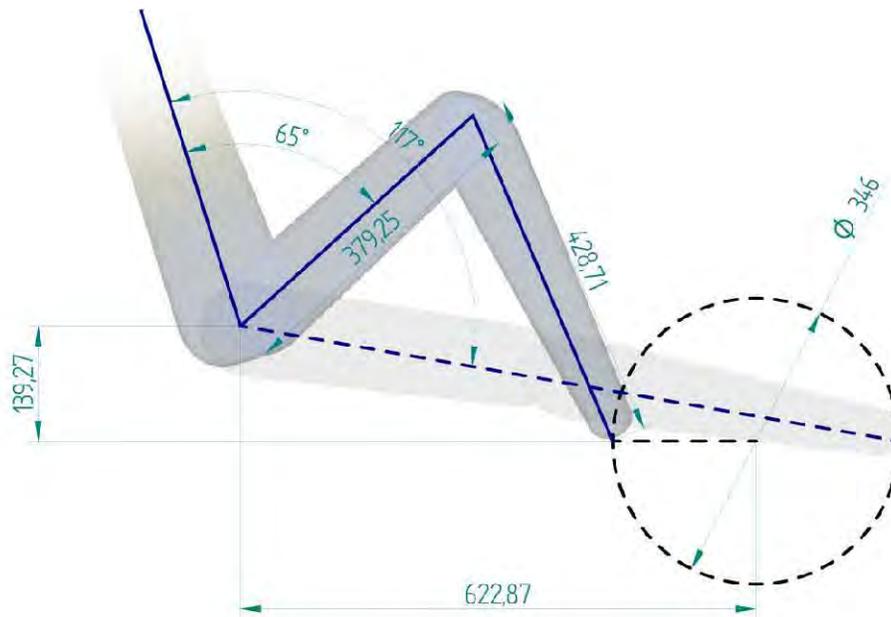


Fig. 52. Esquema de posición de los pedales para estatura del 5% percentil mundial. (Elaboración propia)

La Tabla 30 muestra los resultados de la posición del usuario respecto a los pedales.

Tabla 30. Resultados obtenidos al analizar la posición del pasajero respecto a los pedales.

**Promedio ángulo de la cadera (pedaleo)**

Estatura	Mín	Max	Promedio
Medida objetivo	65	117	91.0
Medida máxima	67	116	91.5
Medida mínima	65	117	91.0
Total			91.2

**Ángulo entre el asiento y el eje de los pedales**

Estatura	Cateto A [mm]	Cateto O [mm]	Angulo
Medida objetivo	658.20	139.27	78.05
Medida máxima	813.83	139.27	80.29
Medida mínima	622.87	139.27	77.40
Total			78.6

**Distancia asiento-pedales**

Estatura	Pierna [mm]	Columna12	Distancia
Medida objetivo	842.79		100%
Medida máxima	996.61		100%
Medida mínima	807.96		100%
Total			100%

Los lineamientos de la interacción usuario-pedales sólo son utilizados en el rango de estatura que va desde la máxima de 184.9 [cm], hasta la mínima de 149.9 [cm]. Aun así se buscará que usuarios en un rango de alturas desde 193.0 [cm] hasta 145.0 [cm] puedan hacer uso de los pedales. Para completar este rango, la distancia de desplazamiento del asiento se extenderá en las dos direcciones, sin embargo no garantiza que para estas posiciones extremas se cumplan los ángulos y distancias de los lineamientos.

## ESQUEMA GENERAL DEL HABITÁCULO THE PUMA

Con la posición de los pasajeros y pedales ya establecida, se define el esquema general del habitáculo del vehículo THE Puma. El diseño sigue los lineamientos propuestos por A. Tilley, únicamente considerando los elementos que tengan relevancia en el habitáculo de este proyecto. Se pone especial énfasis al diseño del asiento, respetando las alturas del respaldo, la cabecera y el soporte lumbar.

Para definir distancias relativas a la cabeza y el cuello (Tabla 31), nuevamente se usa la Fig. 40 que describe las dimensiones del cuerpo en función de la altura.

Tabla 31. Medida de las extremidades [cm] (cabeza y cuello) para los rangos de diseño

### Dimensiones para cadera - inicio cuello

Medida: cadera - inicio cuello $0.279H$	Total
Medida objetivo	43.625
Medida máxima	51.587
Medida mínima	41.822

### Dimensiones para inicio cuello – cabeza

Medida: Inicio cuello - cabeza $0.182H$	Total
Medida objetivo	28.458
Medida máxima	33.652
Medida mínima	27.282

El esquema resultante se presenta a continuación (Fig. 53). La parte superior representa un pasajero de 1.84 [m] (medida máxima) y la parte inferior representa un pasajero 1.56 [m] (media mexicana – medida objetivo).

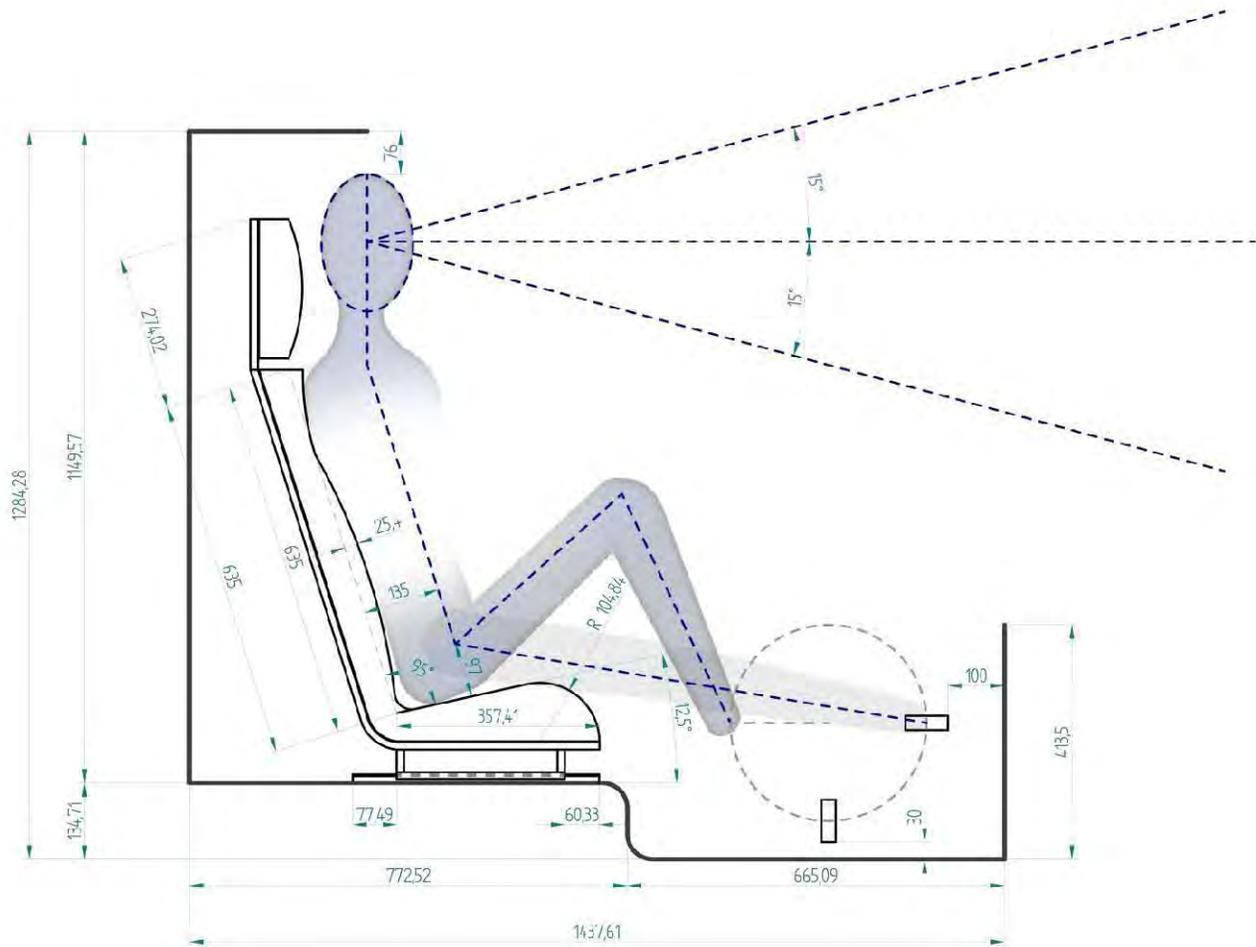


Fig. 53. Esquema general del habitáculo. La parte superior representa un pasajero de 1.84 [m] y la parte inferior representa un pasajero 1.56 [m]. (Elaboración propia)

El diagrama anterior es el **esquema central del diseño del habitáculo** y se utiliza como referencia para el desarrollo de todos los demás componentes que integran el vehículo.



## COMPONENTE: ASIENTO

El asiento es el componente donde el usuario establece la mayor interacción con el vehículo. Un correcto diseño garantiza en gran medida la comodidad del pasajero. Siendo ésta uno de los objetivos centrales del diseño del vehículo, se buscó información complementaria que auxilie a diseñar un asiento confortable, sin hacer excesivas sus dimensiones. Además el asiento debe ser ligero, de fácil manufactura, estéticamente agradable y con resistencia estructural adecuada para el uso cotidiano y en caso de algún accidente o incidente.

Tabla 32. Ficha de descripción del componente asiento.

Concepto	Descripción
Función del componente	Albergar al pasajero durante el viaje.
Requerimientos principales	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Confort</li> <li>→ Bajo peso</li> <li>→ Fácil manufactura</li> <li>→ Cumplir con solicitudes mecánicas</li> </ul>
Opciones de solución generadas	<p>Se revisaron dos propuestas:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>→ Estructura tubular mediante tubos y perfiles comerciales.</li> <li>→ Estructura formada a partir de placa dobla y soldada.</li> </ul> <p>Se decidió utilizar la construcción mediante tubos y perfiles por la facilidad de manufactura que representa esta opción.</p>

## DISEÑO Y DIMENSIONES GENERALES

### COJÍN Y REPOSACABEZAS

Pese a que la estructura es el componente central del asiento, se diseña primero el cojín, pues es el elemento que garantiza el confort y la funcionalidad del asiento.

Los criterios de diseño de asientos, a pesar de estar relativamente generalizados, tienen sus diferencias dependiendo de cada autor, pero un aspecto en que todos coinciden es en que la comodidad de un asiento no depende de un solo parámetro, sino que se basa en la adecuación correcta de todos los factores que influyen en la postura del cuerpo. Los factores que comúnmente se mencionan en la literatura corresponden a las dimensiones fundamentales de un asiento: altura, profundidad y anchura del asiento, altura del respaldo y apoyabrazos.

Julius Panero y Martin Zelnik en su libro "*Las dimensiones humanas en los espacios interiores: Estándares antropométricos*" dedican un capítulo completo al diseño de asientos, del cual se extrae el siguiente diagrama (Fig. 54).

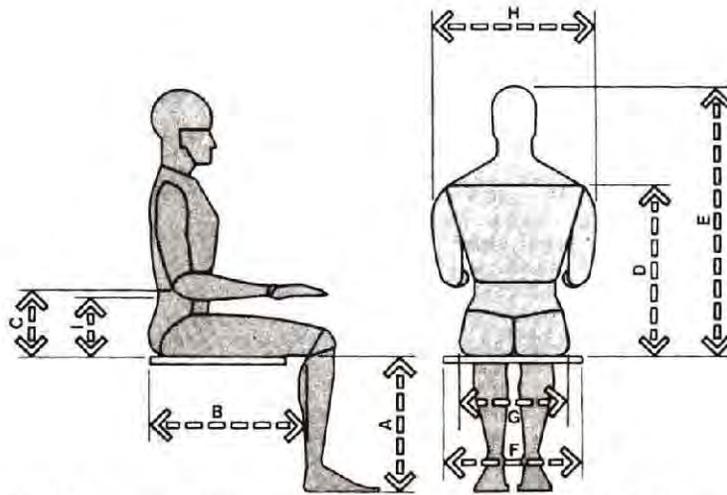


Fig. 4-4. Dimensiones antropométricas fundamentales que se necesitan para el diseño de sillas.

MEDIDA	HOMBRES				MUJERES			
	Percentil 5		Percentil 95		Percentil 5		Percentil 95	
	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm
A Altura poplítea	15.5	39.4	19.3	49.0	14.0	35.6	17.5	44.5
B Largura nalga-popliteo	17.3	43.9	21.6	54.9	17.0	43.2	21.0	53.3
C Altura codo reposo	7.4	18.8	11.6	29.5	7.1	18.0	11.0	27.9
D Altura hombro	21.0	53.3	25.0	63.5	18.0	45.7	25.0	63.5
E Altura sentado, normal	31.6	80.3	36.6	93.0	29.6	75.2	34.7	88.1
F Anchura codo-codo	13.7	34.8	19.9	50.5	12.3	31.2	19.3	49.0
G Anchura caderas	12.2	31.0	15.9	40.4	12.3	31.2	17.1	43.4
H Anchura hombros	17.0	43.2	19.0	48.3	13.0	33.0	19.0	48.3
I Altura lumbar	Vease nota							

Nota: no ha sido posible localizar estudios antropométricos publicados. No obstante, un estudio británico [H-D Darcus y A.G.M. Weddel, *British Medical Bulletin* 5, 1947, págs. 31-37] aplica entre 20,3 y 30,5 cm (8 y 12 pulgadas) al 90% de los ingleses varones. Diffrient en (*Humaniscale* 1/2/3) indica que el centro de curvatura hacia adelante de la región lumbar para los adultos se sitúa entre 22,9 y 25,4 cm (9 y 10 pulgadas), por encima del acolchamiento comprimido del asiento.

Fig. 54. Dimensiones corporales para asientos. "Las dimensiones humanas en los espacios interiores" (Panero & Zelnik, pág. 61)

Como se mencionó anteriormente, la persona media no existe y diseñar para este supuesto dejaría inutilizable el asiento para el 50% de la población. Es por esto que, en el caso de un asiento que será usado por una gran diversidad de personas, se recomienda utilizar los datos correspondientes al 95 percentil masculino para las dimensiones que alojan a la población más alta en la distribución de usuarios (como la altura del respaldo) y el 5 percentil femenino para las dimensiones que limitan a los usuarios de baja estatura (como la altura poplítea<sup>27</sup>). Con este criterio se asegura que el 95% de la población podrá hacer uso del asiento sin incomodidades.

El *esquema general del habitáculo y los estándares antropométricos del asiento* establecidos por J. Panero y M. Zelnik, proveen un conjunto de dimensiones completo para el diseño del cojín. A continuación se describen las consideraciones tomadas en el diseño.

## PROFUNDIDAD Y ANCHO DEL ASIENTO

El ancho del respaldo debe cubrir la anchura de hombros del pasajero, la medida correspondiente al 95 percentil (hombres) equivale a 483 [mm]. En la parte inferior del asiento, donde los glúteos reposan, el ancho del asiento debe alojar la anchura total de la caderas, donde el 95 percentil (hombres) corresponde a una dimensión de 404 [mm].

<sup>27</sup> Altura del piso a la parte posterior de la rodilla

En el caso de la profundidad del asiento, si esta es excesiva (Fig. 55), el borde frontal del asiento comprimirá la zona posterior de las rodillas y afectará el flujo sanguíneo a pies y piernas. Para disminuir el malestar, el usuario se desplazará hacia adelante, con lo que la espalda quedará sin apoyo, causando incomodidad. Una profundidad de asiento demasiado pequeña (Fig. 56), provoca una percepción desagradable al usuario, dando la sensación de caerse.

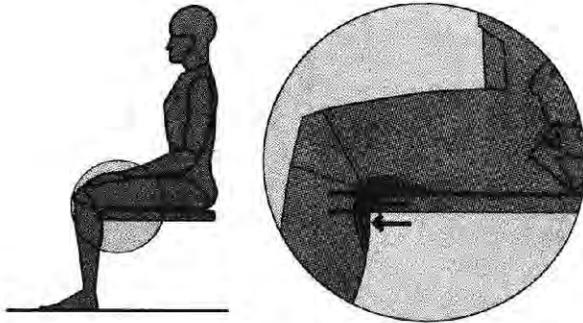


Fig. 55 Profundidad del asiento excesiva. (Panero & Zelnik, pág. 62)

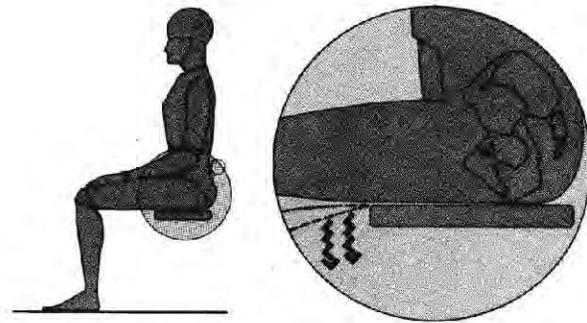


Fig. 56. Escasa profundidad el asiento. (Panero & Zelnik, pág. 62)

Para que no sucedan los fenómenos anteriores, J. Panero y M. Zelnik recomiendan una profundidad de 432 [mm], obtenida a partir del 5 percentil (mujeres), mientras A. Tilley propone una medida de 419 [mm] como máximo. En el caso del vehículo *THE puma*, el pasajero debe pedalear y la selección de la profundidad debe ser elegida de tal forma que no interfiera con esta actividad, para lo cual se analizó el movimiento de las piernas durante el pedaleo y se determinó que la distancia máxima es 357 [mm], correspondiente a un 85.2% de la longitud recomendada para un vehículo (A. Tilley). Con esta medida se satisface casi en la totalidad la comodidad, sin interferir en la acción de pedaleo.

---

## ALTURA Y RESPALDO DEL ASIENTO

El diseño del respaldo de un asiento es una de las tareas esenciales para que se consiga un correcto acoplamiento usuario-asiento. En este tema los autores no definen una altura fija, pero normalmente se recomienda que al menos cubra el área de soporte lumbar. Para este proyecto se considera la posibilidad de un impacto en la zona posterior del vehículo, donde el asiento debe absorber y detener las aceleraciones del pasajero. Es por esto que el respaldo cubre la espalda completa del pasajero, independientemente de su estatura, con una longitud total de 635 [mm]. Ésto de acuerdo a los lineamientos de A. Tilley y que a su vez coincide con el 95 percentil en las medidas propuestas por M. Zelnik y J. Panero.

Desde el punto de vista del confort, es importante proveer de soporte lumbar para favorecer un cierto grado de lordosis lumbar sin necesidad de esfuerzo muscular. Por desgracia para este parámetro no existe una medida clara y es uno de los aspectos donde los autores tienen grandes diferencias. En el caso del vehículo *THE Puma* se utiliza la dimensión propuesta por A. Tilley, pues el enfoque de sus lineamientos es el diseño de vehículos. En cambio, M. Zelnik y J. Panero tienen un enfoque global para el diseño de asientos. Por tanto la altura del soporte lumbar es 241 [mm], con una profundidad de 25.4 [mm].

---

## DIMENSIONES GENERALES

Las dimensiones del cojín (Fig. 57) cumplen con los lineamientos estudiados anteriormente, además de respetar el esquema general del habitáculo.

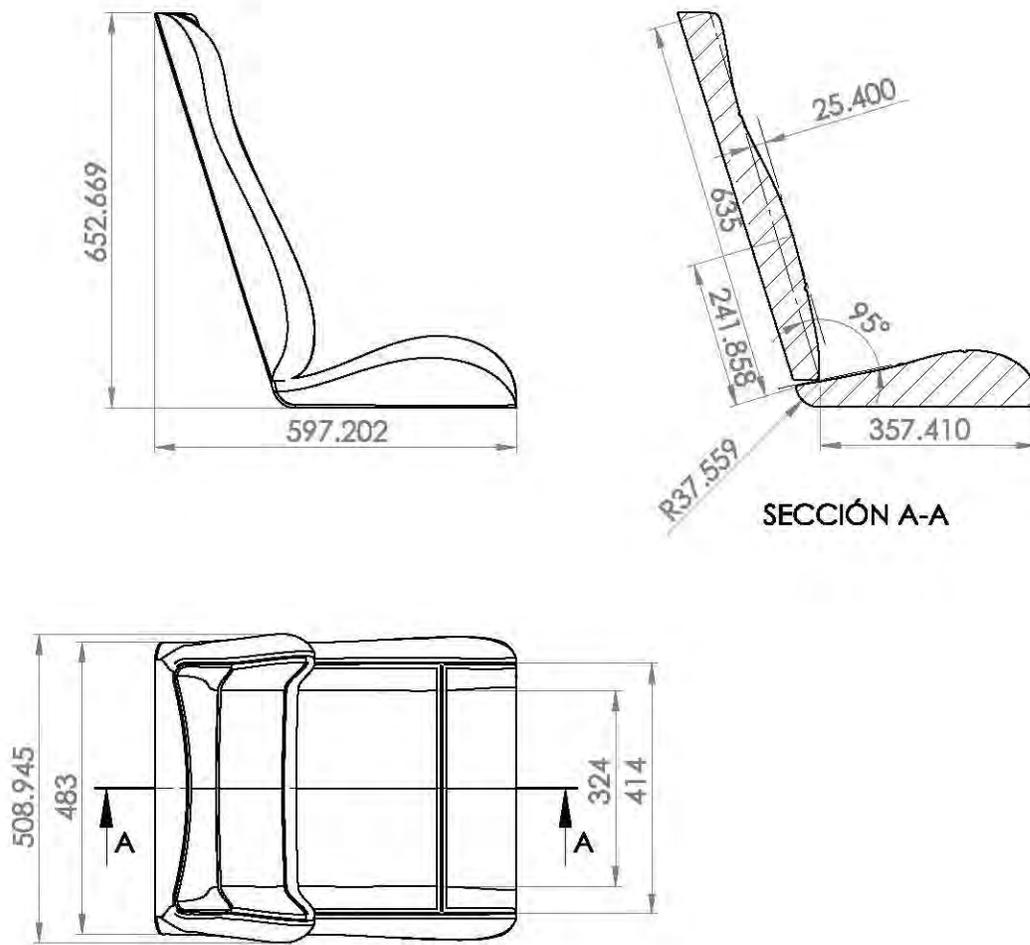


Fig. 57. Dimensiones generales del diseño del cojín superior e inferior. Dimensiones en [mm]. (Elaboración propia)

Los cojines, superior e inferior, incluyen soportes laterales a la altura de los muslos y espalda baja (Fig. 58). Este tipo de soporte es encontrado comúnmente en asientos de automóviles y sujeta al pasajero en trayectorias curvas donde se experimentan fuerzas centrífugas.

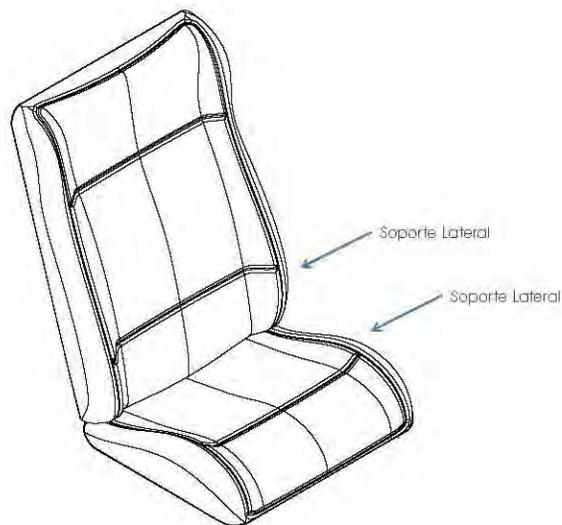


Fig. 58. Esquema general del cojín principal del asiento. (Elaboración propia)

Uno de los elementos más importantes de seguridad pasiva es el reposacabezas. Su función es limitar el movimiento del cuello durante una colisión para reducir las lesiones en las vértebras cervicales. El criterio planteado por A. Tilley establece que la altura máxima medida desde el final del respaldo hasta el final del reposacabezas es 279 [mm] y debe ubicarse perpendicular al piso. A continuación se muestra el esquema del asiento completo, incluyendo la cabecera.

**ESTRUCTURA**

La estructura da soporte al cojín y se integra al chasis del vehículo, además de ser el elemento que cumpla con las sollicitaciones mecánicas en el uso normal y colisiones. El asiento no cuenta con ángulo de respaldo ajustable pues incrementaría la complejidad del asiento, aumentando el peso y su uso como medio de transporte público no justifica tener este mecanismo. La estructura se construye con perfiles comerciales soldados para facilitar la manufactura. El siguiente diagrama (Fig. 59) muestra las dimensiones del diseño de la estructura.

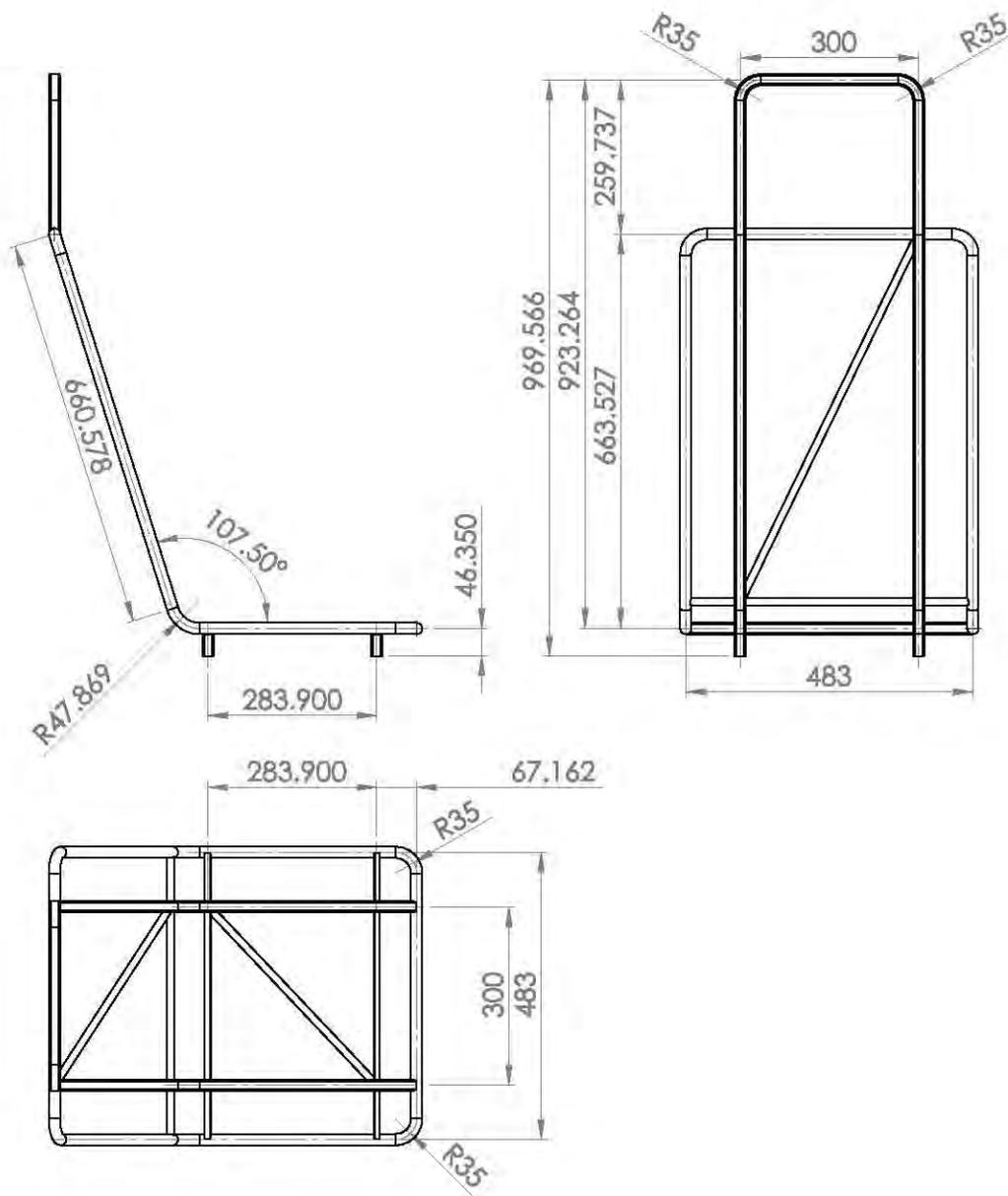


Fig. 59. Dimensiones generales de la estructura principal del asiento. Dimensiones en [mm]. (Elaboración propia)

## SELECCIÓN DE MATERIALES

El grupo de materiales para trabajar es el de los metales, en específico aluminios y aceros. Esto de conformidad a la selección de materiales en el diseño conceptual (capítulo II) y al proceso de construcción a partir de perfiles soldados.

Para proponer una opción viable de manufactura, se buscaron opciones de material que fueran habituales en perfiles estructurales y tuberías comerciales (Tabla 33), de los cuales destacan los siguientes:

Tabla 33. Propiedades de los materiales para la estructura del asiento. Propiedades mecánicas (MatWeb, LLC, 2013), precios (OnlineMetals.com, 2013)

Material	Tensión Máxima [MPa]	Límite de Fluencia [MPa]	Densidad [kg/m³]	Precio [USD/Kg]
ASTM A36	400	250	7860	\$ 4.10
ASTM A500 A	310	270	7860	\$ 4.21
ASTM A500 B	400	315	7860	\$ 4.30
ASTM A500 C	425	345	7860	\$ 4.73
Aluminio 6061-T6	260	240	2710	\$ 14.21
Aluminio 6063-T5	186	145	2700	\$ 63.39
Aluminio 2024-T3	440	290	2780	\$ 165.83
Mejor Propiedad	440	345	2700	\$ 4.10

Se utiliza una matriz de decisión con el método "*Weighting Evaluation Criteria*" (Pahl & Beitz, 2007) para la selección de materiales. Con este método se obtiene el mejor material a partir de factores de peso y una calificación de cada material de acuerdo a los criterios de evaluación propuestos.

La Tabla 34 muestra los criterios de evaluación para la selección del material de la estructura. Los criterios importantes como la resistencia máxima, el bajo peso y el costo se ponderan de igual manera, pues son los objetivos principales de diseño del asiento.

Tabla 34. Criterios de evaluación para la selección de material y su factor de peso  $W_1$  para la estructura del asiento.

Criterios de evaluación	Factor de Peso $W_1$
Resistencia máx.	0.30
Lim. fluencia máx.	0.10
Bajo peso	0.30
Bajo costo	0.30

Tabla 35. Escala de valuación de 5 valores (factor  $W_2$ ) para el método de selección de materiales de Pahl y Beitz.

Escala de valuación – Pahl y Beitz $W_2$	
0	No satisfactorio
1	Tolerable
2	Adecuado
3	Bueno
4	Muy bueno

Al tener una lista finita de opciones de materiales y buscando disminuir la selección de materiales en base a aspectos cualitativos, se propuso hacer la valuación (Tabla 36) a partir de la Tabla 33, donde el renglón *mejor propiedad* sirve de referencia para obtener la calificación más alta:  $V_i = \frac{P_i}{P_{mejor}}$

Tabla 36. Valuación de los materiales para la estructura del asiento, factor  $W_2$ .

Material	Resistencia Máx.	Lim. Fluencia Máx.	Bajo Peso	Bajo Costo
ASTM A36	3.6	2.8	1.2	4.0
ASTM A500 A	2.8	3.1	1.1	3.9
ASTM A500 B	3.6	3.6	1.3	3.9
ASTM A500 C	3.8	4.0	1.4	3.9
Aluminio 6061-T6	2.3	2.7	2.8	3.7
Aluminio 6063-T5*	1.6	1.6	1.8	2.5
Aluminio 2024-T3*	4.0	3.3	4.0	1.0

El resultado de la selección de materiales (Tabla 37) se obtiene multiplicando el factor  $W_1$  por  $W_2$ :

Tabla 37. Matriz de evaluación resultante mediante el método G. Pahl y W. Beitz para la selección del material de la estructura del asiento.

Criterio	$W_1$	ASTM A36		ASTM A500 A		ASTM A500 B		ASTM A500 C		Aluminio 6061-T6		Aluminio 6063-T5		Aluminio 2024-T3	
		$W_2$	$W_1W_2$	$W_2$	$W_1W_2$	$W_2$	$W_1W_2$	$W_2$	$W_1W_2$	$W_2$	$W_1W_2$	$W_2$	$W_1W_2$	$W_2$	$W_1W_2$
Max. tensión	0.30	3.60	1.08	2.80	0.84	3.60	1.08	3.80	1.14	2.30	0.69	1.60	0.48	4.00	1.20
Max. fluencia	0.10	2.80	0.28	3.10	0.31	3.60	0.36	4.00	0.40	2.70	0.27	1.60	0.16	3.30	0.33
Bajo peso	0.30	1.20	0.36	1.10	0.33	1.30	0.39	1.40	0.42	2.80	0.84	1.80	0.54	4.00	1.20
Bajo costo	0.30	4.00	1.20	3.90	1.17	3.90	1.17	3.90	1.17	3.70	1.11	2.50	0.75	1.00	0.30
Total			2.92		2.65		3.00		3.13		2.91		1.93		3.03

El material con mejor calificación es el acero ASTM A500 Grado C, con una valuación de *bueno* y será usado en la estructura del asiento.

### CRITERIO ESTRUCTURAL Y SELECCIÓN DE PERFILES

El criterio estructural tiene una estructura principal no visible con largueros que recorren todo el asiento, para dar soporte a las solicitaciones mecánicas principales: predominantemente flexiones en el caso de la parte inferior, el respaldo y reposacabezas y compresión para las patas que soportan el asiento.

Existe una estructura secundaria visible, que sujeta el cojín y provee de soporte extra a la estructura principal. Finalmente existe una serie de elementos de menor calibre que sujetan a las dos estructuras y proporcionan resistencia adicional para solicitaciones mecánicas en otras direcciones (Fig. 60).

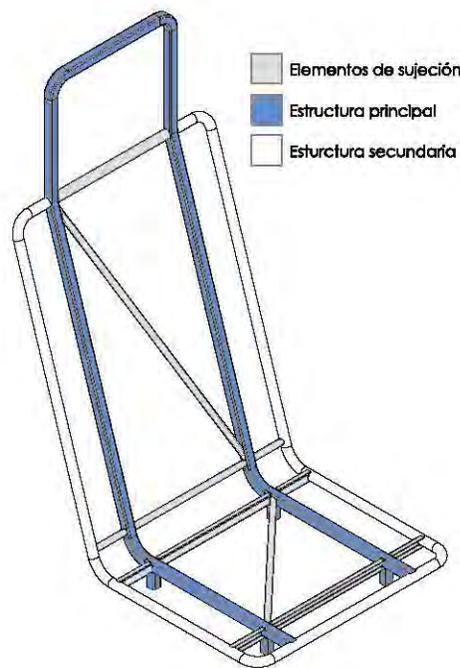


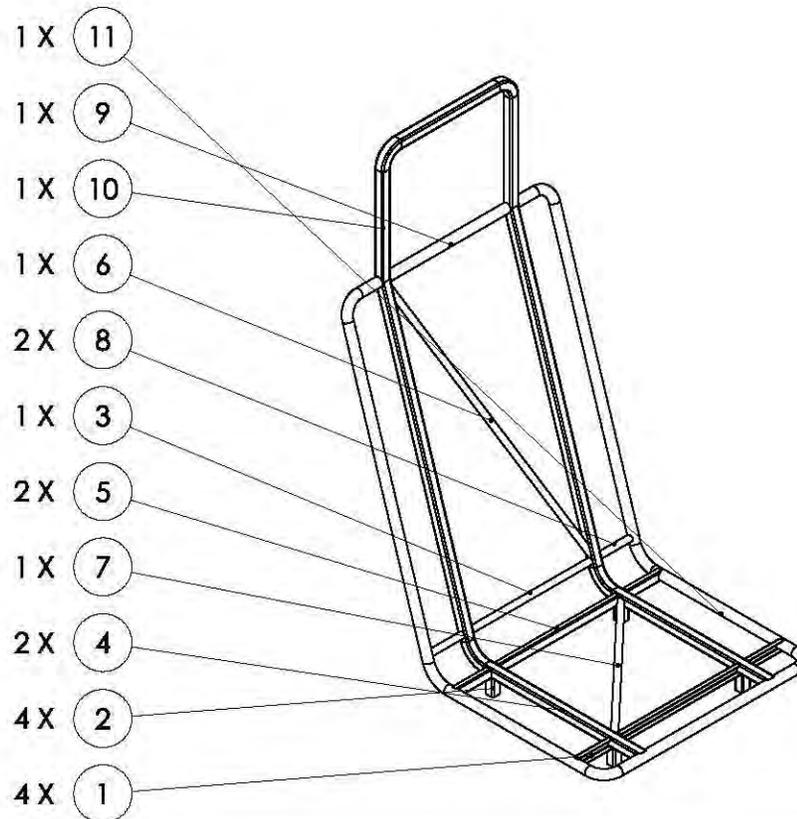
Fig. 60. Diagrama del criterio estructural del asiento. (Elaboración propia)

Una unión de gran importancia en la estructura principal es el contacto entre las patas y los largueros transversales, pues en esta junta se concentraran muchos de los esfuerzos durante el uso del asiento. Es por esto que se utilizan perfiles PTR de

sección cuadrada y con ello obtener un contacto adecuado entre las secciones transversales y las patas, además de facilitar la aplicación de soldadura en esas uniones.

La estructura secundaria es un perfil tubular que rodea todo el cojín superior e inferior. La selección de un perfil circular se debe a una decisión estética, donde el tubo de sección circular tiene una apariencia cercana a las bicicletas (como se estableció en el diseño conceptual). Los elementos de sujeción tienen dos perfiles distintos: en la parte inferior un PTR de sección C y en la parte superior un perfil tubular de menor calibre que la estructura secundaria. Adicionalmente se añade una lámina de acero (calibre 16) que cubre la estructura para recibir los cojines y esta perforada para aminorar peso.

El siguiente diagrama (Fig. 61) expone la estructura planteada, mostrando los tipos de perfiles seleccionados, materiales, calibres y el número de piezas que la componen.



Nº de elemento	Cantidad	Material	Descripción
1	4	ASTM A500 Grado C	PTR Perfil C 19.05X10 C20 ( $3/4 \times 2/5''$ )
2	4	ASTM A500 Grado C	PTR Perfil Rect. 19.05X19.05 C16 ( $3/4 \times 3/4''$ )
3	1	ASTM A500 Grado C	Tubo Circular 12.70 C18 ( $1/2''$ )
4	2	ASTM A500 Grado C	PTR Perfil Rect. 19.05X19.05 C16 ( $3/4 \times 3/4''$ )
5	2	ASTM A500 Grado C	PTR Perfil C 19.05X10 C20 ( $3/4''$ )
6	1	ASTM A500 Grado C	Tubo Circular 12.70 C18 ( $1/2''$ )
7	1	ASTM A500 Grado C	PTR Perfil C 19.05X10 C20 ( $3/4 \times 2/5''$ )
8	2	ASTM A500 Grado C	Tubo Circular 12.70 C18 ( $1/2''$ )
9	1	AISI 304	Tubo Circular 19.05 C14 ( $3/4''$ )
10	1	AISI 304	PTR Perfil Rect. 19.05X19.05 C16 ( $3/4 \times 3/4''$ )
11	1	AISI 304	Tubo Circular 19.05 C14 ( $3/4''$ )

Fig. 61. Descripción de los perfiles estructurales usados en el asiento. (Elaboración propia)

La alternancia entre acero ASTM A500 e inoxidable AISI 304, está en función de los elementos que son aparentes a la vista y los que se encuentran ocultos. Se seleccionó acero inoxidable para los elementos visibles y acero ASTM A500 en los elementos no aparentes.

## ELEMENTO FINITO

En este análisis se estudia el caso más importante para determinar la rigidez de la estructura: un impacto en la parte posterior del vehículo.

## ESTUDIO IMPACTO TRASERO

El primer paso para realizar el análisis de elemento finito es determinar las fuerzas a las que estará sometida la estructura. Para estimar las fuerzas y aceleraciones encontradas en un impacto, se hace uso del concepto de *choque inelástico entre dos partículas*, cuando una de ellas está en reposo. La fórmula que describe dicho fenómeno se expresa de la siguiente forma:

$$v_2 = \frac{m_1(1+e) \cdot v_1}{m_1 + m_2} \quad 3.1$$

Donde  $v_2$  es la velocidad con la que la partícula dos (el vehículo en estudio), en reposo, sale disparada después de que la partícula uno (otro vehículo) impacta a velocidad  $v_1$  a la partícula dos. Además  $m_1$  y  $m_2$  son las masas de la partícula uno y dos respectivamente, y  $e$  es el coeficiente de restitución elástica.

El coeficiente de restitución toma valores de 0 a 1. El valor de 1 es para un choque perfectamente elástico y el valor de 0 para un choque perfectamente inelástico. Para nuestro estudio tendremos un valor menor que 1, pues se experimentará un choque inelástico (o plástico) donde una parte de la energía cinética inicial se consume en el impacto, convirtiéndose en energía de deformación plástica, energía sonora, calor, etcétera.

Las pruebas estáticas de colisión trasera, están reguladas en Europa por la normativa ECE/32/34 y en Estados Unidos por FMVSS 223, las cuales establecen que el vehículo en un *crash test* será impactado por una carretilla móvil de 1000 Kg, simulando otro automóvil, a una velocidad de entre 35 y 38 km/h.

En el caso de nuestro análisis, el vehículo en estudio está en reposo sobre la vía y un segundo vehículo viajando a 35 km/h (a partir de las normas anteriores) impacta en la zona posterior del primer vehículo. El impacto a 35 [km/h] supone que existe una disminución del 41.66% de la velocidad máxima antes de la colisión (60 Km/h sobre la vía).

A continuación se expresa la velocidad de impacto de la partícula 1 convertida de [km/h] a [m/s].

$$u1 := 35 \cdot \left( \frac{10}{36} \right); \quad u1 := \frac{175}{18} \quad 3.2$$

El coeficiente de restitución elástica se calcula de acuerdo a la fórmula propuesta por (Smith, R A; Noga, J T, 1982)<sup>28</sup>

$$e := 0.574 \cdot \exp(-0.1419 \cdot u1); \quad e := 0.1444662713 \quad 3.3$$

La masa 1 corresponde al vehículo 1, el cual impacta al vehículo 2 que se encuentra detenido (nuestro caso de estudio). Con el fin de suponer el caso más extremo en caso de una colisión, se supuso que el vehículo 1 viaja con dos pasajeros e impacta al vehículo 2 que solo aloja a un pasajero.

$$\begin{aligned} m1 &:= 315 + (96.2 \cdot 2); & m1 &:= 507.4 \\ m2 &:= 315 + (96.2 \cdot 1); & m2 &:= 411.2 \end{aligned} \quad 3.4$$

Una vez teniendo los valores de  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $v_1$  y  $e$  se calcula la velocidad a la que saldrá disparado el vehículo en [m/s].

<sup>28</sup> Cálculo de coeficiente de restitución elástica de acuerdo al artículo "The accuracy and sensitivity of the CRASH" (Smith, R A; Noga, J T, 1982). El cual cita el trabajo "Dynamic Consideration on Automobile Collision" (Sato, 1967).

$$v_2 := \frac{m_1 \cdot (1 + e)}{m_1 + m_2} \cdot u_1 \quad v_2 := 6.146000105 \quad 3.5$$

Para determinar las fuerzas es necesario saber la aceleración a la que estará sometido el vehículo. Utilizando la ecuación del M.R.U.A (Movimiento Rectilíneo Uniformemente Acelerado), la aceleración se obtiene a partir de la diferencia de velocidades, dividido entre el tiempo en el que sucede este cambio, para lo cual se requiere establecer el tiempo en el cual el vehículo 2 pasa de la velocidad en reposo a  $v_2$ . Se propuso que este cambio sucede en un tiempo de 0.45 [s]. Desgraciadamente no existe ninguna guía para estimar este tiempo, pues depende de las deformaciones que sufran los vehículos y de las condiciones del impacto. Sin embargo, las fuentes consultadas establecen que una buena aproximación esta entre 0.5 [s] y 0.10 [s], correspondientes a un choque en movimiento y contra un barrera solida respectivamente.

$$t := 0.45; \quad t := 0.45 \quad 3.6$$

$$a := \frac{v_2}{t}; \quad a := 13.65777801 \quad 3.7$$

Para estimar la fuerza que ejercerá cada parte del cuerpo sobre la estructura del asiento, simplemente se multiplica la aceleración calculada anteriormente, por las masas de cada elemento del cuerpo. Para lo cual se vuelve a hacer uso de las proporciones presentadas en el análisis antropométrico del usuario, donde se relaciona la estatura de la persona con las dimensiones del cuerpo. En este caso se supone que la densidad del cuerpo es homogénea y en lugar de usar la estatura, se usa la masa total del pasajero, como parámetro base para estimar la masa de cada elemento.

$$MasaPax := 96.2; \quad MasaPax := 96.2 \quad 3.8$$

$$MasaTronco := 0.390 \cdot MasaPax; \quad MasaTronco := 37.5180$$

$$MasaCabeza := 0.130 \cdot MasaPax; \quad MasaCabeza := 12.5060$$

$$MasaPiernas := 0.486 \cdot MasaPax; \quad MasaPiernas := 46.7532$$

A continuación se muestran las fuerzas resultantes en [N].

$$FuerzaTronco := a \cdot MasaTronco; \quad FuerzaTronco := 512.4125154 \quad 3.9$$

$$FuerzaCabeza := a \cdot MasaCabeza; \quad FuerzaCabeza := 170.8041718$$

$$FuerzaPiernas := a \cdot MasaPiernas; \quad FuerzaPiernas := 638.5448269$$

## INFORMACIÓN DEL MODELO

Ensamble Estructura



Nombre del modelo: Ensamble\_Estructura

Tratado como: Sólidos

Fig. 62. Información del modelo del asiento (AEF). (Elaboración propia)

PROPIEDADES DEL MATERIAL

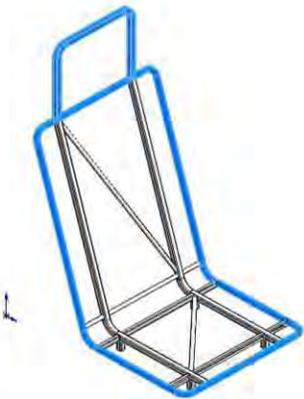
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>ASTM A500 Grado C</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal                      Límite elástico: <math>3.45e+008 \text{ N/m}^2</math>                      Límite de tracción: <math>4.25e+008 \text{ N/m}^2</math>                      Módulo elástico: <math>2e+011 \text{ N/m}^2</math>                      Coeficiente de Poisson: 0.26                      Densidad: <math>7850 \text{ kg/m}^3</math>                      Módulo cortante: <math>8e+010 \text{ N/m}^2</math></p>	<p>(C 19.1 X 10 C20[1]-1),                      (C 19.1 X 10 C20[2]-1),                      (C 19.1 X 10 C20[3]-1),                      (C 19.1 X 10 C20[4]-1),                      (C 19.1 X 10 C20[5]-1),                      (C 19.1 X 10 C20[6]-1),                      (PTR 3_4 C16[1]-1),                      (PTR 3_4 C16[2]-1),                      (PTR 3_4 C16[3]-1),                      (PTR 3_4 C16[4]-1),                      (PTR 3_4 C16[5]-1),                      (PTR 3_4 C16[7]-1),                      (Tubo 1_2 C18[1]-1),                      (Tubo 1_2 C18[2]-1),                      (Tubo 1_2 C18[3]-1),                      (Tubo 1_2 C18[4]-1),                      (Tubo 1_2 C18[5]-1)</p>
	<p>AISI 304</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal                      Límite elástico: <math>2.06807e+008 \text{ N/m}^2</math>                      Límite de tracción: <math>5.17017e+008 \text{ N/m}^2</math>                      Módulo elástico: <math>1.9e+011 \text{ N/m}^2</math>                      Coeficiente de Poisson: 0.29                      Densidad: <math>8000 \text{ kg/m}^3</math>                      Módulo cortante: <math>7.5e+010 \text{ N/m}^2</math></p>	<p>(PTR 3_4 C16[6]-1),                      (Tubo 3_4 C14[1]-1),                      (Tubo 3_4 C14[2]-1)</p>

Fig. 63. Materiales seleccionados para el asiento (AEF). (Elaboración propia)

PROPIEDADES DEL ESTUDIO

La siguiente tabla (Tabla 38) establece las propiedades seleccionadas en el análisis de elemento finito en el software *SolidWorks 2011 Simulation*. Se considera un análisis estático lineal de acuerdo a las condiciones de linealidad establecidas en la metodología de diseño.

Tabla 38. Propiedades del estudio del asiento (AEF).

Concepto	Propiedad
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla	Malla sólida
Opciones de unión rígida incompatibles	Automática
Gran desplazamiento	Desactivar (Lineal)
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar

## INFORMACIÓN DE LA MALLA

Tabla 39. Información de la malla del asiento (AEF).

Concepto	Propiedades
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Tamaño máximo de elemento	22.9521 mm
Tamaño mínimo del elemento	4.59042 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

## Detalles:

Número total de nodos	261260
Número total de elementos	131410
Cociente máximo de aspecto	94.81
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	28.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.668
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0

Nombre de modelo: Ensamble\_Estructura\_Temp  
 Nombre de estudio: Estudio 1  
 Tipo de malla: Malla de sólido

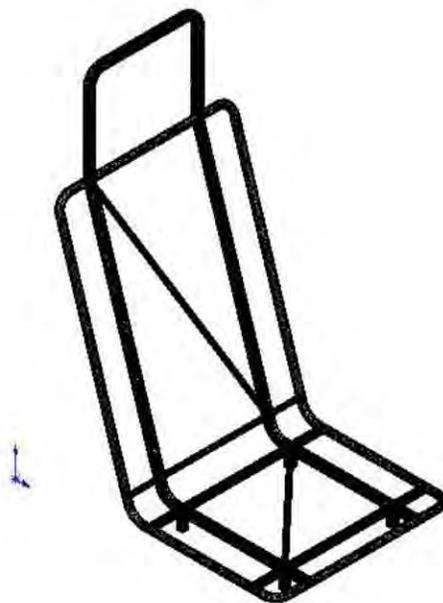


Fig. 64. Malla para el análisis de elemento finito de la estructura del asiento (AEF). (Elaboración propia)

## CARGAS Y SUJECIONES

A continuación se enlistan las cargas y sujeciones utilizadas en la simulación de elemento finito (Fig. 65 y Fig. 66). Las fuerzas aplicadas corresponden al cálculo que se realizó anteriormente. Se supone que estas fuerzas solo actúan en la componente horizontal negativo ( $x$  negativo) y son constantes. Las sujeciones corresponden a las 4 caras inferiores de las patas.

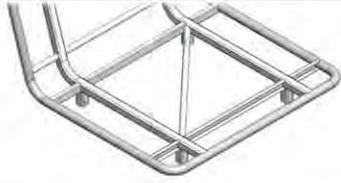
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción	
Fijo – PTR estructura (patas)		Entidades:	4 cara(s)
		Tipo:	Geometría fija

Fig. 65. Sujeciones del asiento (AEF). (Elaboración propia)

Nombre de carga	Imagen de Carga	Detalles de carga	
Gravedad		Referencia:	Planta
		Valores:	0 0 -9.81
		Unidades:	SI
Fuerza - Tronco		Entidades:	13 cara(s), 1 plano(s)
		Referencia:	Vista lateral
		Tipo:	Aplicar fuerza
		Valores:	0, 0, -512.413 N
Fuerza - Cabeza		Entidades:	5 cara(s), 1 plano(s)
		Referencia:	Vista lateral
		Tipo:	Aplicar fuerza
		Valores:	0, 0, -170.804 N
Fuerza - Piernas		Entidades:	7 cara(s), 1 plano(s)
		Referencia:	Vista lateral
		Tipo:	Aplicar fuerza
		Valores:	0, 0, -638.545 N

Fig. 66. Cargas del asiento (AEF). (Elaboración propia)

### CONTACTOS

Se define un contacto global entre piezas como unión rígida (Fig. 67), asumiendo que la soldadura se comporta como este tipo de unión. Además se selecciona la opción para mallado compatible, la cual proporciona un mallado donde los nodos de un elemento coinciden con los nodos del otro elemento en contacto.

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto	
Contacto global		Tipo:	Unión rígida
		Componentes:	componente(s)
		Opciones:	Mallado compatible

Fig. 67. Contactos del asiento (AEF). (Elaboración propia)

### FUERZAS RESULTANTES

Las fuerzas y momentos de reacción en la geometría fija (4 patas) se enlistan en las siguientes tablas:

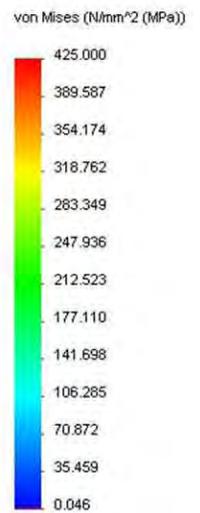
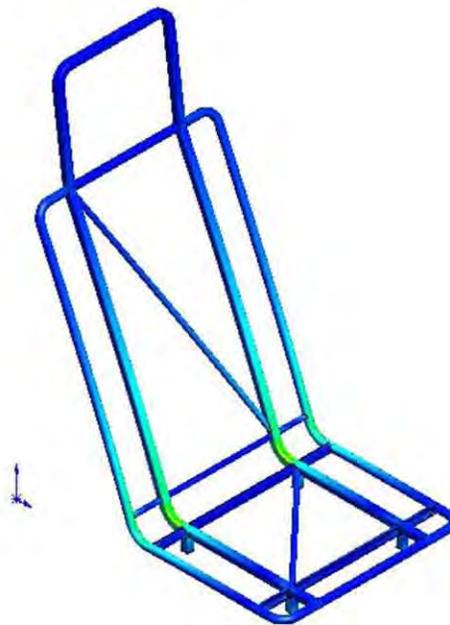
Tabla 40. Fuerzas resultantes del asiento (AEF).

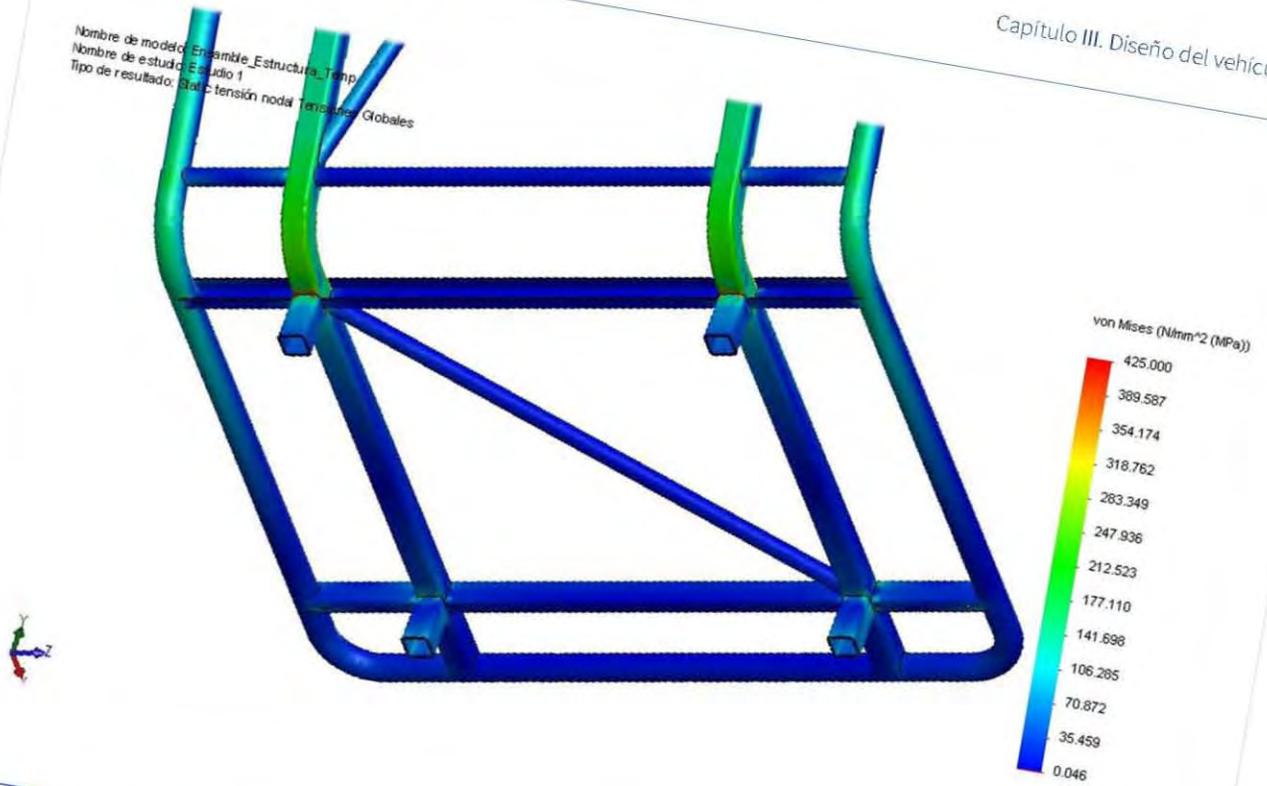
Fuerzas de reacción:					
Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N	1321.75	56.0761	0.0482597	1322.94
Momentos de reacción:					
Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N-m	0	0	0	0

### RESULTADOS

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones globales	Tensión de von Mises	0.0417508 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 117131	402.843 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 19989

Nombre de modelo: Ensamble\_Estructura\_Temp  
 Nombre de estudio: Estudio 1  
 Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones Globales  
 Escala de deformación: 2.90854





Detalle Patas Estructura



Nodos  $\geq 345$  MPa (0.17%)

Fig. 68. Tensiones globales del asiento (AEF). (Elaboración propia)

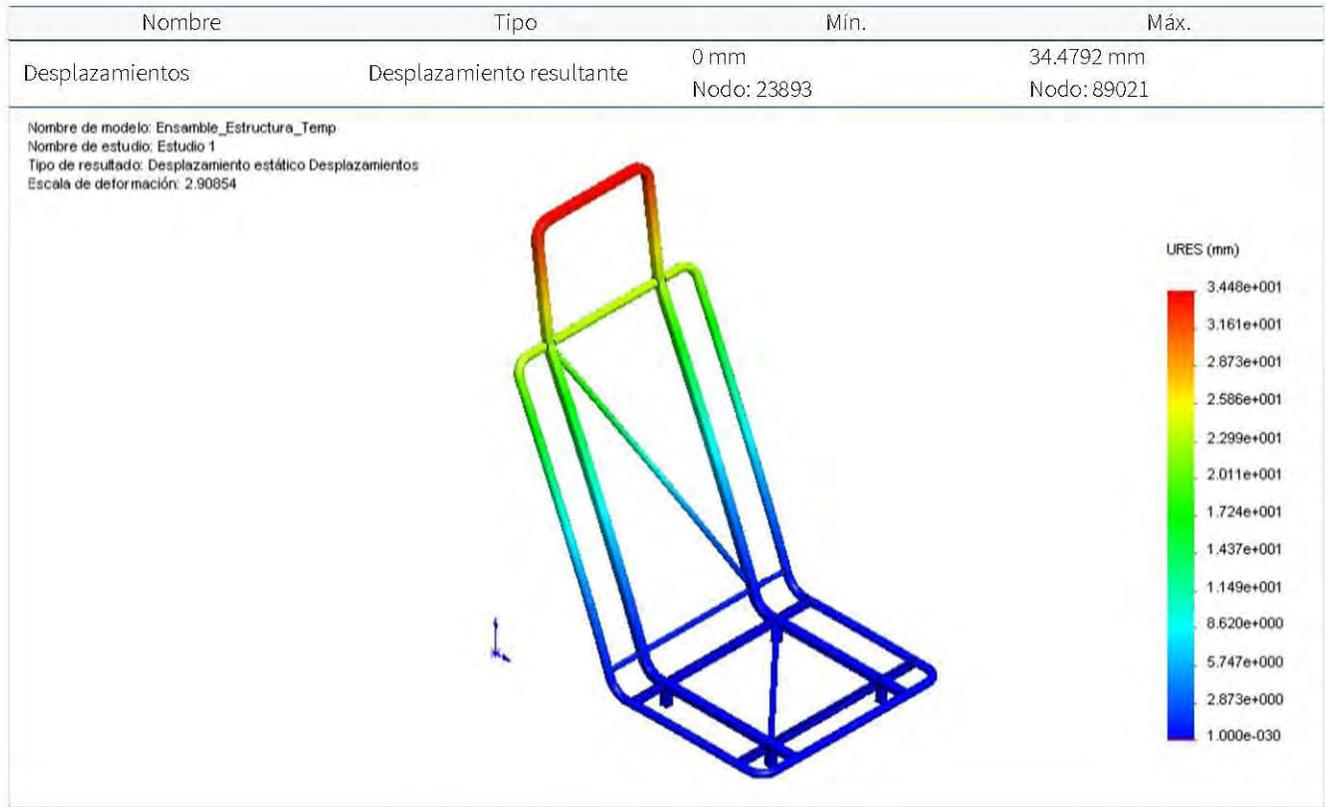


Fig. 69. Desplazamientos del asiento (AEF). (Elaboración propia)

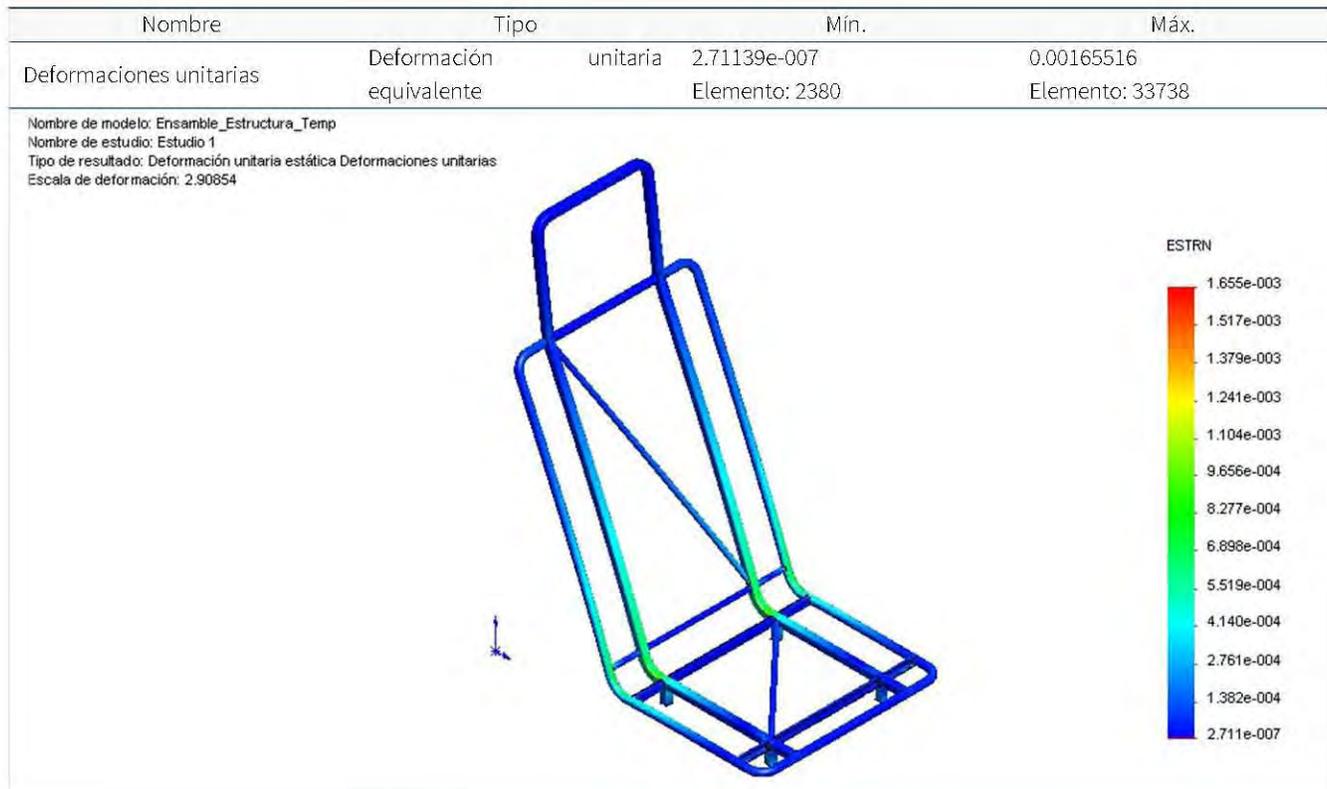
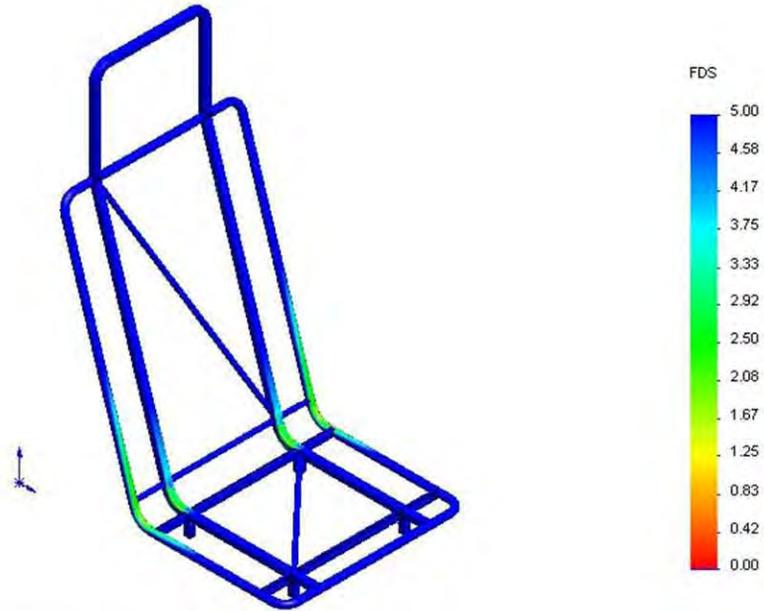


Fig. 70. Deformaciones unitarias del asiento (AEF). (Elaboración propia)

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Tensión de von Mises máx. (Límite Elástico 325 MPa)	0.856412 Nodo: 117530	8677.98 Nodo: 117131

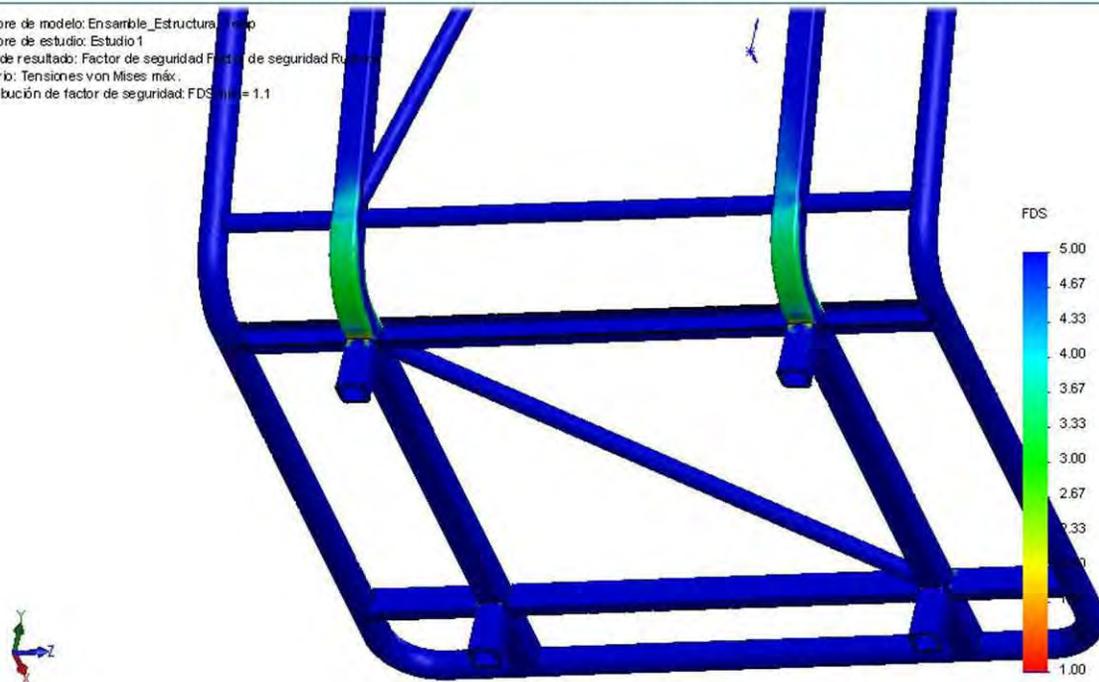
Nombre de modelo: Ensamble\_Estructura\_Temp  
 Nombre de estudio: Estudio 1  
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad  
 Criterio: Tensiones von Mises máx.  
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0.86



Factor de seguridad a partir de límite elástico.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Tensión de von Mises máx. (Límite Ruptura 425 MPa)	1.055 Nodo: 117530	21694.9 Nodo: 117131

Nombre de modelo: Ensamble\_Estructura\_Temp  
 Nombre de estudio: Estudio 1  
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad Ruptura  
 Criterio: Tensiones von Mises máx.  
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 1.1



Factor de seguridad a partir del límite de ruptura

Fig. 71. Factor de seguridad del asiento (AEF). (Elaboración propia)

## CONCLUSIONES DEL ESTUDIO

El resultado es el esperado, pues se buscó una estructura que estuviera al límite de su resistencia durante un impacto y con esto disminuir el peso vehicular, al no tener elementos estructurales sobrados en su capacidad. Adicionalmente el reposacabezas se ve muy poco afectado, garantizando su correcto funcionamiento.

Se puede apreciar en los resultados de la simulación unas pequeñas zonas (0.17% de los nodos) donde los esfuerzos son superiores a los 345 [MPa] y consecuentemente habría deformación plástica de la estructura (Fig. 68). Sin embargo no existen zonas que superen los 425 [MPa] que causarían la fractura de la estructura o el comienzo de alguna falla que termine por romperla. El factor de seguridad (sobre límite elástico) en la zonas más afectadas se encuentra entre 1.5 a 2.0 (Fig. 71) y para las zonas donde existe deformación plástica, evidentemente es menor a 1 (mínimo es de 0.856412).

La elección de utilizar un análisis lineal se justifica al tener un valor de deformaciones unitarias muy pequeñas (mínimo 0.00165516), tener cargas constantes y tratarse de un material isotrópico lineal (Fig. 70).

Como primera aproximación a partir de una simulación estática y sin métodos adaptativos de remallado, se puede concluir que se trata de un diseño satisfactorio. En caso de ser necesario reforzar la estructura se podrían añadir unos pequeños tensores, ubicados en la zona curva más afectada, fabricados a partir de placa de acero que aminoren el efecto *cantiléver* del respaldo y probablemente disminuyan en gran medida las solicitaciones mecánicas de esa zona, transfiriendo parte de las cargas a las patas frontales. La imagen a continuación (Fig. 72) muestra la percepción de diseño, es decir, donde se concentra la mayoría de cargas.

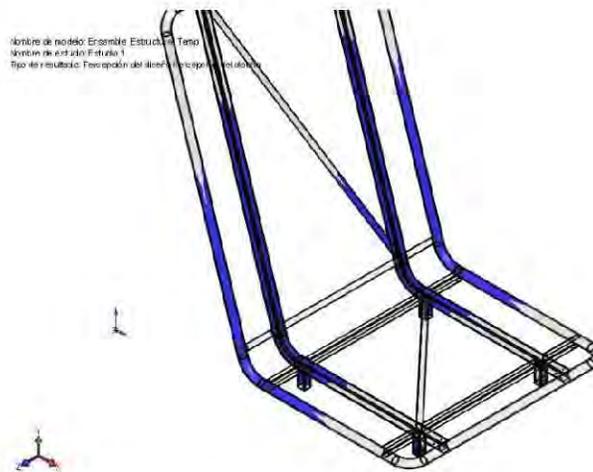


Fig. 72. Percepción del diseño estructural del asiento. (Elaboración propia)

Se evaluaría un rediseño de la estructura después de un análisis de elemento finito dinámico simulando un impacto, incluyendo elementos como el chasis y los pasajeros. Una condición a notar, es que en caso de existir un impacto, el asiento quedaría inservible para un futuro uso con los mismos estándares de seguridad. Pero tal consecuencia no es relevante para cambiar el diseño del asiento, pues en caso de una colisión de esa magnitud el vehículo también quedaría inservible.

## RIEL DE DESPLAZAMIENTO

El riel de desplazamiento permite mover al asiento en forma horizontal y así alojar al rango de pasajeros establecido en la sección *Antropometría del Usuario*. El mecanismo planteado cuenta con un riel (inferior) fijo al chasis con sección en forma de T, la cual permite sostener el asiento en cualquier otra dirección diferente a la longitudinal del riel. El riel tiene diez perforaciones cada 15 [mm] para alojar un pasador, creando así las diferentes posiciones del asiento (Fig. 73).

Sobre el riel se desliza una pieza (riel superior) que se encuentra unida a las patas de la estructura del asiento. Esta pieza también tiene una perforación por donde atraviesa el pasador, de tal forma que el pasador es la pieza que sostiene al asiento en su lugar. Al liberar el pasador de los dos agujeros, el asiento se puede desplazar libremente hasta llegar a su posición nueva y para fijarse, se vuelve a introducir el pasador en los agujeros.

El pasador se mueve por acción de una palanca que al levantarla, jala al pasador y lo libera de la perforación en el riel inferior (Fig. 74 y Fig. 75). Esta palanca está articulada en su parte posterior y cuenta con un resorte que la mantiene en la posición más baja (para que el pasador se mantenga dentro del orificio del riel inferior). Además cuenta con un tope que limita su movimiento al rango adecuado de articulación, sin permitir que el pasador salga de la perforación en el riel superior. A continuación se muestran unos diagramas que ilustran el funcionamiento:



Fig. 73. Ilustración del mecanismo del riel. Se muestran las diez perforaciones y el pasador. (Elaboración propia)

La posición de las perforaciones está diseñada de tal forma que el agujero del riel superior está en la mitad de dicha pieza y coincide con la 5ª perforación del riel inferior (la cual también se encuentra en la mitad del riel inferior), correspondiente a la media mexicana del rango de estaturas. La penúltima posición en cada extremo corresponde a la máxima y la mínima definida en el intervalo de diseño en la sección *Antropometría del usuario*. Se dejó una posición extra en cada extremo para los usuarios que se encuentren fuera del 5 al 95 percentil estadístico.



Fig. 74. Render del mecanismo del riel de desplazamiento. (Elaboración propia)



Fig. 75. Render del riel inferior, mostrando las perforaciones para fijar la posición del asiento. (Elaboración propia)



Fig. 76. Render del lado interno del mecanismo del riel. Se muestra la ubicación del resorte. (Elaboración propia)

A continuación se muestran las dimensiones generales del riel inferior, riel superior y de la palanca (Fig. 77, Fig. 78 y Fig. 79):

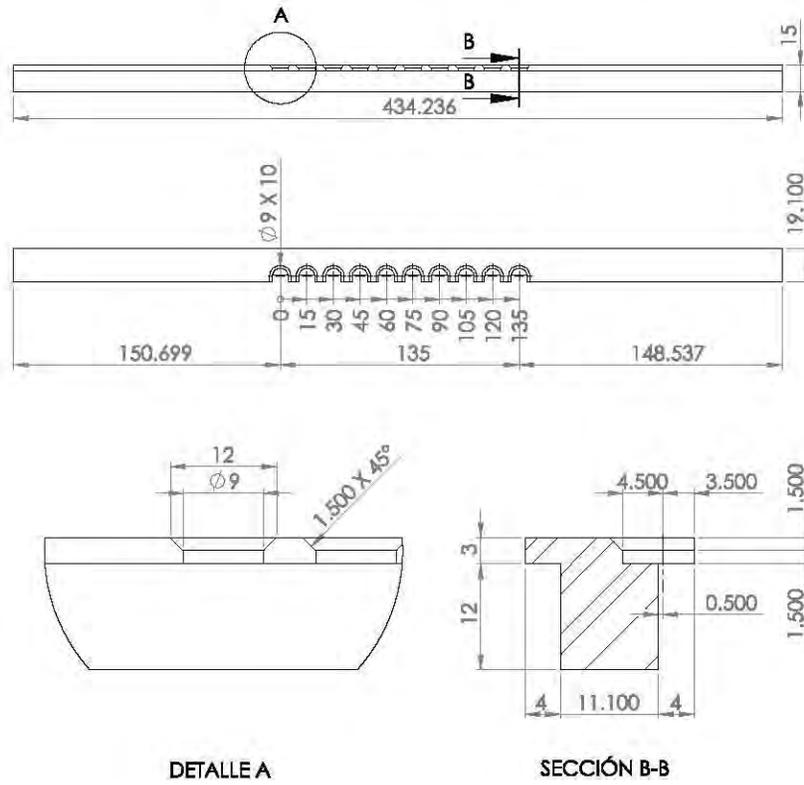


Fig. 77. Diseño del riel inferior. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia)

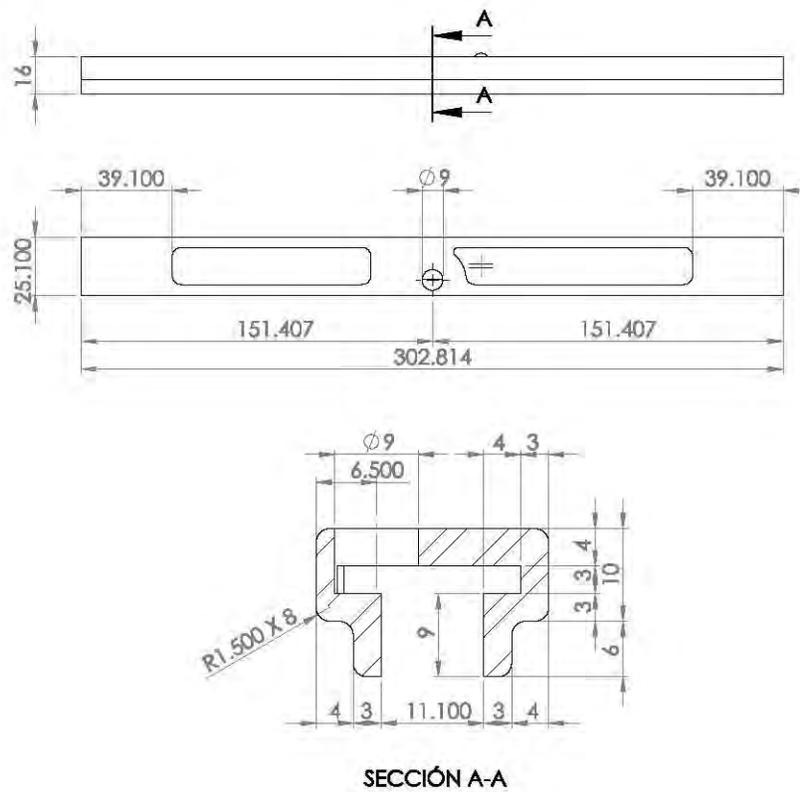


Fig. 78. Diseño del riel superior. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia)





Fig. 81. Mecanismo duplicado en los dos rieles, unidos por una barra metálica AISI 304. (Elaboración propia)

## MECÁNICA DE MATERIALES

En este análisis se estudia que los rieles y el pasador cumplan con las solicitaciones estructurales durante el impacto descrito anteriormente. Esto es soportar la fuerza resultante de 1322.94 [N] que ejerce el asiento sobre los rieles. Como condición de seguridad extra, se requiere que un sólo riel soporte todas las cargas sin presentar fallas estructurales, en caso de que el otro riel falle o no esté correctamente introducido el pasador dentro de las perforaciones.

### ESFUERZO CORTANTE PROMEDIO EN EL PERNO

Se calcula el esfuerzo promedio cortante en el pasador mediante la siguiente expresión:

$$\tau_{promedio} = \frac{P}{A} \quad 3.10$$

Se expresa el esfuerzo en términos del área transversal del pasador y la fuerza resultante del análisis de elemento finito de la estructura:

$$A_{pasador} := \text{Pi} \cdot \left( \frac{0.009}{2} \right)^2; \quad A_{pasador} := 0.00002025000000 \pi \quad 3.11$$

$$\tau_{promedio} := \text{evalf} \left( \frac{1322.94}{A_{pasador}} \right); \quad \tau_{promedio} := 2.079530275 \cdot 10^7 \quad 3.12$$

El esfuerzo cortante promedio resultante es de 20.7953 [MPa], valor muy por debajo de límite elástico de cualquier acero estructural.

ELEMENTO FINITO

PROPIEDADES DEL MATERIAL

Se utiliza acero AISI 1045 pues es un material maquinable de buena resistencia mecánica (Fig. 45). El acero AISI 1045 es un material disponible comercialmente en: barras redondas, cuadradas y hexagonales; listas para ser mecanizadas en la forma final. Normalmente se elaboran piezas como: ejes, piñones, pasadores, chavetas.

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	AISI 1045 Acero	
	Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal	
	Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises	
	Límite elástico: 5.3e+008 N/m <sup>2</sup>	(MecanismoRiel_Pasador-1),
	Límite de tracción: 6.25e+008 N/m <sup>2</sup>	(MecanismoRiel_RielInf-1),
	Módulo elástico: 2.05e+011 N/m <sup>2</sup>	(MecanismoRiel_RielSup-1)
	Coefficiente de Poisson: 0.29	
	Densidad: 7850 kg/m <sup>3</sup>	
	Módulo cortante: 8e+010 N/m <sup>2</sup>	
	Coefficiente de dilatación térmica: 1.15e-005 /Kelvin	

Fig. 82. Propiedades del material del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia)

PROPIEDADES DEL ESTUDIO

Al igual que en el caso de la estructura, se realiza un análisis estático lineal en *SolidWorks Simulation 2011*, suponiendo que se cumplen las restricciones de linealidad.

CARGAS Y SUJECIONES

Se considera fija la cara inferior del riel inferior. Para la fuerza resultantes se eligió una carga constante aplicada sobre el riel superior y actuando en el eje horizontal negativo (-x). Se desprecia la carga de la gravedad (Fig. 83).

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción	
Fijo – Riel inferior		Entidades:	1 cara(s)
		Tipo:	Geometría fija

Nombre de carga	Imagen de Carga	Detalles de carga	
Fuerza Resultante (Impacto Estructura) –Riel Superior		Entidades:	2 cara(s), 1 plano(s)
		Referencia:	Vista lateral
		Tipo:	Aplicar fuerza
		Valores:	0, 0, -1322.94 N

Fig. 83. Cargas y sujeciones del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia)

## CONTACTOS

Se define un contacto global entre piezas sin penetración. Esto quiere decir que los componentes o sólidos seleccionados son considerados como elementos independientes y no se penetran entre sí durante la simulación, independientemente de su condición de contacto inicial (Fig. 84).

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		Tipo: GAP nodo-a-nodo Componentes: componente(s)

Fig. 84. Contactos del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia)

## INFORMACIÓN DE LA MALLA

Tabla 41. Información de la malla del riel del asiento (AEF).

Concepto	Propiedades
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Tamaño máximo de elemento	10.3288 mm
Tamaño mínimo del elemento	2.06576 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

### Detalles:

Número total de nodos	61152
Número total de elementos	33122
Cociente máximo de aspecto	20.621
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	73.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.45
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0

Nombre de modelo: Ensamble\_TestPerno  
Nombre de estudio: Estudio 1  
Tipo de malla: Malla de sólido



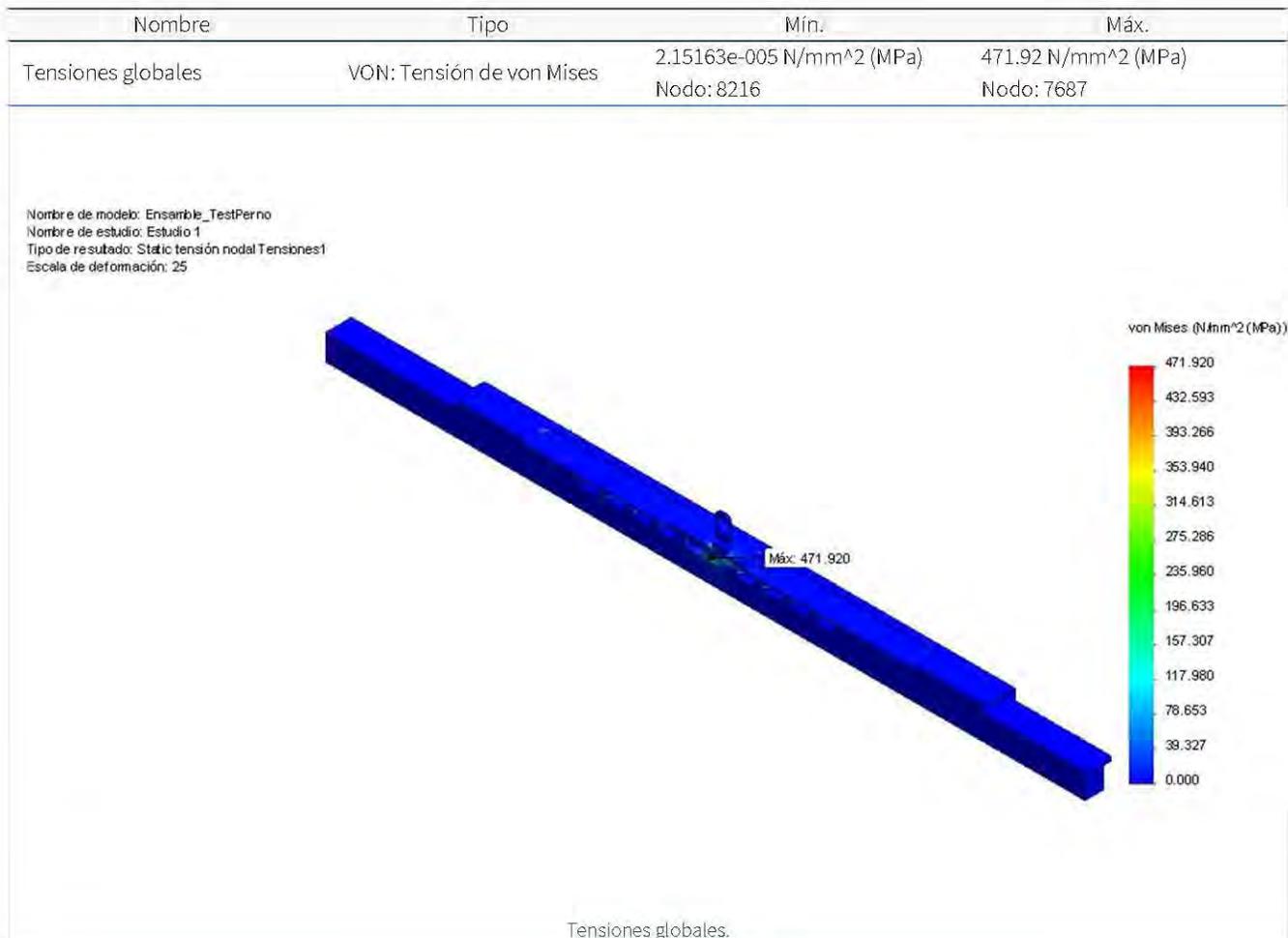
Fig. 85. Mallado del riel de desplazamiento (AEF). (Elaboración propia)

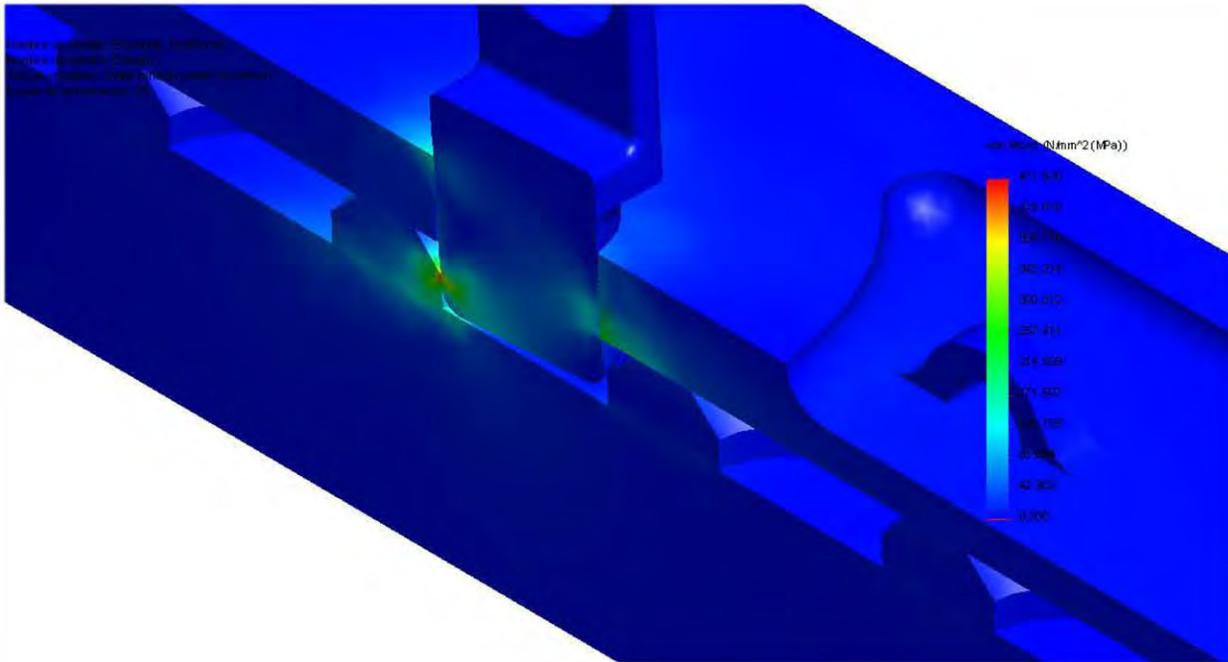
Adicionalmente se hace un control de mallado más fino para los las caras de mayor interés: pasador y perforaciones del riel superior e inferior (Fig. 86).

Nombre del control	Imagen del control	Detalles del control	
Control – pasador		Entidades:	2 cara(s)
		Unidades:	mm
		Tamaño:	1.35565
		Coficiente:	1.5
Control - perforación		Entidades:	6 cara(s)
		Unidades:	mm
		Tamaño:	1.03288
		Coficiente:	1.5

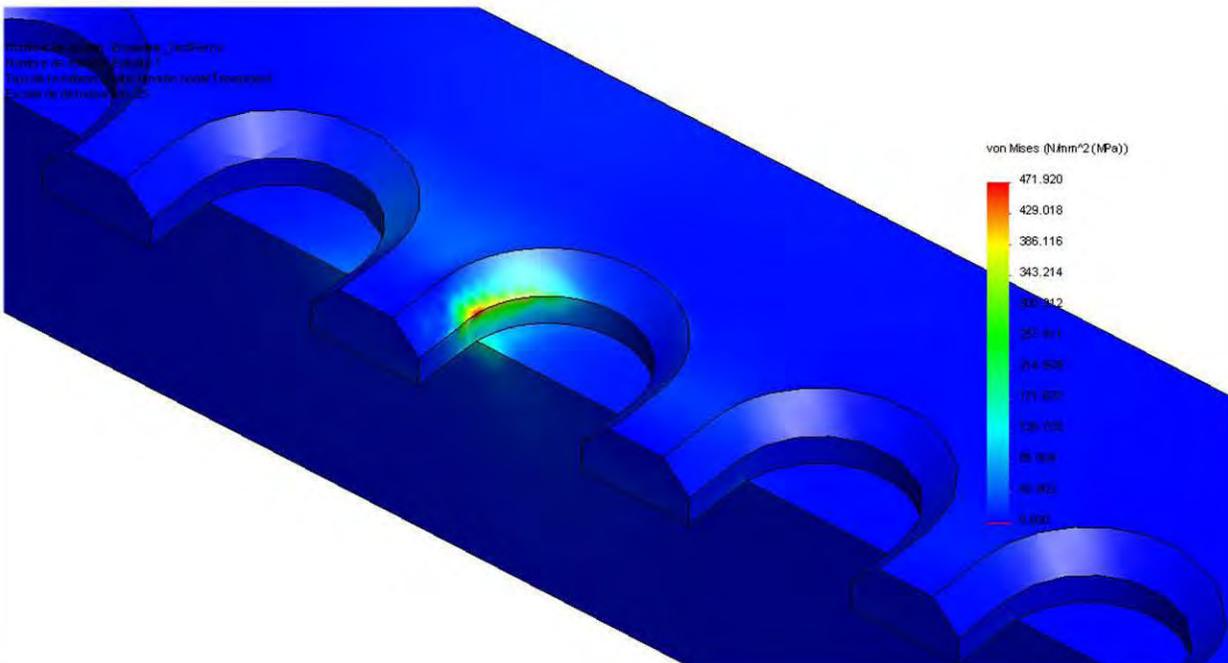
Fig. 86. Control de mallado del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia)

### RESULTADOS





Detalle de las tensiones en un corte longitudinal.



Detalle de las tensiones en el riel inferior

Fig. 87. Tensiones globales del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia)

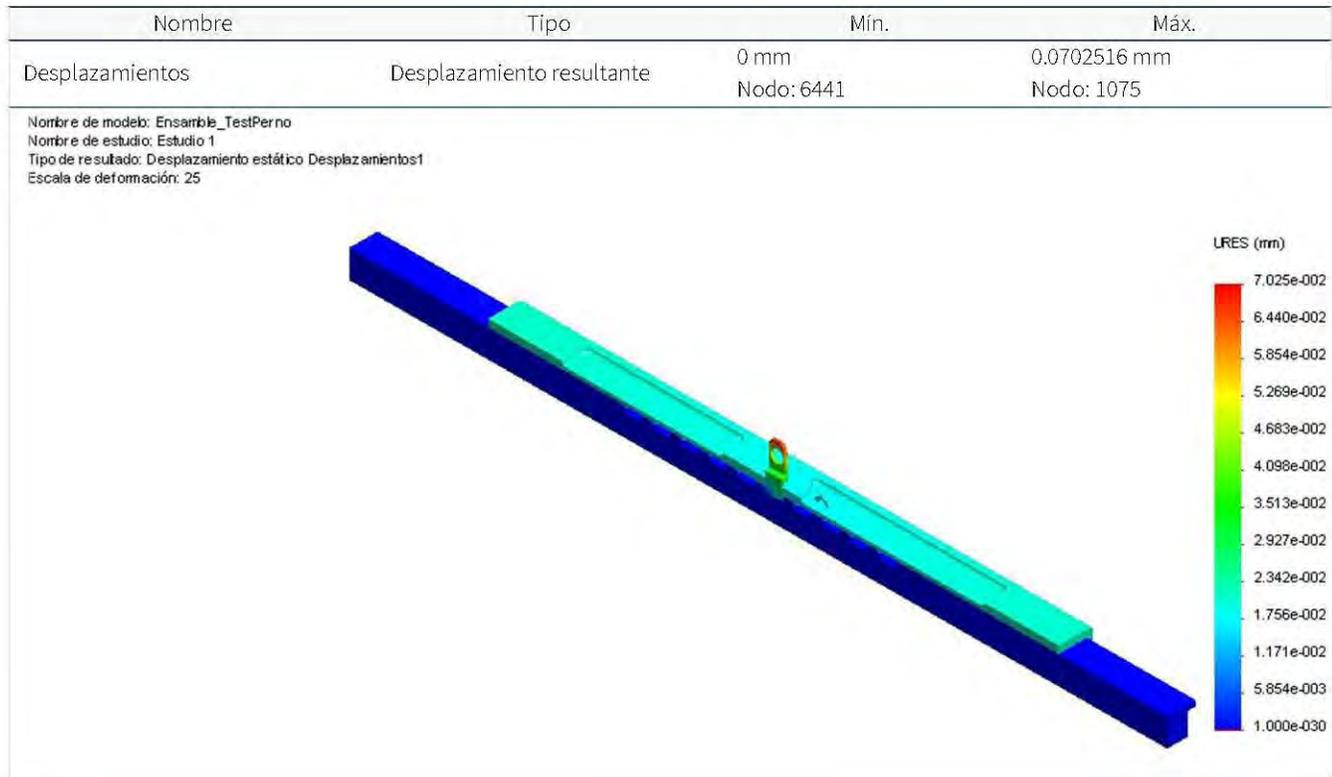


Fig. 88. Desplazamientos del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia)

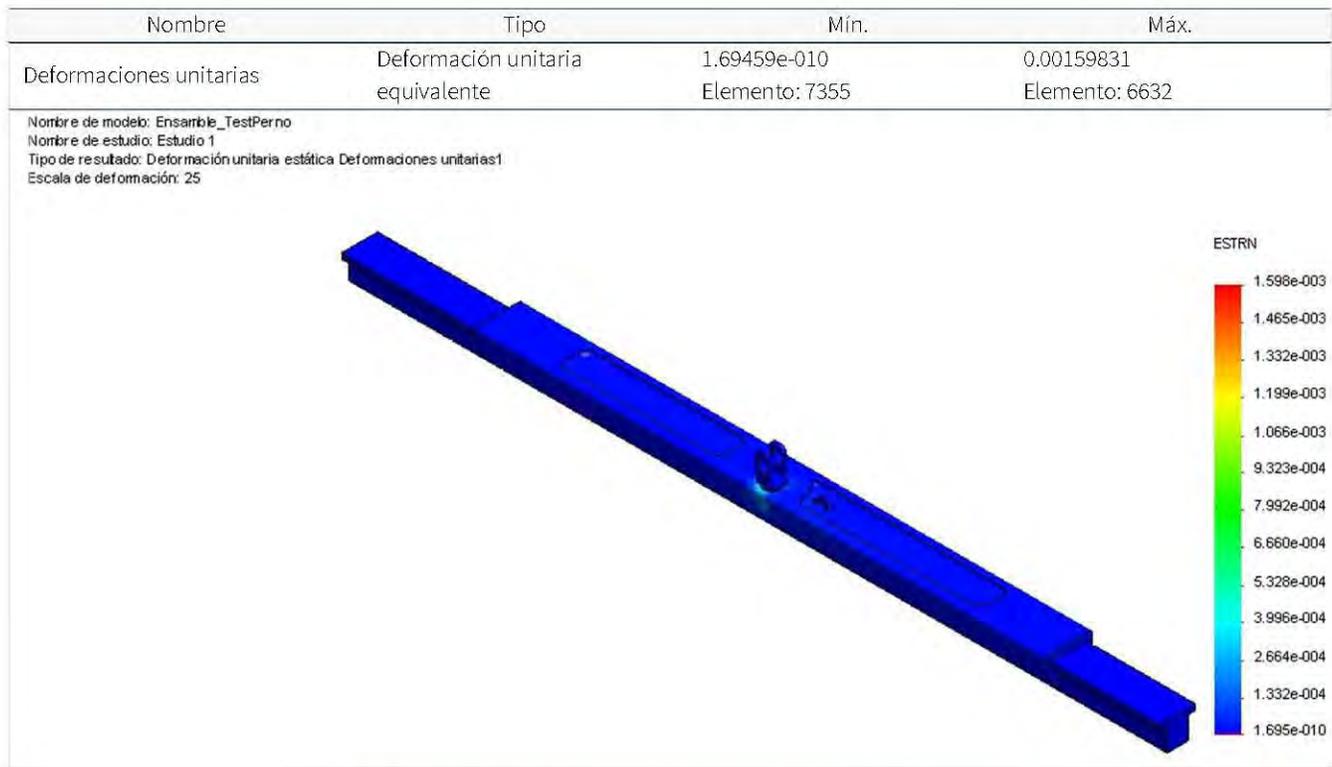
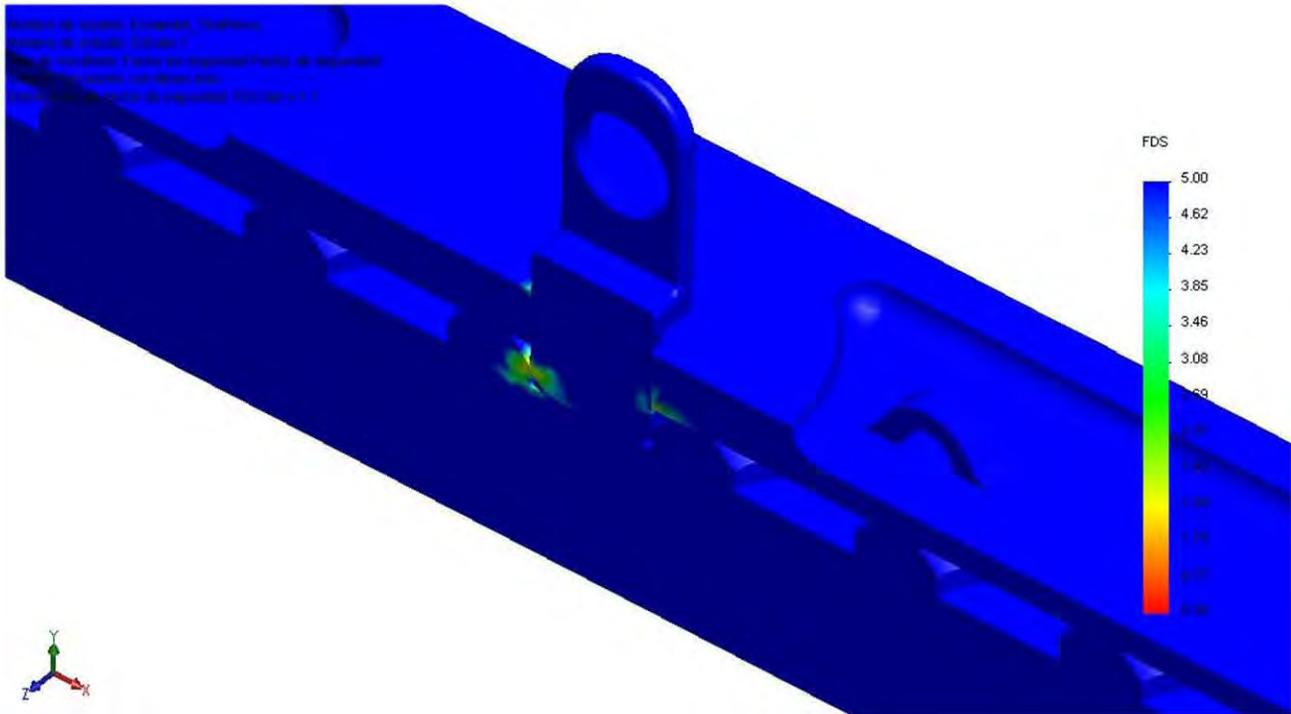


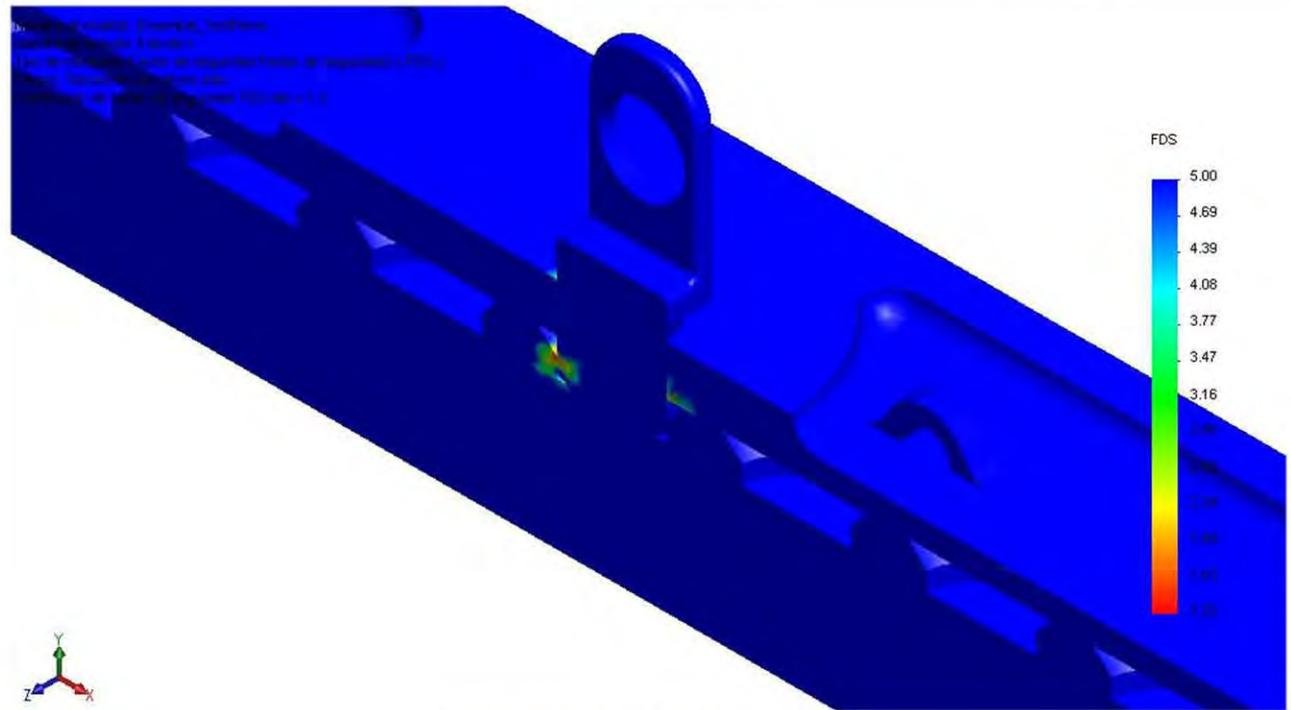
Fig. 89. Deformaciones unitarias del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia)

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Tensión de von Mises máx. (Límite Elástico 530 MPa)	1.12307 Nodo: 7687	2.46325e+007 Nodo: 8216



Factor de seguridad a partir del límite elástico.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Tensión de von Mises máx. (Límite Ruptura 625 MPa)	1.32438 Nodo: 7687	2.90478e+007 Nodo: 8216



Factor de seguridad a partir del límite de ruptura.

Fig. 90. Factor de seguridad del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia)

## CONCLUSIONES DEL ESTUDIO

El riel satisface los requerimientos de seguridad, resistiendo las fuerzas resultantes del impacto. Se puede apreciar que los esfuerzos más elevados se concentran en la perforación del riel inferior donde se encuentra un máximo, casi puntual, de 472.92 [MPa], equivalente a un factor de seguridad de 1.13 para el límite elástico y 1.34 para el límite de fractura (Fig. 87).

La elección de utilizar un análisis lineal se justifica al tener un valor de deformaciones unitarias muy pequeñas (mínimo 0.00159831), tener cargas constantes y tratarse de un material isotrópico lineal (Fig. 89).

El pasador tiene sus mayores concentraciones de esfuerzos en dos zonas: en contacto con el riel inferior y en contacto con el riel superior. Se ve principalmente sujeto a esfuerzos cortante, con un promedio teórico de 20.7953 [MPa], permitiendo resistir cargas mucho mayores antes de ser “degollado” por los rieles.

---

## ENSAMBLE COMPLETO

El ensamble completo del asiento es una unidad repetida, e intercambiable, para los dos lados del vehículo. A continuación se muestran *renders* del ensamble completo (Fig. 91 a Fig. 93).



Fig. 91. Render del ensamble completo del asiento. (Elaboración propia)



Fig. 92. Varias vistas del ensamble del asiento. (Elaboración propia)



acero inoxidable cepillado  
estructura tubular aparente



tela sintética beige  
parte central cojines



tela sintética gris claro  
laterales cojines



MoldTech Spatter MT-11110  
cubierta mecanismo

Fig. 93. Detalle de los acabados superficiales y materiales propuestos para el asiento. (Elaboración propia)

### PROPIEDADES FÍSICAS DE ENSAMBLE ASIENTO

- Masa = 12.38 kilogramos
- Volumen = 0.04 metros cúbicos
- Área de superficie = 3.42 metros cuadrados

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos \* metros cuadrados) Medido desde el centro de masa.

- $I_x = (-0.49, 0.87, 0.00)$ ,  $P_x = 0.44$
- $I_y = (0.01, 0.00, 1.00)$ ,  $P_y = 1.61$
- $I_z = (0.87, 0.49, -0.01)$ ,  $P_z = 1.80$

### LISTA DE PIEZAS

A continuación (Tabla 42) se enlistan todas las piezas del ensamble, detallando su material, el proceso de manufactura propuesto y la cantidad de ellas.

Tabla 42. Lista de piezas para el componente asiento.

Nombre pieza	Manufactura	Material	Cantidad
ESTRUCTURA			1
C 19.1 X 10 C20[6]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
PTR 19.05 X 19.05 C16[2]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
C 19.1 X 10 C20[3]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
Tubo 12.70 C18[3]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
PTR 3_4 C16[7]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
C 19.1 X 10 C20[4]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
PTR 3_4 C16[5]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
PTR 3_4 C16[3]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
C 19.1 X 10 C20[5]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
Tubo 1_2 C18[5]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
Tubo 1_2 C18[1]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
Tubo 1_2 C18[2]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
C 19.1 X 10 C20[2]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
Tubo 3_4 C14[1]	Rolado, corte y soldadura	AISI 304	1
C 19.1 X 10 C20[1]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
PTR 3_4 C16[1]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1

PTR3_4 C16[4]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
PTR3_4 C16[6]	Rolado, corte y soldadura	AISI 304	1
Tubo 1_2 C18[4]	Rolado, corte y soldadura	ASTM A500 C	1
Tubo 3_4 C14[2]	Rolado, corte y soldadura	AISI 304	1
Lamina asiento	Lamina: corte y doblado	ASTM A36	1
Lamina cabecera asiento	Lamina: corte y doblado	ASTM A36	1
<b>COJINES</b>			<b>1</b>
Cojín principal inferior	-	Espuma D27 – Alta Densidad	1
Cojín principal respaldo	-	Espuma D27 – Alta Densidad	1
Cojín cabecera	-	Espuma D27 – Alta Densidad	1
<b>ENSAMBLE MECANISMO RIEL</b>			<b>2</b>
Riel inferior	Mecanizado: torno y fresado	AISI 1045	1
Riel superior	Mecanizado: torno y fresado	AISI 1045	1
Pasador	Mecanizado: torno y fresado	AISI 1045	1
Palanca	Mecanizado: torno y fresado	AISI 1045	1
Soporte palanca	Placa: corte y doblado	ASTM A36	1
Tapa palanca A	Mecanizado: torno y fresado	AISI 1020	1
Tapa palanca B	Mecanizado: torno y fresado	AISI 1020	1
Perno pasador	Mecanizado: torno y fresado	AISI 1020	1
Tapa pemo pasador	Mecanizado: torno y fresado	AISI 1020	1
Tornillo, cabeza Phillips M2, longitud 16 mm, 0.4 mm paso DIN 7985	Pieza comercial	Acero Zinc-Plated	1
Tornillo, cabeza Phillips M2, longitud 20 mm, 0.4 mm paso DIN 7985	Pieza comercial	Acero Zinc-Plated	1
Tuerca, Hex, M2, 0.4 Pitch mm, 4 mm W, 1.6 mm H DIN 934	Pieza comercial	Acero clase 6	2
<b>PALANCA</b>			<b>1</b>
Palanca asiento	Rolado y corte	AISI 304	1
Tornillo, M1.6, Longitud 12 mm, 0.35 mm Paso	Pieza comercial	Acero inox. 18-8	2
<b>CUBIERTA PLÁSTICO</b>			<b>1</b>
Cubierta plástico	Termoformado	Plástico ABS	1
Tornillo, cabeza Phillips M2, longitud 5 mm, 0.4 mm paso DIN 7985	Pieza comercial	Acero Zinc-Plated	4
Tornillo, cabeza Cheese M2, longitud 25 mm, 0.4 mm paso DIN 84	Pieza comercial	Acero inox. 18-8	2
Tuerca, Hex, M2, 0.4 Pitch mm, 4 mm W, 1.6 mm H DIN 934	Pieza comercial	Acero Clase 6	6
<b>TOTAL</b>			<b>64</b>

La siguiente imagen (Fig. 94) se muestra una vista explosiva del asiento, describiendo el proceso esquemático de ensamble:



Fig. 94. Proceso esquemático de ensamble del componente asiento. (Elaboración propia)



Una vez descrita la distribución lateral, el siguiente paso es diseñar a lo ancho el espacio interior del vehículo, para lo cual se utilizan los criterios descritos en "Las dimensiones humanas en los espacios interiores" (Panero & Zelnik), para la interacción de personas en un espacio común (Fig. 96).

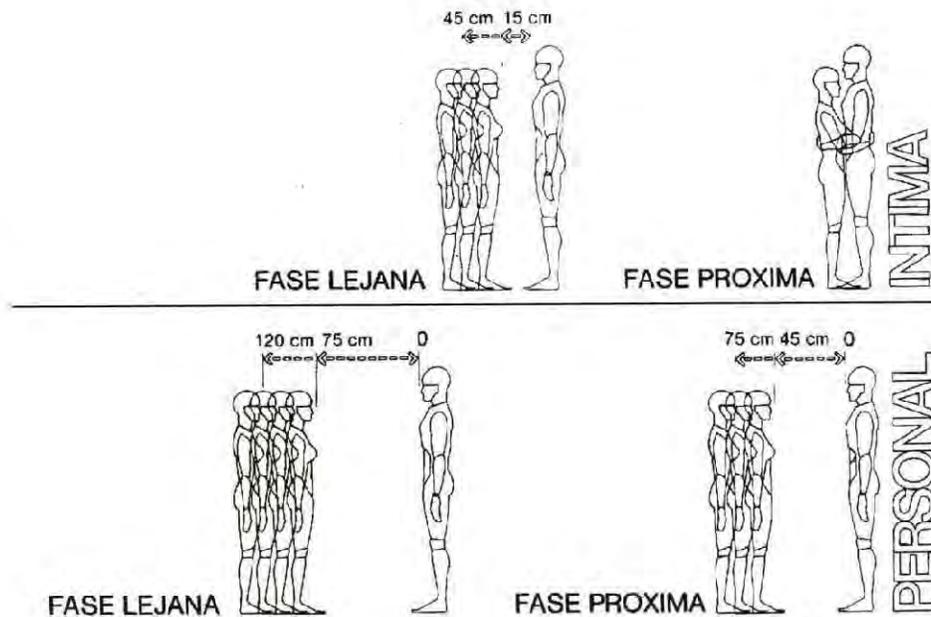


Fig. 96. Fases de proximidad en la interacción de personas. (Panero & Zelnik)

Se considera que dos pasajeros que aborden juntos un vehículo tendrán alguna relación personal pero no necesariamente íntima, es decir dos extraños no abordarán un mismo vehículo. Por ello la distancia entre asientos queda ubicada entre la fase lejana de la zona íntima y la fase próxima de la zona personal.

La distancia hombro a hombro mínima que se podrá presentar en el uso del vehículo, es decir dos pasajeros correspondientes al 95 percentil, es 270 [mm] y corresponde al 60% de la fase próxima personal. Utilizar el 100% de la fase próxima personal (450 [mm]) sería ideal para respetar el espacio vital de los pasajeros, pero haría excesivo el ancho del vehículo.

El ancho de la consola es de 150 [mm] para lograr una separación entre la consola y el asiento (entre las caras exteriores de los tubos aparentes) de 40 [mm]. Suficiente para introducir la mano en ese espacio, ya sea para recoger algún objeto personal que haya quedado atrapado o para tareas de mantenimiento. La distancia entre el asiento y el extremo exterior del piso es 152 [mm] y permite una separación con el panel lateral del interior de 40 [mm]. Distancia que se repite de la separación entre el asiento y la consola.

A continuación (Fig. 97) se muestra un isométrico con las dimensiones del espacio interior y la ubicación de los elementos que lo integran:

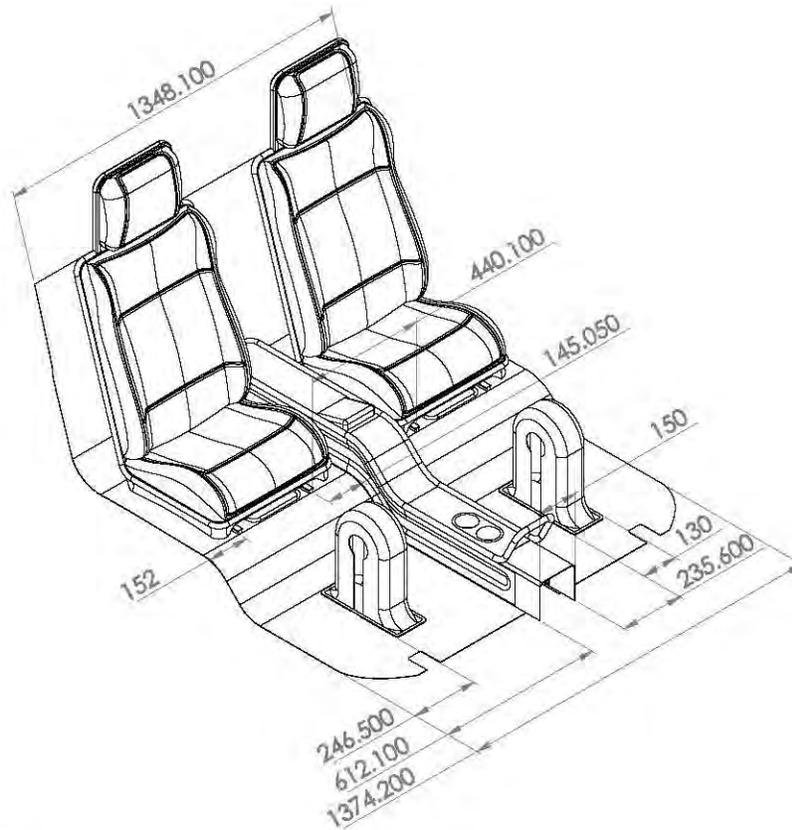


Fig. 97. Dimensiones del espacio interior. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia)

## ENSAMBLE COMPLETO

Todo el interior va montado sobre una placa de aluminio (6061-T6) calibre 18, perforada en la zona de la consola central y los pedales. Se utiliza aluminio para reducir el peso, pues existe una gran área de piso que cubrir. El aluminio 6061-T6 presenta las propiedades mecánicas necesarias, ya que el chasis cumplirá la función estructural de soporte y la lámina solo sirve para recubrir el piso. Sobre la lámina se despliega una alfombra automotriz para lograr un acabado estético agradable.

Las siguientes figuras muestran los acabados superficiales de los materiales:



Acero inoxidable cepillado  
Remate tubular consola



Alfombra automotriz gris oscuro  
Piso



Dupont Snow White  
Cubiertas plásticas



MoldTech Spatter MT-11110  
Consola central

En la siguiente figura (Fig. 98) se puede apreciar la distribución interior, los materiales y los acabados superficiales propuestos:



Fig. 98. Render del interior, mostrando la distribución interior y los acabados de los materiales. (Elaboración propia)

Como se mencionó anteriormente, se buscó que dos pasajeros pudieran estar cómodamente sentados uno junto al otro. La siguiente imagen muestra a dos figuras humanas sentadas de 184.9 [cm] de estatura, representando al 95 percentil en hombres. Se puede notar que el espacio es generoso aun tratándose del extremo más grande del intervalo de usuarios (Fig. 99).



Fig. 99. Dos pasajeros correspondientes al 95 percentil mundial sentados en a cada lado. (Elaboración propia)

Tener una consola central permite integrar algunos elementos importantes para el diseño interior del vehículo. Se propone tener una pantalla, ubicada a la altura de los asientos, que sirva como mando de control del vehículo, permitiendo seleccionar la estación de destino y posiblemente algunas funciones del uso del vehículo (Fig. 100). Adicionalmente se añade un posavasos para que los pasajeros puedan reposar sus bebidas cómodamente (necesitarán hidratarse pues estarán haciendo ejercicio).



Fig. 100. Render de la consola central mostrando la pantalla de control del vehículo. (Elaboración propia)

### PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS INTERIORES (INCLUYENDO ASIENTOS)

- Masa = 36.73 kilogramos
- Volumen = 0.09 metros cúbicos
- Área de superficie = 14.45 metros cuadrados

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos \* metros cuadrados) Medido desde el centro de masa.

- $I_x = (-0.49, 0.87, 0.00)$ ,  $P_x = 6.69$
- $I_y = (0.01, 0.00, 1.00)$ ,  $P_y = 7.44$
- $I_z = (0.87, 0.49, -0.01)$ ,  $P_z = 11.92$

### LISTA DE PIEZAS

A continuación se enlistan todas las piezas del ensamble (Tabla 43), detallando su material, el proceso de manufactura propuesto y la cantidad de ellas.

Tabla 43. Lista de piezas para el componente: distribución interior.

Nombre pieza	Manufactura	Material	Cantidad
<b>CONSOLA CENTRAL</b>			1
Consola central	Termoformado	Plástico ABS	1
Placa consola central [1]	Termoformado	Plástico ABS	1
Placa consola central [2]	Termoformado	Plástico ABS	1
Posavasos	Embutido	AISI 304	1
<b>TUBO CONSOLA CENTRAL</b>			1
Tubo 19.05 C14 [1]	Rolado, corte y soldadura	AISI 304	1
Tubo 19.05 C14 [2]	Rolado, corte y soldadura	AISI 304	1
<b>CUEBIERTA PEDALES</b>			1
Cubierta pedales	Termoformado	Plástico ABS	1
Cubierta pedales anillo	Lamina: cortado	AISI 304	2
<b>FISO</b>			1
Piso metálico	Lamina: cortado y doblado	Aluminio 6061-T6	1
Alfombra	-	Tela	1
<b>ENSMABLE ASIENTO</b>	- Ver Tabla 42		2
<b>TOTAL</b>			13

En la siguiente imagen se muestra una vista explosiva del interior (Fig. 101), describiendo el proceso esquemático de ensamble:



Fig. 101. Vista explosiva del ensamble de los interiores. (Elaboración propia)



## COMPONENTE: BOGIE (ACOPLE A LA VÍA)

El *bogie* es el componente que sujeta el vehículo a la vía. En el diseño conceptual del vehículo se planteó un elemento circular que envuelve a la vía, sosteniendo a tres ruedas en contacto con el riel. Las ruedas sujetan al vehículo en tres direcciones de desplazamiento: movimientos laterales, movimientos ascendentes y movimientos descendentes. El vehículo al contar con cuatro bogies en cada esquina, quedará perfectamente acoplado a la vía, sólo permitiendo el desplazamiento del vehículo en dirección de los rieles.

Tabla 44. Ficha de descripción del componente: bogie.

Concepto	Descripción
Función de la parte	Sujeción a la vía.
Requerimientos principales	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Soporte del vehículo sobre los rieles</li> <li>→ Estabilidad en vías rectas y curvas.</li> <li>→ Garantizar el confort mediante la absorción de vibraciones.</li> <li>→ Resistir las fuerzas centrífugas cuando el vehículo recorre secciones curvas a alta velocidad.</li> <li>→ Integridad estructural</li> </ul>

Al tratarse de un vehículo elevado es de primordial importancia evitar que el bogie falle estructuralmente y así prevenir que el vehículo caiga desde la vía al piso. Por tanto es importante que el diseño contemple mantener la integridad estructural del bogie durante el uso normal del vehículo, pero sobre todo, durante un impacto.

El bogie debe permitir que el vehículo se desacople de la vía con facilidad, sin tener que incurrir en tiempos elevados de mantenimiento. Con esto se previene detener el sistema de transporte por un largo periodo, en caso de que algún vehículo requiera ser removido de los rieles.

## SELECCIÓN DE RUEDAS

Se emplean dos tipos de ruedas dependiendo de su uso y carga radial: para la rueda superior, que recibe el peso del vehículo, se eligieron ruedas metálicas; para el resto de las ruedas que esencialmente actúan como guía y por ello reciben menos cargas, se eligieron ruedas con cubierta plástica (Tabla 45).

Tabla 45. Tabla para la selección del tipo de rueda en el bogie. (Brauer Ltd.) (Blickle Räder+ Rollen GmbH, 2013)

Tipo de rueda	Ventajas	Desventajas
Ruedas metálicas	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Baja resistencia a la rodadura.</li> <li>→ Alta capacidad de carga.</li> <li>→ Bajo desgaste y mantenimiento.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Emisión de ruido alta</li> <li>→ Protección del suelo baja</li> </ul>
Ruedas con cubierta plástica	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Baja emisión de ruido</li> <li>→ Supresión de vibraciones</li> <li>→ Protección del suelo alta</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Desgaste más alto</li> <li>→ Resistencia a la rodadura más alta.</li> </ul>

Con el propósito de tener muchas opciones de piezas comerciales a disposición para el diseño y sobre todo, durante la operación del vehículo (tareas de mantenimiento, remplazo de piezas, etc), se emplean medidas de ruedas que son comunes entre distintos fabricantes y que simultáneamente proporcionan la capacidad de carga necesaria para la operación del vehículo.

Existen varios fabricantes que producen ruedas con las características deseadas y que pueden usarse en vehículo, de los cuales se destacan: Hamilton Caster & Mfg. Co, Blickle GmbH, TENTE International GmbH y Brauer Ltd.

Para este proyecto se seleccionaron las ruedas fabricadas por la empresa Blickle GmbH (Tabla 46), por tener una relación *peso-capacidad de carga* más favorable que las otras opciones, además de proveer buena información para el diseñador (archivos CAD).

Tabla 46. Especificaciones técnicas de las ruedas seleccionadas. (Blickle Räder+ Rollen GmbH, 2013)



Fabricante: Blickle  
Pieza: SVS 80/20K  
*Torneado de acero especial*

Ø rueda	80	mm
Ancho rueda	40	mm
Capacidad de carga	1100	kg
Ø eje	20	mm
Largo de cubo	45	mm
Peso por unidad	1.32	kg
Resistente a temperaturas desde	-25	°C
Resistente a temperaturas hasta	125	°C
Dureza del bandaje	190 - 230 HB	



Fabricante: Blickle  
Pieza: SPO 75/15K  
*Poliamida de alta calidad*

Ø rueda	75	mm
Ancho rueda	32	mm
Capacidad de carga	300	kg
Ø eje	15	mm
Largo de cubo	35	mm
Peso por unidad	0.2	kg
Resistente a temperaturas desde	-40	°C
Resistente a temperaturas hasta	80	°C

Como segunda opción se encuentran las ruedas fabricadas por Brauer Ltd:

- SFT75/60/KM 25, ruedas de acero
- H75/35/PBM 12, ruedas recubierta de poliuretano

Estas son más pesadas que las Blickle, por lo que no son la opción principal, sin embargo cuenta con especificaciones técnicas más detalladas, de las cuales se extraen los siguientes cálculos (se extrapolan a las ruedas Blickle, asumiendo que tienen un comportamiento similar).

#### CALCULO DE CAPACIDAD DE CARGA CORREGIDA

La siguiente lista muestra las cargas máximas radiales a las que estarán sujetas las ruedas. Estos valores fueron obtenidos del análisis de restricciones del capítulo II:

- Aceleración máxima: 1270.57 [N], duración de la carga: 17,40 [s]
- Velocidad constante: 1218. 12 [N]
- Freno máximo: 1350.56, duración de la carga: 2.88 [s]
- Freno estándar: 1140.95 [N], duración de la carga: 10.56 [s]

- Trayectoria curva, fuerza vertical (normal): 2290.53 [N]
- Trayectoria curva, fuerza lateral (centrífuga): 260.89 [N]

La capacidad de carga anunciada por el fabricante es sólo el valor de referencia que puede soportar cada rueda, sin embargo existen una serie de factores que reducen esta capacidad, los cuales están relacionados con las condiciones de uso y operación. Los valores y cálculos son obtenidos del manual de especificaciones. (Brauer Ltd.)

**Ruedas con cubierta plástica:**

$$P_L = P_{Ref} * F_{Uso} * F_{Vel} * F_{Tipo} \tag{3.13}$$

La carga máxima está determinada por la relación anterior, donde:

- $P_{Ref}$  = 300 [Kg], carga máxima del catálogo
- $F_{Uso}$  = 0.75, para uso continuo
- $F_{Vel}$  = 0.70, para velocidades mayores a 16 [km/h]
- $F_{Tipo}$  = 0.70, si es rueda conductora

$$P_L = 300 * 0.75 * 0.7 * 0.7 = 110.25 [Kg] \tag{3.14}$$

De acuerdo con el cálculo del análisis de restricciones, la fuerza centrífuga máxima para un radio de curvatura de 30 [m], representa una carga máxima (sobre el bogie trasero) de 260.89 [N] o 26.59 [kg], por lo que la rueda SPO 75/15K es adecuada para su función, teniendo un factor de seguridad de 4.15.

**Ruedas metálicas:**

El cálculo para las ruedas metálicas es más complejo e involucra buscar valores tabulares en las especificaciones técnicas. La relación que permite calcular que las ruedas realicen su trabajo sin desgaste anormal es la siguiente:

$$P_L \geq \frac{P_{dmean}}{b * D * C_1 * C_2} \tag{3.15}$$

Donde:

$$P_{dmean} = \frac{2P_{dmax} + P_{dmin}}{3} \tag{3.16}$$

- $P_L$  = 0.56, valor de tabla, corresponde al acero de manufactura de la rueda
- $P_{dmax}$  = 233.49, Carga dinámica máxima, trayectoria curva del análisis de restricciones en [kg]
- $P_{dmin}$  = 124.17, Carga dinámica mínima, velocidad constante del análisis de restricciones en [kg]
- $b$  = 42.33, ancho del riel utilizable en [mm]<sup>29</sup>
- $D$  = 80, diámetro de la llanta en [mm]
- $C_1$  = 0.66, coeficiente tabular determinado por las RPM.
- $C_2$  = 0.80, coeficiente tabular relacionado al número de horas de servicio que dará cada rueda (min 25000 Hrs)

$$0.56 \geq \frac{197.05}{42.23 * 80 * 0.66 * 0.80} \tag{3.17}$$

$$0.56 \geq 0.11 \tag{3.18}$$

<sup>29</sup> Utilizando la fórmula para un riel convexo, donde la cara superior es curva. Se utiliza el ancho del tubo NPS 4 ½ SH 80 (127 mm de diámetro externo).

La selección de la rueda SVS 80/20K es adecuada para su función, pues la carga máxima calculada en el análisis de restricciones de 233.49 [Kg] es menor que la de referencia de 1100 [Kg], obteniendo un factor de seguridad de 4.7. Además se estima que no existirá un desgaste anormal en la rueda durante su uso ( $0.56 \geq 0.11$ ).

#### CALCULO DE LA RESISTENCIA A LA RODADURA (RUEDAS METÁLICAS)

Las especificaciones técnicas también proveen una sección para calcular el coeficiente de la resistencia a la rodadura. Para lo cual se usa la presión de contacto entre la rueda y el carril, determinada por la siguiente ecuación:

$$Pa = \frac{2P}{\pi ab} \quad 3.19$$

Donde:

- Pa, presión de contacto entre la rueda y el riel (Hertz)
- P = 108.32, carga en la rueda (kg)<sup>30</sup>
- b = 42.33, ancho del riel utilizable en [mm]<sup>31</sup>
- a = la mitad de la anchura de la "zona de contacto plano" entre la rueda y el riel:

$$a = \sqrt{\frac{4PR}{\pi Eb}} \quad 3.20$$

- P = 108.32, carga en la rueda (kg) a velocidad constante, promedio de las cuatro ruedas.
- R = 40.00, radio de la rueda (mm)
- b = 42.33, ancho del riel utilizable en [mm]
- E = 11200, Módulo de Young [Kg/mm<sup>2</sup>], para contacto entre ruedas de acero contra rieles de acero.

$$Pa = \frac{216.64}{14.34} = 15.10 \quad 3.21$$

Interpolando para el valor de **Pa** en la tabla proporcionada por el fabricante se obtiene un coeficiente resistencia a la rodadura de: 0.0032.

#### RODAMIENTOS

Las ruedas se comercializan con los rodamientos ya incluidos. Sin embargo, de acuerdo a la información que proporcionan los fabricantes, se pueden seleccionar otros rodamientos de los incluidos como estándar (incluso de fabricantes ajenos).

El vehículo se desplazará a velocidades de 60 [km/h], considerando el reducido diámetro de las ruedas, se obtendrán velocidades angulares altas:

- 3978.88 [RPM] para las ruedas de acero y
- 4244.15 [RPM] para las plásticas.

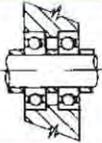
Con esto en mente y para garantizar que los rodamientos tenga una vida útil satisfactoria, se hace un análisis particular para la selección de estos elementos. Las principales consideraciones en la selección de los rodamientos son:

<sup>30</sup> Promedio de carga entre las ruedas frontales y traseras en un avance a velocidad constante a 60 [km/h]. Obtenido a partir del análisis de restricciones del capítulo II.

<sup>31</sup> Mismo valor que el utilizado en la capacidad de carga corregida para ruedas metálicas.

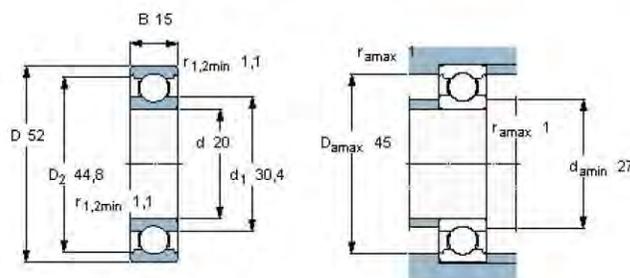
- la carga radial,
- la carga axial,
- la velocidad de rotación y
- pérdidas por fricción.

Tabla 47. Sección de la tabla 7.1 del catálogo de Brauer Ltd. para selección de rodamientos de acuerdo a las condiciones de operación. (Brauer Ltd.)

Tipo	Acomodo	Carga radial	Carga axial	Velocidad de rotación	Fricción
Rígidos de bolas		Moderada	Baja	Alta	Baja

De acuerdo a la tabla anterior (Tabla 47), los baleros rígidos de bolas son la opción adecuada para la condiciones de uso de las ruedas. La marca SKF Group provee un gran catálogo de rodamientos y buenas herramientas para calcular la vida útil de sus productos, por lo que los rodamientos seleccionados (SKF 6304) para el vehículo son fabricados por ellos (Tabla 48).

Tabla 48. Especificaciones técnicas de los rodamientos seleccionadas. (SKF Group, 2013)



Fabricante: SKF Group  
 Pieza: 6304\*  
 Rodamiento: Ruedas Acero

Carga Dinámica	16.8	KN
Carga Estática	7.8	KN
Velocidad Máx.	19000	RPM
Peso	0.15	Kg

### VIDA ÚTIL

Se estima la vida útil de los rodamientos con la herramienta que proporciona SKF en su página web. Únicamente se hará este análisis para el rodamiento en la rueda metálica, pues es la que recibe significativamente mayores cargas:

### Condiciones de servicio

- Método de lubricación especificado: SKF Grasa
- Lubricante: Grasa estándar, velocidades y temperaturas estándar.

Para estimar el uso se supone que el ciclo de servicio corresponde a un viaje de 15 mins, donde 1/3 se realiza en trayectorias curvas y 2/3 en trayectorias rectas. Además se incluye el intervalo de aceleración y frenado (Tabla 49). Cabe aclarar que la combinación de fuerzas radiales seleccionadas es la mayor, pues no todas las cargas actúan en el mismo bogie, de acuerdo al análisis de restricciones, algunas corresponden a los frontales y otras a los traseros. Por lo que los resultados obtenidos tendrán cierto margen de seguridad.

Tabla 49. Condiciones de servicio para calcular la vida útil

	Tiempo	Velocidad	Temp	Carga Radial	Carga Axial
	s	r/min	°C	kN	kN
Intervalo 1:	17.40	3979	25	1.27	0.0
Intervalo 2:	300	3979	25	2.29	0.0
Intervalo 3:	600	3979	25	1.218	0.0
Intervalo 4:	10.56	3979	25	1.141	0.0

Resultados- SKF Rating Life

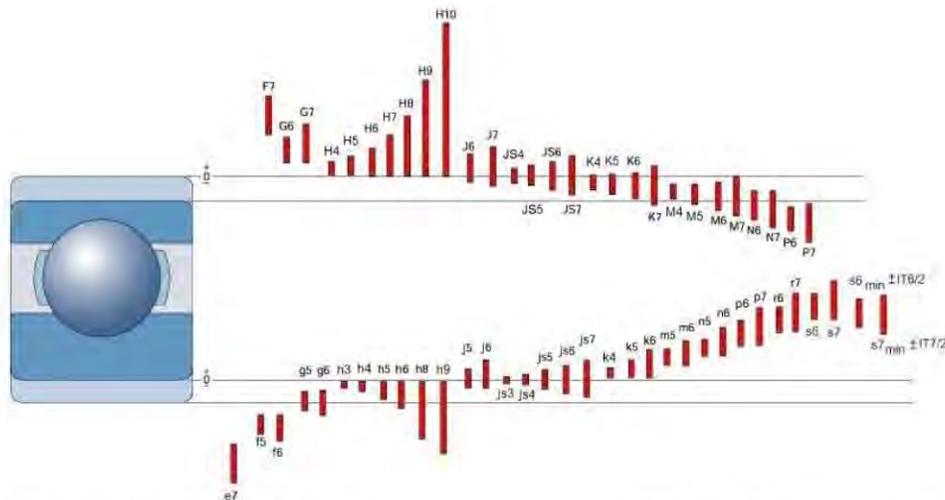
Modelo: SKF 6304

SKF rating life	
L10mh:	44400 hours
L10m:	10600 10 <sup>6</sup> rev

El análisis de SKF determina que los rodamientos pueden operar 44,400 hrs. Suponiendo una operación diaria de 15 hrs, los rodamientos tendrían una vida útil de 8,10 años. En el caso de la rueda metálica, el fabricante garantiza al menos 25,000 hrs, correspondiente a un uso de 4,56 años.

AJUSTE

Los rodamientos van fijos a los ejes mediante una posición de ajuste de interferencia tanto en el eje como en el alojamiento. El fabricante SKF recomienda los siguientes ajustes (Fig. 102):



Ajustes para ejes macizos de acero:

Ajustes para alojamientos de acero o hierro

Carga	Diam. eje [mm]	Ajuste
Cargas normales y pesados (P> 0,05 C)	17 a 100	k5

Carga	Ajuste
Cargas normales y pesados (P> 0,05 C)	M7

Fig. 102. Ajuste recomendado de acuerdo a la carga y el diámetro del eje. (SKF Group, 2013)

Los ejes están fabricados en acero AISI 1045, y están roscados en los extremos para fijarse al soporte principal mediante una tuerca y arandela en cada extremo (Fig. 103).



Fig. 103. Render de los ejes de las ruedas roscados con ajuste de interferencia k5 y M7. (Elaboración propia)

### SOPORTE PRINCIPAL

El soporte principal es la pieza esencial de todo el ensamble: por un lado contiene a las llantas que están en contacto con el riel y por el otro se acopla con el chasis; por lo tanto, es la pieza que debe asegurar la rigidez estructural.

### SELECCIÓN DE MATERIALES

El soporte principal posee una geometría compleja por lo que el proceso de manufactura propuesto es la fundición de metal. Tomando en cuenta que la resistencia mecánica es un elemento fundamental de este componente, sólo se analizaron materiales como el hierro y acero fundido que proveen una resistencia más elevada que fundiciones de aluminio u otros metales (Tabla 50).

Tabla 50. Propiedades de los materiales para el bogie. Propiedades mecánicas: biblioteca SolidWorks 2011.

Material	Tensión Máxima [MPa]	Lím. de Fluencia [MPa]	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]
Acero al carbón fundido	482.54	248.16	7800
Acero aleado fundido	448.08	241.27	7300
Fundición gris	393.00	0.00	7200
Fundición maleable	413.61	275.74	7300
Óptimo	482.54	275.74	7200

Se utilizará una matriz de decisión con el método de G. Pahl y W. Beitz para la selección de materiales. La Tabla 51 muestra los criterios de evaluación para la selección del material en el bogie. Los criterios importantes como la resistencia máxima y el bajo peso se ponderan de igual manera. El límite de fluencia se evalúa muy bajo, pues en la operación normal del vehículo, los esfuerzo en la pieza estarán muy por debajo de este límite. Además, la fundición gris posee una rotura frágil, por lo que no presenta deformaciones permanentes importantes antes de llevarla a su tensión de rotura.

Tabla 51. Criterios de evaluación para la selección de material y su factor de peso  $W_i$  para el soporte del bogie.

Criterios de evaluación	Factor de peso $W_i$
Resistencia máx.	0.475
Lim. fluencia máx.	0.05
Bajo peso	0.475

La valuación (Tabla 52) se hace a partir de la Tabla 50, donde el renglón *optimo* sirve de referencia para obtener la calificación más alta:  $V_i = \frac{P_i}{P_{mejor}}$ . En el caso del factor *bajo peso*, la calificación se obtiene a partir de la relación *tensión máxima/densidad*.

Tabla 52. Valuación de los materiales para el soporte del bogie, factor  $W_2$ .

Material	Resistencia Máx.	Lim. Fluencia Máx.	Bajo Peso
Acero al c. fundido	4.0	3.5	3.4
Acero aleado fundido	3.7	3.4	3.4
Fundición gris	3.2	0.0	4.0
Fundición maleable	3.4	4.0	3.4

El resultado de la selección de materiales (Tabla 53) se obtiene multiplicando el factor  $W_1$  por  $W_2$ :

Tabla 53. Matriz de evaluación resultante mediante el método Pahl y Beitz, para la selección del material del soporte principal del bogie.

Criterio	$W_1$	Acero al carbón		Acero aleado		Fundición gris		Fundición maleable	
		$W_2$	$W_1W_2$	$W_2$	$W_1W_2$	$W_2$	$W_1W_2$	$W_2$	$W_1W_2$
Max. tensión	0.475	4.00	1.90	3.70	1.76	3.20	1.52	3.40	1.62
Max. fluencia	0.05	3.50	0.18	3.40	0.17	0.00	0.00	4.00	0.20
Bajo peso	0.475	3.40	1.62	3.40	1.62	4.00	1.90	3.40	1.62
Total			3.69		3.54		3.42		3.43

El material mejor puntuado es la fundición de acero al carbón. Cabe notar que cada uno de los materiales analizados, realmente es una categoría de tipos de fundición y dentro de cada una de ellas, existe una gran variedad de materiales con diferentes grados y clases, que proporcionan muy diferentes propiedades mecánicas. Sumado a esto, en este análisis no se considera el precio del material, pues el proceso para cada tipo de fundición tiene un impacto mucho mayor que la materia prima sola. Por lo que el resultado de este análisis sirve para proponer un tipo de fundición genérico sobre el cual basar el trabajo de diseño. Será necesario un análisis más profundo en una etapa de diseño posterior.

## DIMENSIONES GENERALES

En el siguiente esquema se pueden apreciar las dimensiones generales y la geometría del soporte principal (Fig. 104). Las medidas del soporte como: el ancho, la profundidad de las cavidades, entre otras, fueron obtenidas mediante un estudio de diseño en el cual se optimizó la masa (minimización), buscando que el esfuerzo máximo de Von Mises no superara el límite de fractura del material.

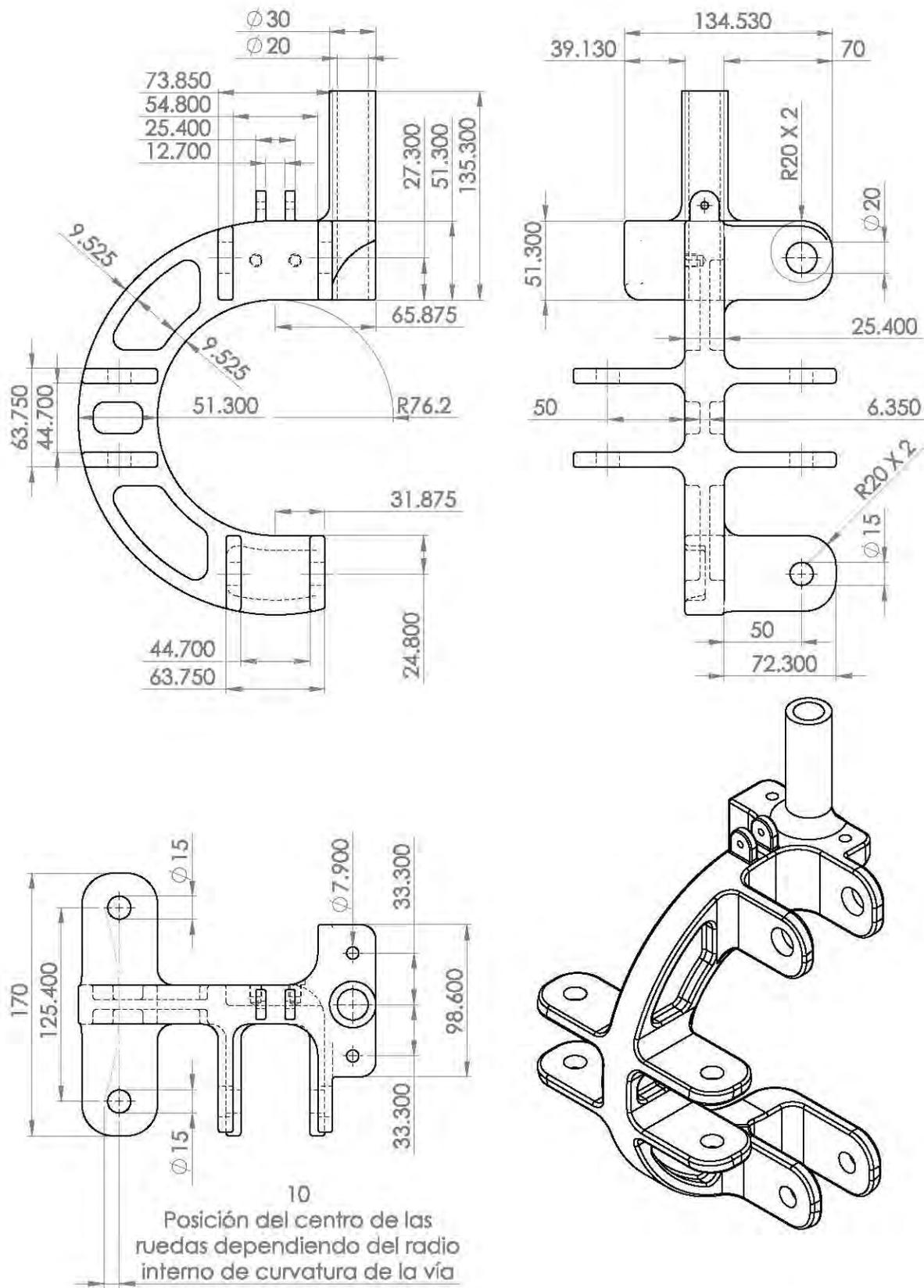


Fig. 104. Diseño del soporte principal del bogie. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia)

En los *renders* a continuación se puede apreciar con más detalle el soporte (Fig. 82), especialmente las cavidades diseñadas para aminorar el peso de la pieza.



Fig. 105. Varias vistas del soporte principal del bogie. (Elaboración propia)

## ARTICULACIÓN

El soporte principal se encuentra articulado libremente para permitir que el vehículo se traslade por las secciones curvas de riel sin quedar atorado en ellas. Al estar articulado libremente, hay que limitar que el *bogie* sólo gire para posicionarse en dirección tangente a la trayectoria del riel. Para lograr dicho objetivo, se incluyó un 4° rueda de soporte en posición lateral, a diferencia de las 3 ruedas propuestas en el diseño conceptual del capítulo II.

La articulación del *bogie* se logra a partir de un rodamiento *turntable* (*Slewing Ring Bearing*) que permite tener cargas axiales y radiales simultáneas. Se propone el rodamiento comercial Icus, Inc No. PRT-01-30 (Fig. 106) que tiene una capacidad de carga dinámica máxima axial de 7000 [N] (1573 Lbs) y radial de 1500 [N] (337 Lbs). Del análisis de restricciones del capítulo II se obtuvieron las fuerzas máximas experimentadas en estas dos direcciones, las cuales corresponden a:

- Carga axial máxima (Fuerza normal en trayectoria curva, bogie Rwd): 2290.53 [N].
- Carga radial máxima (Fuerza centrífuga en trayectoria curva, bogie Rwd): 260.89 [N]

El rodamiento provee un amplio margen de seguridad: 3.05 para carga axial y 5.75 para carga radial. Además esta pieza cuenta con cojinetes auto lubricantes libres de mantenimiento y proporcionan una excelente amortiguación a las vibraciones.

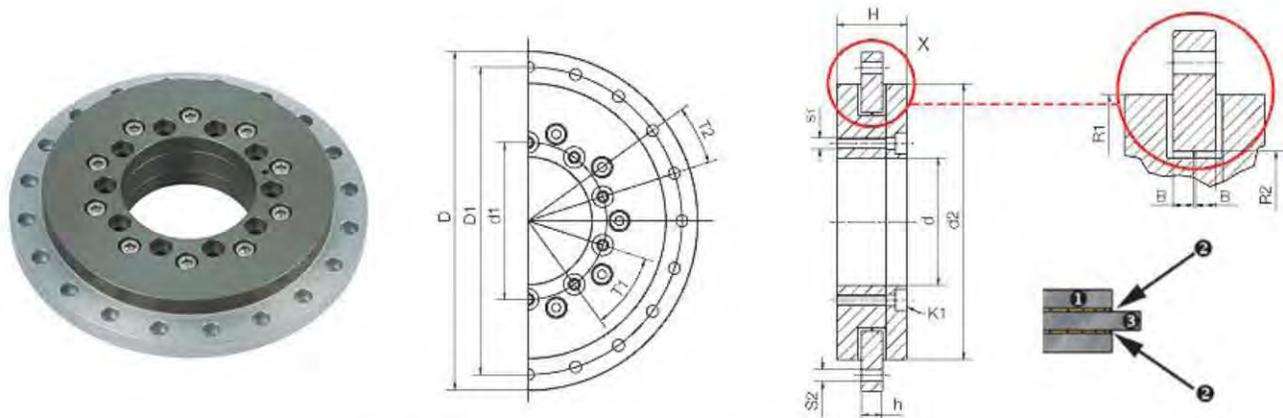


Fig. 106. Rodamiento turntable Igus, Inc PRT-01-30. (Igus Inc, 2013)

En la imagen a continuación se muestra el movimiento de la articulación en un rango de giro de  $-15^\circ$  a  $+15^\circ$  (Fig. 107).



Fig. 107. Ilustración del mecanismo de articulación del bogie. (Elaboración propia)

En caso de un impacto, la resistencia del rodamiento comercial no es suficiente y probablemente sufriría una fractura causada por las fuerzas ejercidas durante la colisión. Es por esto que el soporte principal cuenta con una extensión tubular que sirve de soporte extra en caso de colisión. La siguiente imagen muestra un corte transversal que ilustra el mecanismo de articulación (Fig. 108):

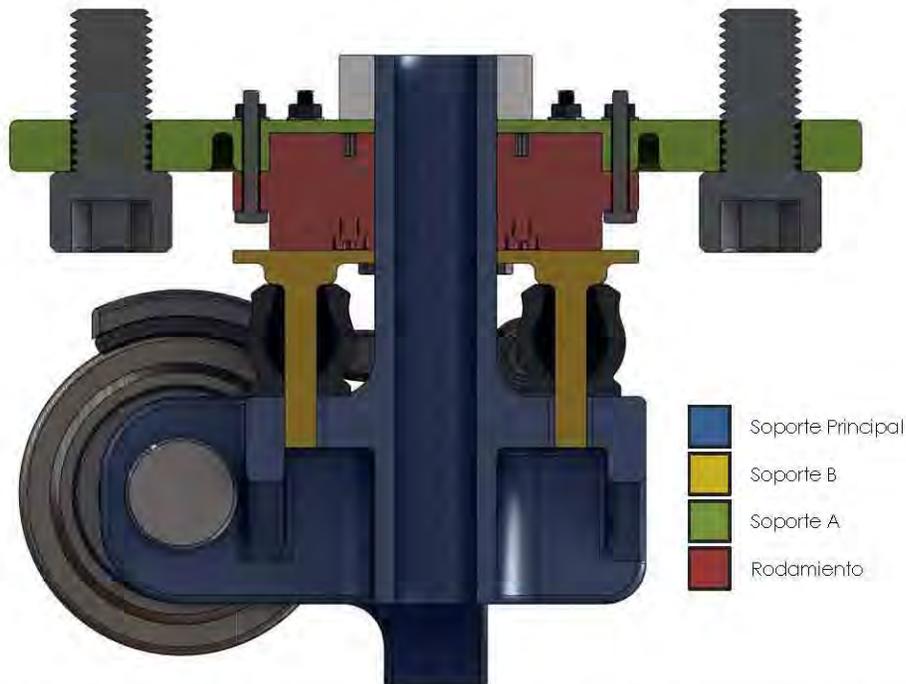


Fig. 108. Corte transversal del bogie, ilustrando el funcionamiento y las piezas en la articulación. (Elaboración propia)

El rodamiento *turntable* sirve de unión entre el soporte A y el soporte B. Este último se une al soporte principal con dos extensiones tubulares insertadas en dos orificios y así lograr que la rotación ocurra en el rodamiento. El poste central (soporte principal) no interfiere en el movimiento, pues tiene un diámetro ligeramente menor que los agujeros encontrados en el rodamiento, el soporte A y el soporte B. Se propone una tolerancia de ajuste para un eje H10 y agujero único.

La configuración anterior permite que, al no estar en contacto el poste central con el resto de las piezas, todas las cargas generadas durante el uso normal del vehículo (aceleraciones normales y tangenciales, transferencia de pesos en aceleraciones y frenadas, etc.) sean soportadas por el rodamiento y el soporte B, considerando que las deformaciones de estas piezas son lo suficientemente pequeñas para no tocar el poste central. Sin embargo, en caso de un impacto, la deformación del soporte B será mayor y alcanzará al poste central, convirtiéndolo en el elemento que soporta las fuerzas experimentadas durante la colisión.

Articular el bogie a partir de un rodamiento, tiene como objetivo utilizar la mayor cantidad de piezas comerciales. Sin embargo, otra opción es remplazar el rodamiento por cojinetes de deslizamiento, manteniendo el diseño y funcionamiento prácticamente igual que con el uso de rodamientos.

---

## SUSPENSIÓN

El *bogie* cuenta con una suspensión a partir de la compresión de amortiguadores plásticos (logrando la función de un amortiguador-resorte). Esta configuración no está pensada como una suspensión de gran recorrido. Lo que pretende es suprimir las vibraciones producidas por el desplazamiento en la vía y absorber impactos causados por imperfecciones en los rieles que podrían dañar el vehículo o mermar su vida útil.

En las siguientes figuras se puede apreciar cómo se realiza la compresión de dichos amortiguadores plásticos (Fig. 109).

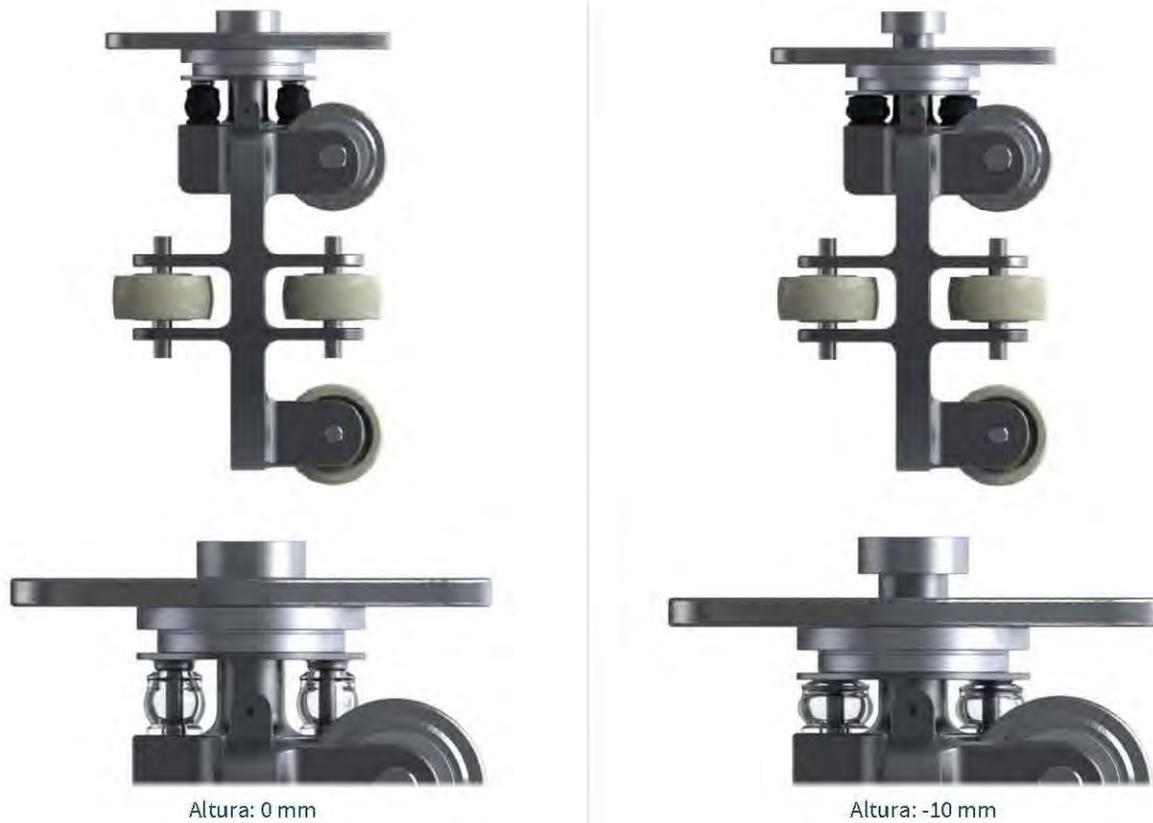


Fig. 109. Ilustración de la suspensión por compresión de resortes plásticos del bogie. (Elaboración propia)

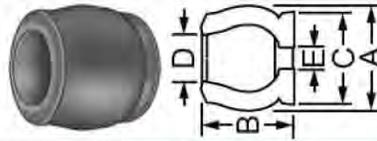
Mientras se realiza la compresión, las extensiones cilíndricas del soporte B se deslizan dentro de los orificios del soporte principal. En el otro extremo, existe un collarín (shaft collar) que impide que el soporte principal se salga de su posición máxima (Fig. 110). El collarín se fija al poste central mediante un tornillo de fijación. Además el tornillo de ajuste en el collarín permite poner una precarga en la compresión de los amortiguadores para cambiar las propiedades dinámicas de la suspensión.



Fig. 110. Se muestra la compresión del bogie. En la parte superior existe un collarín que limita el movimiento y en la parte inferior los orificios en el soporte principal que funcionan como guía. (Elaboración propia)

Estos amortiguadores plásticos pueden recibir fuertes impactos utilizando una cantidad mínima de espacio. Están fabricados con un elastómero basado en poliéster y son ideales para uso en exteriores. El diseño planteado puede recibir cualquiera de las siguientes piezas (Tabla 54):

Tabla 54. Lista de amortiguadores plásticos. (McMaster-Carr, 2013)



Energy Cap., in.-lbs.	Peak Dynamic Force, lbs.	Dia. (A)	Ht. (B)	Dia.	Ht.	Base Dia. (C)	(D)	(E)
100	650	0.84"	0.76"	1.07"	0.42"	0.74"	0.42"	0.31"
250	1,100	1.11"	1.01"	1.43"	0.54"	0.98"	0.56"	0.31"
400	1,600	1.31"	1.18"	1.7"	0.67"	1.16"	0.66"	0.31"

Se considera óptimo el amortiguador de 100 in-lbs, de acuerdo al siguiente desarrollo:

#### Desarrollo:

Asumiendo que el amortiguador se comporta de manera lineal, la ecuación que representa la compresión de un amortiguador es la siguiente:

$$C = -0.002986C_{Axial} + 19.304 \quad 3.22$$

Donde C está en [mm] y  $C_{Axial}$  está en [N].

La siguiente tabla (Tabla 55) muestra la compresión en [mm] para las cargas estudiadas en el análisis de restricciones del capítulo II, se consideran dos amortiguadores para el cálculo:

Tabla 55. Compresión de los amortiguadores plásticos del bogie.

Situación de uso	Carga [N]	Compresión [mm]	Altura desde soporte [mm]
Freno estándar	1140.95	-1.704	17.600
Velocidad constante	1218.12	-1.819	17.485
Aceleración máxima	1270.57	-1.897	17.407
Freno máximo	1350.56	-2.017	17.287
Trayectoria curva	2290.53	-3.421	15.883

## ZAPATA DE FRENO

Se demostró en el análisis de restricciones que para el frenado máximo, es decir de 60 a 0 km/h en una distancia de 24 [m], era necesario incorporar un sistema de frenado en las ruedas de soporte. Se considera que esta capacidad de frenado únicamente será necesaria en caso de una situación de emergencia, ya que el frenado en operaciones normales será realizado exclusivamente por medio de la rueda neumática motriz. Es por esto que el sistema está diseñado para uso únicamente de emergencia y no para uso regular repetitivo.

El frenado se realiza mediante un zapata que es empujada contra la rueda superior (metálica), mediante un actuador hidráulico. La siguiente imagen ilustra el funcionamiento del dispositivo de frenado (Fig. 111).

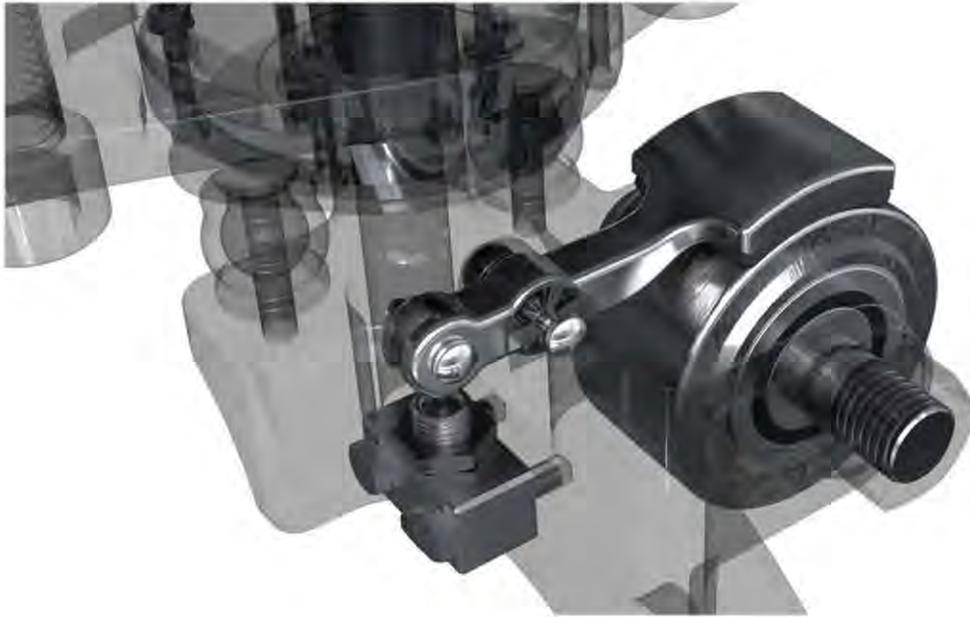


Fig. 111. Ilustración del mecanismo de frenado a partir de una zapata y un actuador hidráulico. (Elaboración propia)

El actuador hidráulico propuesto es la pieza comercial *McMaster* No.6297K13, con capacidad de empuje de 1326 [lbs f] a una presión operativa de 3000 [psi]. Sin embargo, el soporte principal del *bogie* está diseñado para recibir otros actuadores de diferentes capacidades, simplemente cambiando el bloque de montaje (Tabla 56):

Tabla 56. Lista de actuadores hidráulicos. (McMaster-Carr, 2013)

Bore Size	Stroke Length	Push Force, lbs. @ 3000 psi	Oil Disp. Cu. In.	Retracted Lg. (A)	Rod Dia (B)	Hex Wd. (C)	(D)
11/32"	7/32"	279	0.024	1.85"	0.44"	0.44"	1.41"
1/2"	5/16"	588	0.061	2.47"	0.62"	0.22"	1.97"
3/4"	1/2"	1326	0.221	2.87"	0.75"	0.75"	2.31"

Todos los actuadores operan unidireccionalmente a una presión máxima de 5000 [psi], el retorno es mediante un resorte interno. A continuación se hace el desarrollo para calcular el actuador hidráulico necesario.

**Desarrollo:**

Se sabe del análisis de restricciones que el par de oposición máximo necesario es de 22.2213 [Nm], antes de que la rueda se bloquee y empiece a deslizar sobre el riel. Por razones de seguridad se calcula un 125% sobre el par máximo:

$$MSoporteRwd_{brakeDiseño} := MSoporteRwd_{brakeReal} \cdot 1.25; \quad MSoporteRwd_{brakeDiseño} := 27.7766 \quad 3.23$$

Una vez obtenido el par, se calcula la fuerza de fricción necesaria aplicada por la pastilla, usando el radio de la rueda.

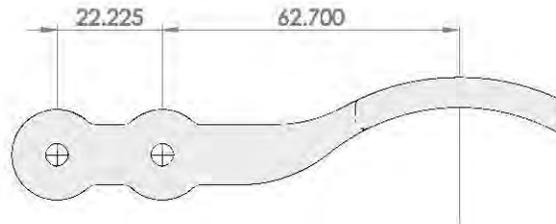
$$F_{R_{Pastilla}} := \frac{MSoporteRwd_{brakeDiseño}}{r_{ruedametálica}}; \quad F_{R_{Pastilla}} := 694.415 \quad 3.24$$

Se calcula la fuerza normal que debe aplicar la zapata a la rueda para obtener la fuerza de fricción de la ec. 3.24, utilizando el coeficiente de fricción entre la pastilla de la zapata y la rueda metálica. Este coeficiente se estima en 0.45<sup>32</sup>.

$$F_{N_{Zapata}} := \frac{F_{R_{Pastilla}}}{0.45}; \quad 3.25$$

$$F_{N_{Zapata}} := 1543.14$$

Una vez obtenida la fuerza normal sobre la rueda, se obtiene la fuerza necesaria en el actuador, resolviendo la suma de momentos en la articulación de la palanca de la zapata.



$$F_{N_{Actuador}} := \frac{F_{N_{Zapata}} \cdot 62.70}{22.23}; \quad 3.26$$

$$F_{N_{Actuador}} := 4352.44 \text{ [N]}$$

$$F_{N_{Actuador}} \cdot 0.224808943; \quad 3.27$$

$$978.468 \text{ [lbs f]}$$

Con el resultado anterior se puede apreciar que el actuador No.6297K13 cumple con las sollicitaciones necesarias. En el caso del sistema de freno en las ruedas posteriores se puede elegir un actuador de menor capacidad de la lista anterior, pues sus requerimientos de frenado son menores.

Todos los actuadores propuestos operan con las mismas presiones, simplemente el volumen de trabajo cambia, por lo que la bomba hidráulica deberá seleccionarse en función de las necesidades de presión y volumen de trabajo.

## ELEMENTO FINITO

En este análisis se estudia el caso más importante para la seguridad y rigidez estructural del bogie: un impacto frontal a 60 km/h.

### ESTUDIO IMPACTO FRONTAL

Se estima la fuerza del impacto a partir de la desaceleración del vehículo de 60 a 0 [km/h]. El tiempo de desaceleración se supone en 0.15 [s]. El cambio es menor al analizado en el caso del asiento (0.45 s), ya que se busca simular un impacto totalmente frontal con un muro, similar a la regulación para automóviles vigente (en Europa por la norma ECE R94 y en E.U.A FMVSS 208), en la cual la desaceleración es prácticamente instantánea.

Como comparación, en las pruebas que se realizan a automóviles, se analizan impactos frontales a 60 km/h, donde se estiman reducciones cercanas al 50% de velocidad, considerando la velocidad máxima en autopistas y vías rápidas (110-

<sup>32</sup> Estándar en una pastilla de frenos de disco de automóviles. Catálogo de pastillas de frenos Bosch. (Bosch GmbH, 2012)

120 km/h). En el caso de este análisis no se está suponiendo ninguna reducción de velocidad para asegurar la integridad del bogie, inclusive si el vehículo sufre un accidente circulando a su velocidad máxima.

Desarrollo:

$$a = \frac{16.67}{0.15} = 111.11 \left[ \frac{m}{s^2} \right] \quad 3.28$$

$$F_{Total} = 111.11(549.42) = 61046.89 [N] \quad 3.29$$

$$F_{Bogie} = \frac{61046.89}{4} = 15261.70 [N] \quad 3.30$$

### INFORMACIÓN DEL MODELO

Para el análisis se hace una simplificación del modelo y únicamente las piezas que tengan relevancia en el estudio son incluidas (Fig. 112).

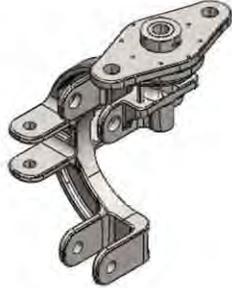
Ensamble Bogie	
 <p>Modelo original</p>	 <p>Modelo analizado</p>
Tratado como:	Sólidos

Fig. 112. Información del modelo del bogie (AEF). (Elaboración propia)

### PROPIEDADES DEL MATERIAL

El material seleccionado para el soporte principal es acero al carbono fundido (de acuerdo a la selección de materiales), para el resto de los componentes, al tratarse de piezas comerciales, se les asigna un material genérico: acero al carbón no aleado (Fig. 113).

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Acero al carbono fundido  Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 2.48168e+008 N/m <sup>2</sup> Límite de tracción: 4.82549e+008 N/m <sup>2</sup> Módulo elástico: 2e+011 N/m <sup>2</sup> Coeficiente de Poisson: 0.32 Densidad: 7800 kg/m <sup>3</sup> Módulo cortante: 7.6e+010 N/m <sup>2</sup> Coeficiente de dilatación térmica: 1.2e-005 /Kelvin	Soporte Principal

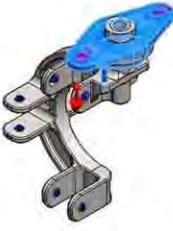
Acero AISI 1020	
	Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal
	Límite elástico: $3.51571e+008$ N/m <sup>2</sup>
	Límite de tracción: $4.20507e+008$ N/m <sup>2</sup>
	Módulo elástico: $2e+011$ N/m <sup>2</sup>
	Coefficiente de Poisson: 0.29
	Densidad: 7900 kg/m <sup>3</sup>
	Módulo cortante: $7.7e+010$ N/m <sup>2</sup>
	Coefficiente de dilatación térmica: $1.5e-005$ /Kelvin
Soporte A, Soporte B	

Fig. 113. Propiedades de los materiales del modelo del bogie (AEF). (Elaboración propia)

## PROPIEDADES DEL ESTUDIO

Tabla 57. Propiedades del estudio del bogie (AEF).

Concepto	Propiedad
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla	Malla sólida
Opciones de unión rígida incompatibles	Automática
Gran desplazamiento	Desactivar (Lineal)
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Desactivar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar

## INFORMACIÓN DE LA MALLA

Tabla 58. Información de la malla del bogie (AEF).

Concepto	Propiedades
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Tamaño máximo de elemento	20.3736 mm
Tamaño mínimo del elemento	4.07472 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

### Detalles:

Número total de nodos	158949
Número total de elementos	97824
Cociente máximo de aspecto	240.22
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	78.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	1.96
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0

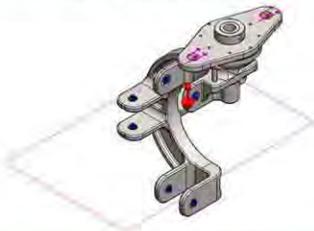
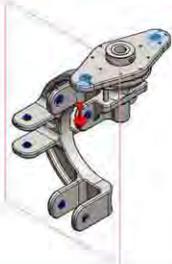


Fig. 114. Malla para el análisis de elemento finito del bogie (AEF). (Elaboración propia)

**CARGAS Y SUJECIONES**

Para simular el impacto a partir de un análisis estático y sin interacción con otros elementos del vehículo (como el chasis), las ruedas se asumen fijas mientras la fuerza del impacto se aplica sobre el soporte A. Probablemente esta suposición representa una situación más severa que la que se experimentaría en la realidad, pues asume que los cuatro bogies resistirán la fuerza total del impacto con las ruedas fijas (empotradas); en la realidad parte de esta energía será disipada por la deformación del chasis y vehículo.

Para el análisis, la fuerza se aplica en los orificios para los tornillos del soporte A, mientras las ruedas se fijan mediante sujeciones tipo rodamiento, las cuales permiten giros sobre su eje y desplazamientos únicamente en dirección axial (Fig. 115).

Nombre de carga	Imagen de Carga	Detalles de carga	
Gravedad		Referencia:	Planta
		Valores:	0 0 -9.81
		Unidades:	SI
Fuerza - Impacto		Entidades:	2 cara(s), 1 plano(s)
		Referencia:	Alzado
		Tipo:	Aplicar fuerza
		Valores:	0, 0, -15261.70 N

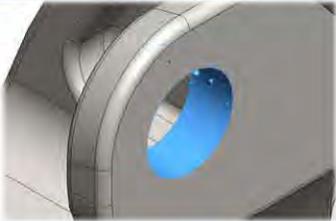
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo - Rodamiento		Entidades: Tipo: 6 cara(s) Rodamiento

Fig. 115. Cargas y sujeciones del bogie (AEF). (Elaboración propia)

CONTACTOS

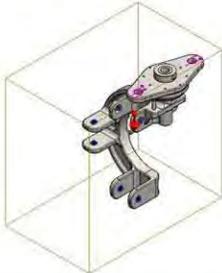
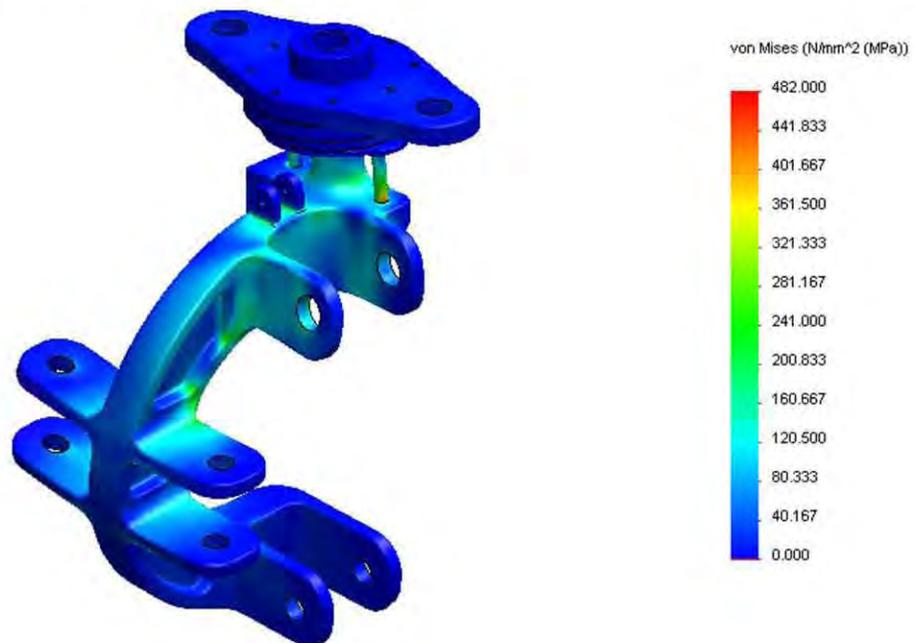
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		Tipo: Componentes: Opciones: Unión rígida componente(s) Mallado compatible

Fig. 116. Contactos del bogie (AEF). (Elaboración propia)

RESULTADOS

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones globales	Tensión de von Mises	0.00848122 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 34574	436.605 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 47173

Nombre de modelo: Ensamblaje\_BogieV2  
 Nombre de estudio: Estudio 1  
 Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1  
 Escala de deformación: 31.5396



Nombre de modelo: Ensamblaje\_BogieV2  
 Nombre de estudio: Estudio 1  
 Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1  
 Escala de deformación: 31.5396

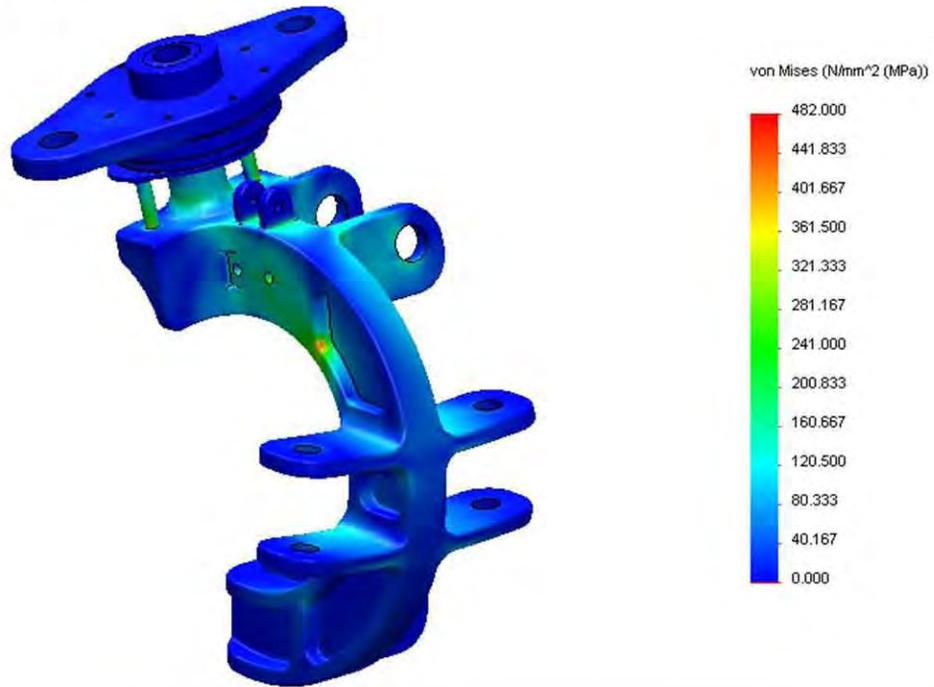


Fig. 117. Tensiones globales del bogie (AEF). (Elaboración propia)

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos	Desplazamiento resultante	0.000227422 mm Nodo: 69156	1.28235 mm Nodo: 138228

Nombre de modelo: Ensamblaje\_BogieV2  
 Nombre de estudio: Estudio 1  
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1  
 Escala de deformación: 31.5396

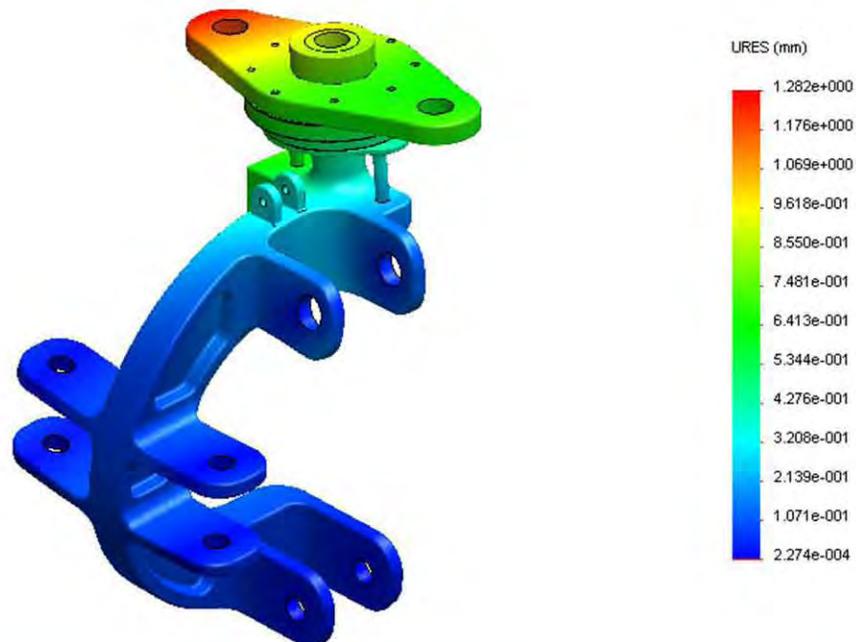


Fig. 118. Desplazamientos del bogie (AEF). (Elaboración propia)

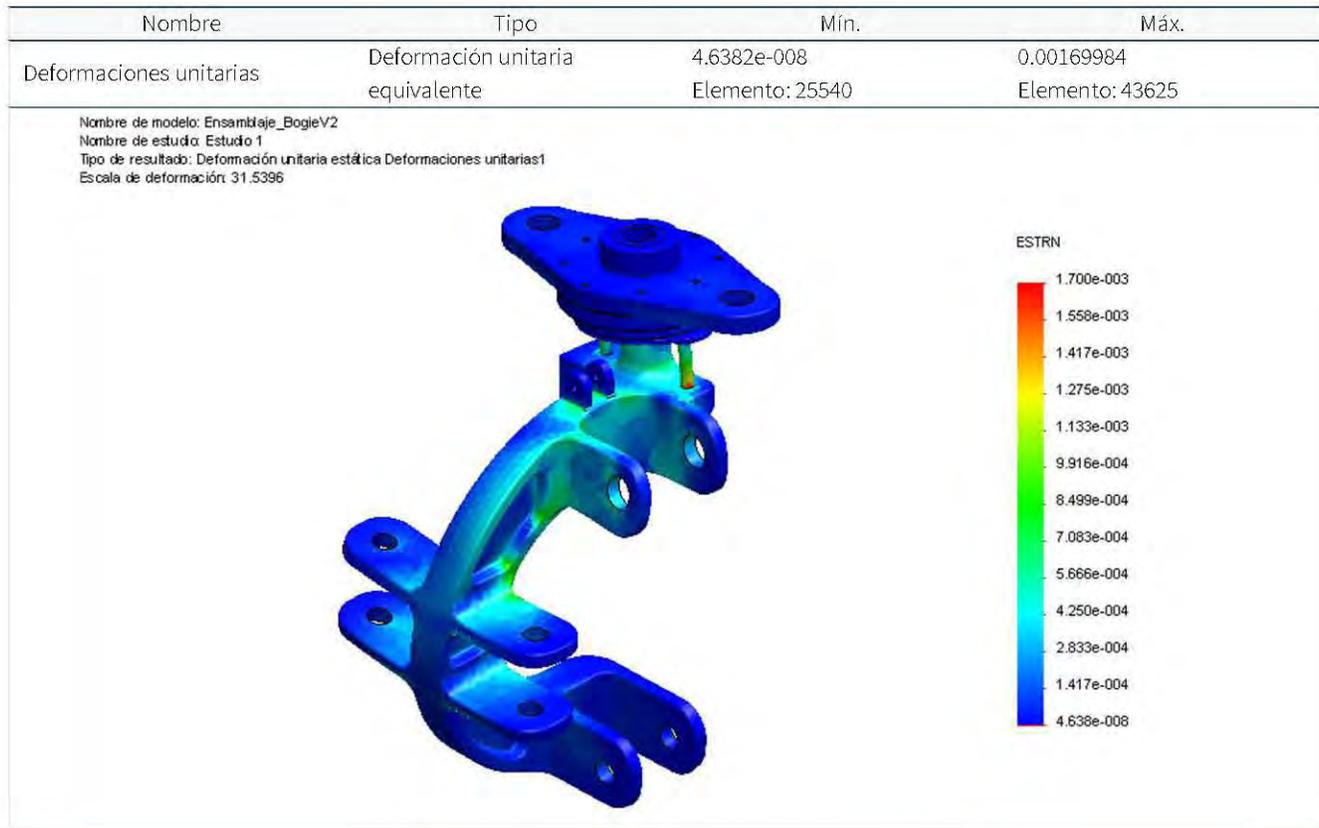
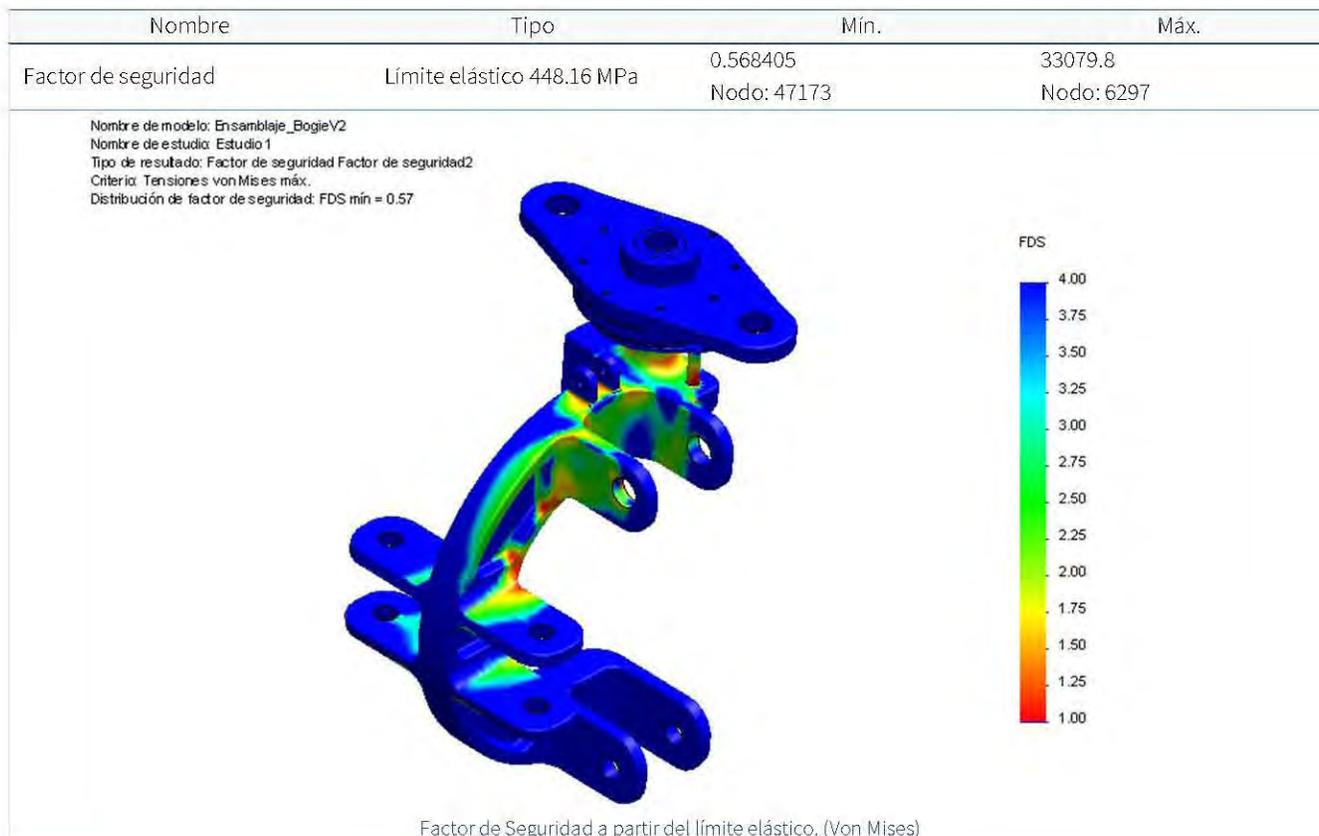
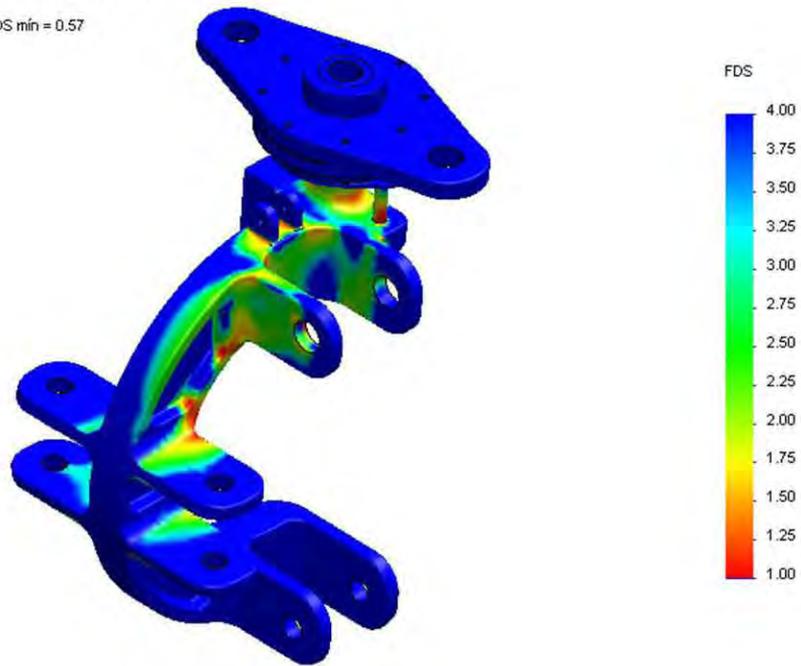


Fig. 119. Deformaciones unitarias del bogie (AEF). (Elaboración propia)



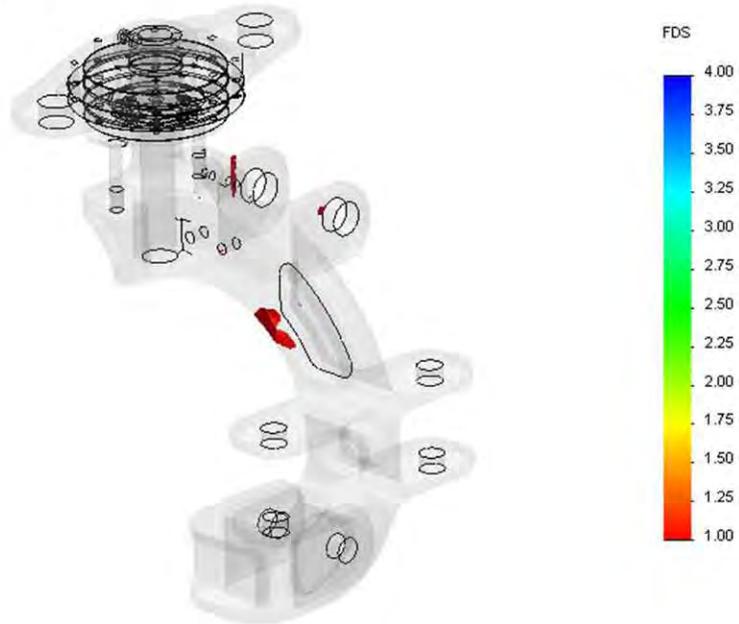
Factor de Seguridad a partir del límite elástico. (Von Mises)

Nombre de modelo: Ensamblaje\_BogieV2  
 Nombre de estudio: Estudio1  
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad2  
 Criterio: Tensiones von Mises máx.  
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0.57



Factor de Seguridad a partir del límite elástico. (Von Mises)

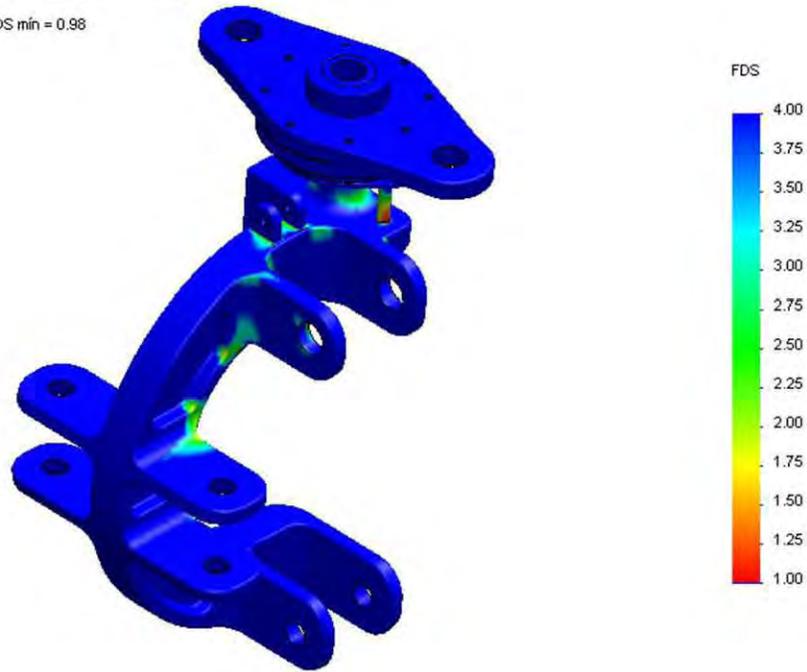
Nombre de modelo: Ensamblaje\_BogieV2  
 Nombre de estudio: Estudio1  
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Copiar[ 2 ] Factor de seguridad2  
 Criterio: Tensiones von Mises máx.  
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0.57



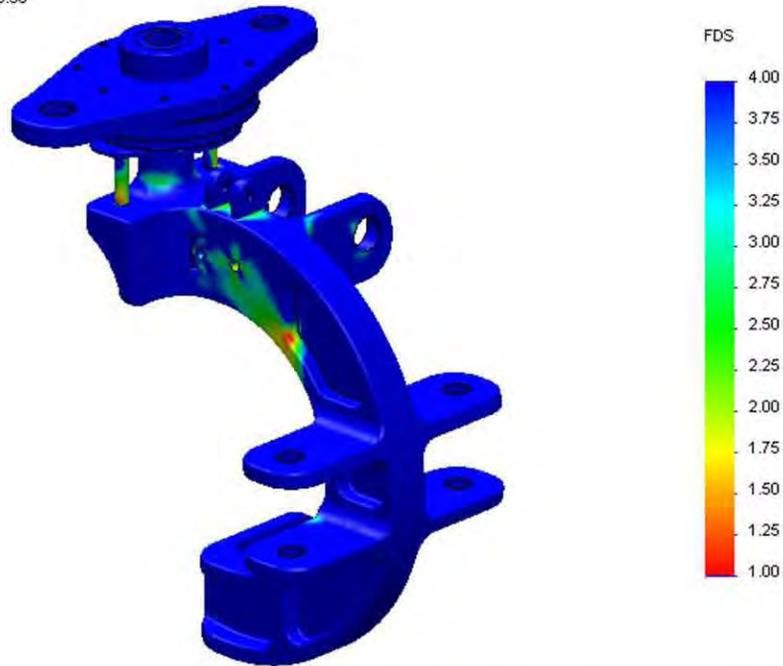
Áreas menores a FS 1.0, con deformación plástica. (Von Mises)

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Límite ruptura 482.54 MPa	0.977318 Nodo: 152877	47142.5 Nodo: 34574

Nombre de modelo: Ensamblaje\_BogieV2  
 Nombre de estudio: Estudio 1  
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Copiar[ 1 ] Factor de seguridad2  
 Criterio: Tensiones von Mises máx.  
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0.98



Nombre de modelo: Ensamblaje\_BogieV2  
 Nombre de estudio: Estudio 1  
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Copiar[ 1 ] Factor de seguridad2  
 Criterio: Tensiones von Mises máx.  
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0.98



Factor de seguridad a partir del límite de ruptura.

Fig. 120. Factor de seguridad del bogie (AEF). (Elaboración propia)

## CONCLUSIONES DEL ESTUDIO

El bogie satisface los requerimientos planteados de seguridad, resistiendo las fuerzas estimadas para un impacto frontal a 60 [km/h]. Se puede apreciar que los esfuerzos del soporte principal se concentran en la parte superior, cercana a la articulación y en los orificios y soportes para las ruedas. En esta zona se encuentra un máximo de 412.453 [MPa], equivalente a un factor de seguridad de 1.17 sobre el límite de fractura (Fig. 117).

Existe un punto en el soporte B, donde se encuentra el esfuerzo máximo del todo el ensamble analizado, con un valor de 436.605 [MPa]. En este punto existiría fractura de la pieza, ya que el límite de tracción para el acero AISI 1020 es de 420.50 [MPa]. Esta fractura se considera despreciable para la seguridad del bogie pues el tubo central del soporte principal proporciona la rigidez estructural.

Las deformaciones unitarias son muy pequeñas (mínimo 0.00169984), pues hay muy poca deformación de las piezas, con lo que se prueba que la elección de un análisis lineal es correcto (Fig. 119).

Nombre de modelo: Ensamblaje\_BogieV2  
 Nombre de estudio: Estudio 1  
 Tipo de resultado: Percepción del diseño Percepción del diseño2  
 Volumen de elemento = 33.69 %



Fig. 121. Percepción del diseño del bogie. (Elaboración propia)

La imagen anterior muestra las áreas de mayor concentración de esfuerzos (Fig. 121). Se puede notar que la mitad inferior está subutilizada, pero una reducción de material en esa zona solo sería conveniente realizarla después de un análisis más detallado, que incorpore una simulación dinámica de un impacto, con otros elementos de gran importancia como el chasis.

## ENSAMBLE COMPLETO

El ensamble completo del *bogie* es una unidad independiente que se une al chasis vía tornillos M20. Estos proporcionan una resistencia adecuada en caso de una colisión, además de permitir desmontar el bogie del chasis con mucha facilidad.

## Esfuerzo cortante teórico en el tornillo

Como consideración de seguridad se calcula que toda la fuerza del impacto la soporte un solo tornillo. Utilizando la ecuación para calcular el esfuerzo cortante promedio:

$$A_{\text{tornillo}} := \text{Pi} \cdot \left( \frac{0.020}{2} \right)^2; \quad 3.31$$

$$A_{\text{tornillo}} := 0.0001000000000\pi$$

$$\tau_{\text{promedio}} := \text{evalf} \left( \frac{15261.70}{A_{\text{tornillo}}} \right); \quad 3.32$$

$$\tau_{\text{promedio}} := 4.857949989 \cdot 10^7$$

El esfuerzo cortante promedio es 48.57 [MPa]. Para un acero AISI 1020 representa un factor de seguridad sobre el de tracción de 8.65. Hay que tomar en cuenta que no se puede suponer que el esfuerzo cortante sea uniforme a través de todo el tornillo. El valor máximo en el tornillo puede ser muy superior al promedio, por lo que utilizar un margen de seguridad holgado es correcto.

El ensamble se replica para el lado izquierdo únicamente invirtiendo la geometría del soporte principal (en espejo). Todas las demás piezas fueron diseñadas para que se puedan utilizar indistintamente en el lado izquierdo o derecho, facilitando y abaratando la manufactura.



Fig. 122. Render del ensamble completo del bogie. (Elaboración propia)



Fig. 123. Varias vistas del ensamble completo del bogie. (Elaboración propia)

Se buscó que el centro de masa estuviese ubicado al centro de la rueda metálica. Desgraciadamente lograr ubicar el centro de masa en esa posición, implica desplazar el eje de giro del bogie (articulación) hacia el interior del vehículo, con la consecuencia de crear mayores solicitaciones estructurales en el soporte principal. La posición obtenida es un buen balance entre los dos casos (Fig. 124).

#### PROPIEDADES FÍSICAS DEL BOGIE

---

- Masa = 11.7776 kilogramos
- Volumen = 0.0018 metros cúbicos
- Área de superficie = 0.4438 metros cuadrados

Centro de masa:

- $X = -0.0128$  [m]
- $Y = 0.0702$  [m]
- $Z = -0.0484$  [m]

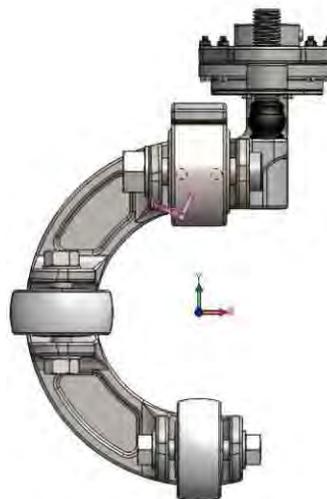


Fig. 124. Centro de masa (ejes rosas) del ensamblaje bogie. (Elaboración propia)

## LISTA DE PIEZAS

A continuación se enlistan todas las piezas del ensamblaje (Tabla 59), detallando su material, el proceso de manufactura propuesto y la cantidad:

Tabla 59. Lista de piezas para el componente bogie.

Nombre pieza	Manufactura	Material	Cantidad
Soporte principal	Fundición acero, mecanizado	Acero al carbón fundido	1
Eje secundario (SPO_75_15K)	Mecanizado: corte, cuerda M14	Acero AISI 1020	3
Eje principal (SVS_80_20K)	Mecanizado: corte, cuerda M20	Acero AISI 1020	1
Conector actuador-zapata	Mecanizado: torno y fresado	Acero AISI 1020	1
Pastilla zapata freno	-	-	1
Soporte A	Mecanizado: torno y fresado	Acero AISI 1020	1
Soporte B	Mecanizado: torno y fresado	Acero AISI 1020	1
Zapata freno	Mecanizado: torno y fresado	Acero AISI 1020	1
Actuador hidráulico No. 6297K13	Pieza comercial	-	1
Arandela gruesa NO. 10, 1/2" de OD	Pieza comercial	Acero	2
Arandela M14 tamaño de tornillo, 28 mm OD, DIN 125	Pieza comercial	Acero Zinc-Plated clase 4	6
Arandela M20, 37mm OD, DIN 125	Pieza comercial	Acero Zinc-Plated clase 4	1
Arandela M4 Tamaño de tornillo, 9 mm OD, DIN 125	Pieza comercial	Acero inox. 18-8	8
Blickle SPO_75_15K	Pieza comercial	Poliamida de alta calidad	3
Blickle SVS_80_20K	Pieza comercial	Acero	1
Igus Inc No. PRT-01-30	Pieza comercial	-	1
Plastic Compression Spring No. 9732K12	Pieza comercial	Elastómero basado en poliéster	2
Shaft Collar, 30 mm de diámetro	Pieza comercial	Acero	1
Soporte actuador No. 6297K31	Pieza comercial	Acero	1
Tornillo Phillips, 10-24, 1-1/4" longitud	Pieza comercial	Acero inox. 18-8	1
Tornillo Phillips, 10-24, 7/8" longitud	Pieza comercial	Acero inox. 18-8	1
Tornillo, cabeza Hex, M4, 30 mm longitud, 0,7 mm paso	Pieza comercial	Acero Zinc-Plated Clase 8,8	12
Tornillo, cabeza Hex, 1/4"-20, 1-1/8" longitud	Pieza comercial	Acero clase 8	2
Tornillo, cabeza Socket, M20, 40 mm longitud, paso 2.5 mm	Pieza comercial	Acero aleado clase 12.9	2
Tuerca Hex, 1/2"-20, 3/4" de ancho, 3/16" altura	Pieza comercial	Acero	2

Tuerca Hex, 10-24, 3/8" de ancho, 1/8" altura	Pieza comercial	Acero de maquinaria	2
Tuerca Hex, M14, paso de 2 mm, 22 mm W, 11 mm H	Pieza comercial	Acero clase 8	6
Tuerca Hex, M20, paso 2.5 mm, 30 mm W, 16mm H	Pieza comercial	Acero clase 8	1
Tuerca Hex, M4, 0.7 mm paso, 7mm W, 3.2 mm H DIN 934	Pieza comercial	Acero clase 8	8
TOTAL			74



Fig. 125. Imágenes de la vista explosiva del *bogie*, ilustrando su proceso de ensamble esquemático. Fuente: Elaboración propia



**COMPONENTE: RUEDA MOTRIZ**

En el diseño conceptual plantea utilizar una rueda neumática que actúa sobre un riel plano al centro de los rieles tubulares. Para incrementar la eficiencia de este componente, se emplea una suspensión con amortiguador y resorte helicoidal. Este diseño provee de buena tracción al neumático, especialmente durante los cambios de pendiente, logrando que la rueda siempre tenga una buena huella de adherencia en el riel central. La transmisión de potencia desde el motor eléctrico a la rueda es usando cadena y piñón (*sprocket*).

Otra importante ventaja de incorporar esta suspensión es que proporciona una buena protección a los componentes del tren motriz en caso de que el neumático ruede sobre alguna imperfección o contaminación en el riel<sup>33</sup>. De esta forma el amortiguador absorberá el impacto sin dañar los componentes mecánicos.

Tabla 60. Ficha de descripción del sistema de la rueda neumática.

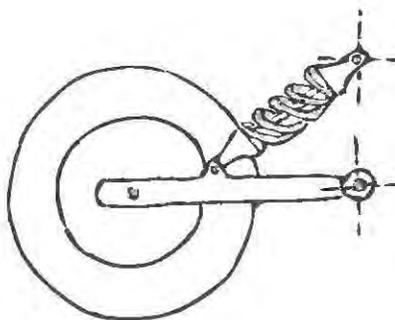
Concepto	Descripción
Función de la parte	Tracción y frenado del vehículo.
Requerimientos principales	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Buena tracción mecánica en la aceleración y frenado.</li> <li>→ Frenado de 60 a 0 km/h en una distancia estándar para un vehículo de pasajeros.</li> <li>→ Resistencia estructural a la fatiga.</li> <li>→ Protección a los componentes mecánicos.</li> </ul>
Opciones de solución generadas (Fig. 126)	<p>Todas las opciones contemplan un brazo articulado en un extremo al chasis y en el otro, recibe la rueda neumática. Se revisaron cuatro propuestas con diferentes esquemas de acomodo:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>→ Doble amortiguador a cada lado de la rueda</li> <li>→ Un amortiguador al centro</li> <li>→ Mecanismo de cuatro barras, amortiguador al centro de la barra</li> <li>→ Mecanismo de cuatro barras, amortiguador en un extremo de la barra.</li> </ul>

**OPCIONES DE SOLUCIÓN GENERADAS**

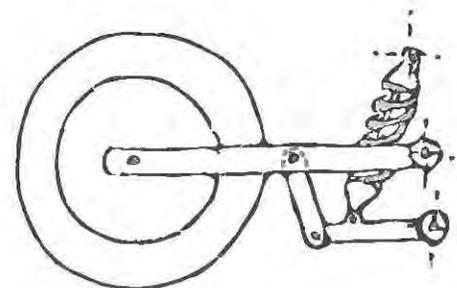
El objetivo de diseño es tener una suspensión con buenas prestaciones dinámicas, que ocupe el menor espacio posible. Además el acomodo de las piezas debe permite que el anclaje de la suspensión se ubique debajo de los asientos junto con el motor eléctrico y diversos sistemas. Utilizar esta distribución logra que la longitud final del vehículo se reduzca en gran medida y baja el centro de gravedad para generar menos esfuerzos en los bogies.

En las siguientes imágenes se muestra la evolución de las propuestas de diseño:

1



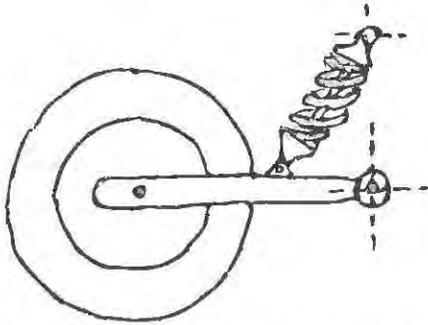
3



<sup>33</sup> Es mucho más probable que exista contaminación en el riel plano que en el riel circular del bogie.

1) Dos amortiguadores ubicados a cada lado del neumático. Esta propuesta se desechó por la necesidad de tener doble amortiguador, además la dirección de la fuerza resultante en la junta del amortiguador provoca esfuerzos de flexión sobre éste. La dirección de la fuerza debe ser similar a la orientación del amortiguador.

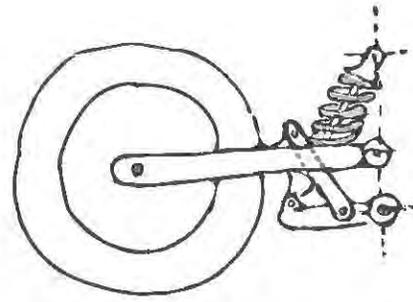
2



2) Un amortiguador ubicado al centro del brazo principal. Mejora la dirección de la fuerza en la junta del amortiguador y desecha la idea de usar dos amortiguadores. En consecuencia, la suspensión crece horizontal y verticalmente.

3) Mecanismo de cuatro barras, con amortiguador central. Mejora la dirección de la fuerza en la junta del amortiguador y disminuye la longitud vertical. Sin embargo incrementa la longitud horizontal.

4



4) Solución final, es una variante de la opción 3. Mantiene las ventajas de las otras soluciones además de reducir el espacio necesario, tanto vertical como horizontal.

Fig. 126. Croquis de la evolución del diseño conceptual de la suspensión. (Elaboración propia)

El diseño final de la suspensión está pensado como un mecanismo de cuatro barras, formado por tres barras móviles y una cuarta barra fija imaginaria que une los dos puntos de anclaje de la suspensión al chasis. Las barras se numeran de la siguiente manera:

- Eslabón A: Barra superior y principal. En uno de sus extremos se ubica el eje de la rueda neumática, en el otro se ancla al chasis.
- Eslabón B: Barra que une a los eslabones A y C.
- Eslabón C: Barra inferior (aprox. paralela a el eslabón A). En un extremo está articulada con el chasis, en el otro extremo se articula con el eslabón B.
- Eslabón D: Barra imaginaria que vincula la unión con el chasis del eslabón A con la unión del eslabón C al chasis.
- El amortiguador y resorte helicoidal se articula en un extremo al chasis y en el otro, a un buje del eslabón C.

## SELECCIÓN DE MATERIALES

La selección de materiales en el diseño conceptual del capítulo II, nos orienta a buscar candidatos dentro de los aceros y aluminios. De acuerdo al tipo de piezas diseñadas, el proceso manufactura sugerido será el mecanizado a partir de una barra de metal. Con este propósito, se analizan metales para procesos de mecanizado comunes comercialmente (en barra cuadrada) (Tabla 61):

Tabla 61. Propiedades de los materiales para los eslabones de la suspensión. Propiedades mecánicas: (MatWeb, LLC, 2013), precios: (OnlineMetals.com, 2013)

Material	Tensión máxima [MPa]	Lím. de Fluencia [MPa]	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Precio [USD/Kg]
AISI 1020	420	350	7870	\$ 6.14
AISI 1045	585	515	7870	\$ 7.65
ASTM A36	400	250	7860	\$ 4.88
Aluminio 2024-T351	425	310	2780	\$ 21.98
Aluminio 6061-T651	310	276	2700	\$ 11.02
Óptimo	585	515	2700	\$ 4.88

Se utilizará una matriz de decisión con el método de G. Pahl y W. Beitz para la selección de materiales. El límite de fluencia se pondera con mayor importancia pues es un componente que siempre trabajará dentro este límite y su fractura en un impacto (límite tensión máxima) no es relevante ya que no es un elemento de seguridad. Los demás criterios se valoran con la misma ponderación (Tabla 62).

Tabla 62. Criterios de evaluación para la selección de material y su factor de peso  $W_1$  para los eslabones de la suspensión.

Criterios de evaluación	Factor de peso $W_1$
Resistencia máx.	0.167
Lim. fluencia máx.	0.50
Bajo peso	0.167
Bajo costo	0.167

La Tabla 63 representa la valuación de los materiales. El método de calificación se repite de los casos anteriores.

Tabla 63. Valuación de los materiales para los eslabones de la suspensión, factor  $W_2$ .

Material	Resistencia máx.	Lim. fluencia máx.	Bajo peso	Bajo costo
AISI 1020	2.8	2.7	1.0	3.1
AISI 1045	4.0	4.0	1.4	2.5
ASTM A36	2.7	1.9	0.8	4.0
Aluminio 2024-T351	2.9	2.4	2.7	0.8
Aluminio 6061-T6511	2.1	2.1	2.2	1.7

El resultado de la selección de materiales (Tabla 64) se obtiene multiplicando el factor  $W_1$  por  $W_2$

Tabla 64. Matriz de evaluación resultante mediante el método G. Pahl y W. Beitz para la selección del material de la suspensión.

Criterio	$W_1$	AISI 1020		AISI 1045		ASTM A36		Aluminio 2024-T351		Aluminio 6061-T6511	
		$w_2$	$w_1 w_2$	$w_2$	$w_1 w_2$	$w_2$	$w_1 w_2$	$w_2$	$w_1 w_2$	$w_2$	$w_1 w_2$
Max. tensión	0.167	2.80	0.47	4.00	0.67	2.70	0.45	2.90	0.48	2.10	0.35
Max. fluencia	0.50	2.70	1.35	4.00	2.00	1.90	0.95	2.40	1.20	2.10	1.05
Bajo peso	0.167	1.00	0.17	1.40	0.23	0.80	0.13	2.70	0.45	2.20	0.37
Bajo costo	0.167	3.10	0.52	2.50	0.42	4.00	0.67	0.80	0.13	1.70	0.28
Total	1.0		2.50		3.32		2.20		2.27		2.05

El material con mejor calificación es el acero AISI 1045 seguido por el Acero AISI 1020. Como primera opción se utilizará el acero AISI 1020, pues es un material más habitual, más barato y con mejor propiedades para maquinado y soldadura. Si se requiere incrementar la resistencia de la pieza se utilizará acero AISI 1045.

## PIEZAS PRINCIPALES

### RUEDA NEUMÁTICA

La selección de la rueda neumática está pensada con dos objetivos. El primero es seleccionar un tamaño de rin estandarizado, asegurando que exista una variedad de empresas que manufacturen neumáticos adecuados a su tamaño. Como segundo objetivo, la rueda debe ser ligera y de radio reducido para poderse alojar detrás del habitáculo.

Se usa la medida estándar 4.00-8, normalmente utilizada en motonetas y diversos vehículos utilitarios pequeños. Este tipo de neumático provee la capacidad de carga y velocidad máxima adecuada para las condiciones de operación (sobre todo los neumáticos para motonetas), además de ser fabricada por una diversidad de empresas en múltiples especificaciones y características.

Para el vehículo THE Puma se propone utilizar la rueda PA402/4 fabricada por Blickle GmbH, que se vende con el rin incluido (Fig. 127).



Fabricante: Blickle GmbH

Pieza: PA 402/4

- Banda de rodadura: Rueda neumática con cámara, máxima comodidad de marcha, extremadamente respetuosa con el suelo.
- Núcleo: Núcleo de chapa de acero, con agujero central, perforaciones para tornillos y hendiduras para bolas para montaje en bridas convencionales, lacado. Banda de rodadura montada sobre el núcleo.

Ø círculo/aguj.	100	mm
Ø aguj. central	60	mm
Capacidad de carga	250	kg
Medida de rueda	4.00-8	
Ancho rueda	100	mm
Ø rueda	400	mm
Peso por unidad	2.95	kg
Resistente a temperaturas desde	30	°C
Resistente a temperaturas hasta	50	°C

Fig. 127. Rueda neumática seleccionada para el vehículo. (Blickle Räder+ Rollen GmbH, 2013)

## ESLABONES

Los eslabones están articulados con cojinetes de deslizamiento. En cada articulación se inserta un buje (fijo con un ajuste de interferencia) y dentro de este se aloja un cojinete libre (*sleeve bearing*). Finalmente un tornillo cruza por el interior del cojinete y une las otras piezas de la articulación. La longitud del cojinete está diseñada para que el tornillo apriete al cojinete y no al eslabón (donde se aloja el buje), así la articulación ocurre entre el buje y el cojinete (Fig. 128).

Los bujes y cojinetes son piezas comerciales distribuidas por el fabricante McMaster. Están fabricadas en acero endurecido con una dureza Rockwell C61-C65, para obtener un bajo coeficiente de fricción y poco desgaste.



Fig. 128. Articulaciones en los eslabones de la suspensión. (Elaboración propia)

A continuación se muestran los ensambles de cada eslabón y sus dimensiones generales (Fig. 129 a Fig. 132). El diseño de los eslabones está basado en el análisis cinemático realizado, las longitudes usadas en dicho análisis se mantienen para no cambiar las propiedades cinemáticas analizadas.



Fig. 129. Render de los eslabones de la suspensión. (Elaboración propia)

Dimensiones generales del ensamble que compone al eslabón A:

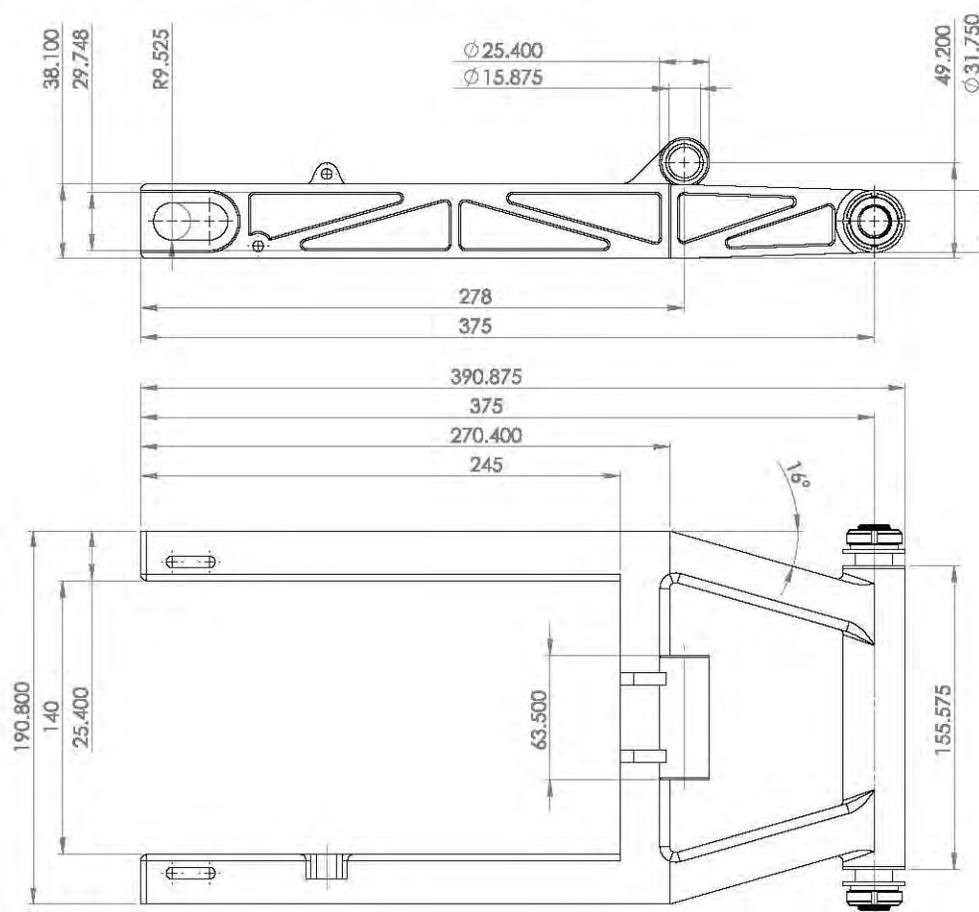


Fig. 130. Dimensiones generales del eslabón A. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia)

Dimensiones generales del ensamble que compone al eslabón B:

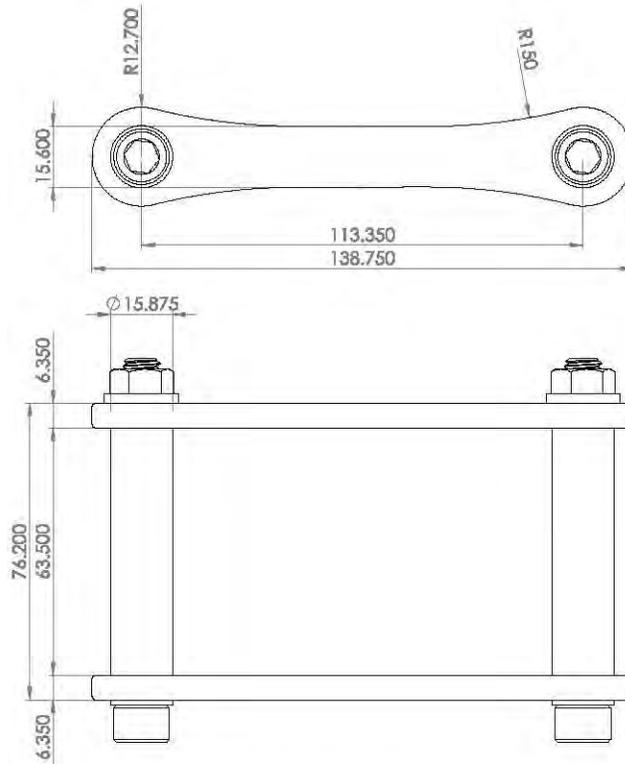


Fig. 131. Dimensiones generales del eslabón B. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia)

Dimensiones generales del ensamble que compone al eslabón C:

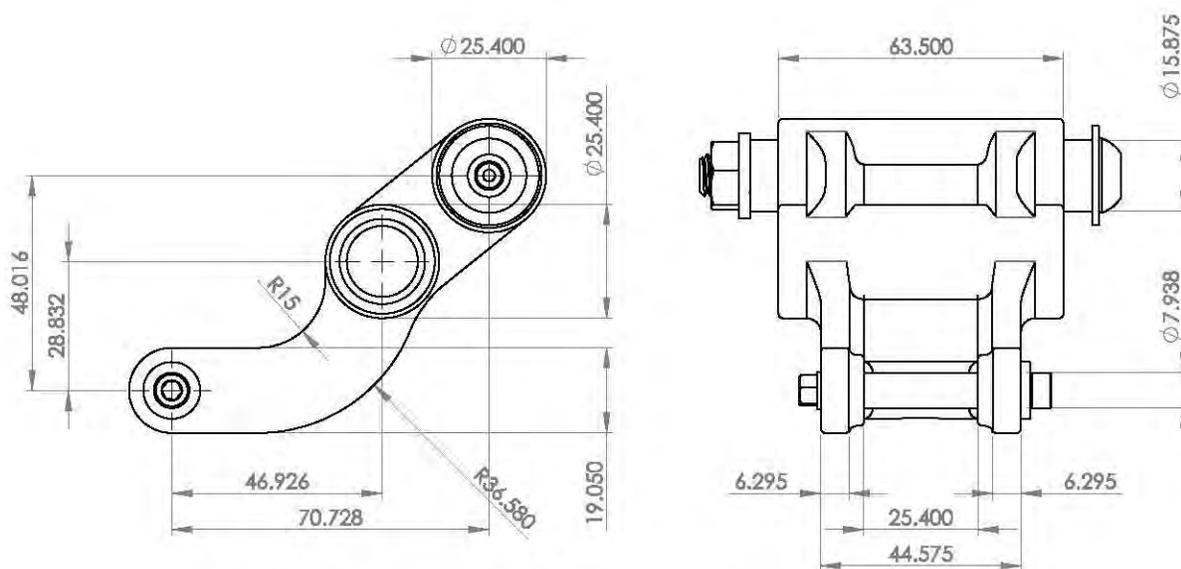


Fig. 132. Dimensiones generales del eslabón C. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia)

### MASA (SOPORTE DE LA RUEDA NEUMÁTICA)

La masa es el elemento que sostiene a la rueda neumática, el sprocket y el disco de freno. El diseño de la masa parte de un tubo, donde se le anexan dos placas de 6.35 [mm] de espesor, maquinadas con la geometría adecuada para recibir los tornillos del rin y el sprocket.

La masa va montada sobre rodamientos para permitir que la rueda neumática gire libremente. Los rodamientos se fijan a la masa con un ajuste de presión. En el interior de los rodamientos se introduce el eje principal (fijo al eslabón A). La masa se sujeta al eje con dos tornillos de fijación ubicados en cada rodamiento (Fig. 133).

Se propone usar el rodamiento McMaster 7610 de bolas de acero, ideal para altas velocidades y cargas elevadas y que cuenta con los tornillos de fijación.

Numero	Eje	OD	Rodamiento	Carga Din. Lbs.	Max RPM.
7610	3/4"	1 3/4"	5/8"	2595	6000



Masa con orificios para sujetar rin y sprocket mediante tuercas y tonillos.



Rodamientos ensamblados a la masa mediante ajuste de interferencia.



Rodamientos con tornillo de ajuste para sujetarse la masa al eje.

Fig. 133. Detalle de la masa de la suspensión. (Elaboración propia)

Se puede apreciar en las figuras anteriores que el lado izquierdo de la masa esta aligerado para conseguir que el centro de masa longitudinal se ubique al centro de la rueda neumática. A su vez las placas de acero están diseñadas para ubicar el centro de masa en el eje de rotación de la rueda y así tener un movimiento balanceado y libre de vibraciones.

### AMORTIGUADOR

La gama de amortiguadores que puede recibir la suspensión es normalmente utilizada en motonetas y pequeñas motocicletas. La selección definitiva del amortiguador depende de un análisis dinámico de la suspensión en conjunto con los bogies y su interacción con la vía. Aun así se calculan los requerimientos básicos que debe tener el amortiguador (Tabla 65).

Tabla 65. Requerimientos para el amortiguador.

Requerimiento	Cantidad
Longitud extendido	174.68[mm] (6 7/8 [in])
Longitud comprimido	134.93 [mm] (5 1/3 [in])
Recorrido	39.75 [mm]
Ancho máximo	50 [mm]
Constante del resorte <sup>34</sup>	160 [N/mm]



Fig. 134. Detalle del resorte-amortiguador. (Elaboración propia)

La constante de un resorte helicoidal puede ser calculada por una simple ecuación algebraica:

$$k = \frac{d^4 G}{8ND^3} \quad 3.33$$

Donde **d** es el diámetro del alambre, **G** es el módulo cortante del resorte (80 GPa para el acero), **N** el número de vueltas y **D** es el diámetro del resorte. El resorte diseñado en la Fig. 134, tiene las siguientes características:

$$k = \frac{(9.44 \times 10^{-3})^4 \cdot 80 \times 10^9}{8 \cdot 7 \cdot (41.38 \times 10^{-3})^3} = 160000 \left[ \frac{N}{m} \right] \quad 3.34$$

→ Resorte con diámetro de  $1\frac{2}{3}$  [in], alambre con diámetro de  $\frac{3}{8}$  [in] y 7 vueltas.

Existen empresas que manufacturan amortiguadores con los requerimientos anteriores, aunque normalmente se venden con resortes de menor capacidad. Se tendrá que solicitar al fabricante dicha especificación de resorte para cumplir con las sollicitaciones del vehículo THE Puma.

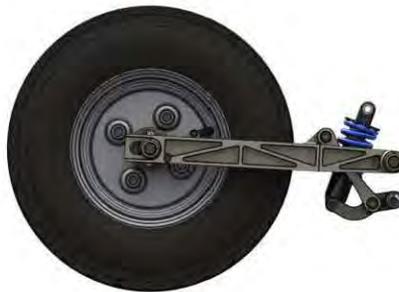
<sup>34</sup> La constante se estima utilizando la fuerza resultante del análisis de elemento finito 5118.57 [N], dividida entre la distancia que se comprime el resorte 32.13 [mm] de su posición máxima hasta la posición horizontal estudiada en el análisis de elemento finito. Ecuación de resorte lineal:  $F = -kx$

MOVIMIENTO DE LA SUSPENSIÓN

La suspensión está diseñada para tener un rango de operación de 20°. La rueda puede desplazarse 7° hacia arriba y 13° hacia abajo, ambos medidos a partir de la posición horizontal. La posición habitual durante la operación estará ubicada aproximadamente en 5° hacia abajo, para permitir un rango de desplazamiento igual en ambas direcciones. Las imágenes a continuación ilustran el rango de movimiento de la suspensión (Fig. 135).



Posición: -7°



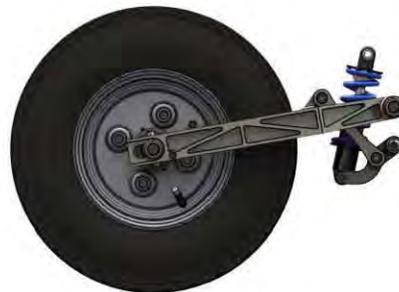
Posición: -3°



Posición: +1°



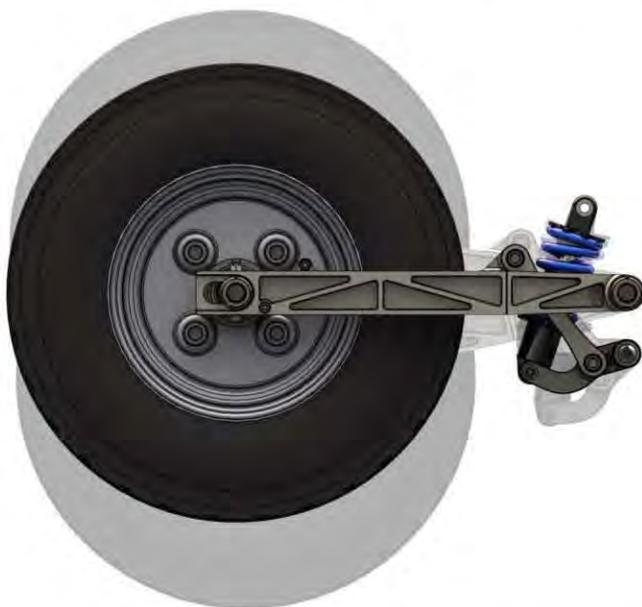
Posición: +5°



Posición: +9°



Posición: +13°



Recorrido de la suspensión

Recorrido total: 119.92 [mm]  
 Altura max (-7°): 156.56 [mm] \*  
 Altura min (+13°): 276.48 [mm] \*

\* Distancia vertical medida desde la articulación principal al punto de contacto del neumático con el riel.

Fig. 135. Rango de movimiento de la suspensión. De +13° a -7° a partir de la horizontal. (Elaboración propia)

## SISTEMA FRENO

El sistema de frenado emplea un disco y un caliper (mordaza). El disco de freno va ensamblado de manera conjunta con la masa de la rueda y el caliper está fijo en el brazo de la suspensión. De este modo, al accionarse los pistones del caliper, se presiona el disco, frenando la rueda neumática (Fig. 136).

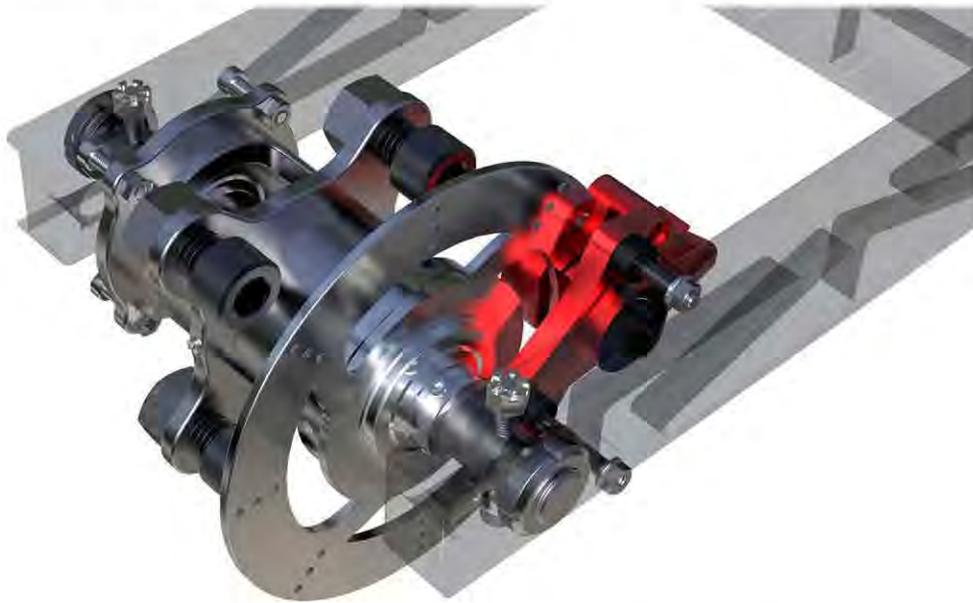


Fig. 136. Sistema de freno de disco y mordaza. (Elaboración propia)

El sistema de freno propuesto emplea un caliper para motocicletas ligeras o motonetas. Los puntos de anclaje del caliper en el diseño del eslabón A, mostrados en la Fig. 136, son estándares para calipers usados en las aplicaciones antes mencionadas. A continuación se hace la estimación de presión que debe suministrar la pinza del caliper:

## Desarrollo:

La máxima capacidad de frenado que puede ejercer la rueda neumática, se presenta en el frenado estándar en 87.9875 [m], requiriendo un par de oposición de 171.142 [Nm] para frenar el vehículo (del análisis de restricciones del capítulo II). Se calcula un 125% sobre el par de frenado como margen de seguridad para el sistema.

$$M_{brake} := (Ec_{20} \cdot 1.25) \cdot r_{neumatico} \quad M_{brake} := 213.928 \quad 3.35$$

De acuerdo al libro de diseño de frenos "Brake Design and Safety" (Limpert, 1999), primero se calcula el radio efectivo del disco con la siguiente relación:

$$R_e = \frac{R_{ext} + R_{int}}{4} \quad 3.36$$

$$R_e := \frac{.139 + .1}{4}; \quad R_e := 0.0597500 \quad 3.37$$

Posteriormente, la fuerza necesaria en la pinza del caliper se calcula con la siguiente ecuación. Utilizando un caliper de dos pistones (uno de cada lado del disco) y un coeficiente de freno entre el disco y la pinza de 0.45<sup>35</sup>

$$F_{Pinza} = \frac{M_{brake}}{N_{Pistones} \cdot C_{Fricción} \cdot R_e} \quad 3.38$$

$$F_{caliper} := \frac{M_{brake}}{R_e \cdot 0.45 \cdot 2} \quad 3.39$$

$$F_{caliper} := 3978.20$$

Finalmente se calcula la presión necesaria en el sistema, considerando un pistón con un diámetro de 1 pulgada.

$$P_{caliper} := \text{evalf}\left(\frac{F_{caliper}}{\text{Pi} \cdot \left(\frac{25.4}{2}\right)^2}\right); \quad 3.40$$

$$P_{caliper} := 7.85108$$

De acuerdo al análisis anterior, un caliper que proporcione un presión mayor o igual a 7.85 [MPa] será suficiente para frenar el vehículo en la distancia requerida. Esta presión es también común en calipers de estas dimensiones.

## CADENA Y SPROCKET

Una cadena de transmisión transfiere la potencia del motor eléctrico a la rueda neumática. Se seleccionó un tamaño estandarizado para la cadena y sprocket. Utilizar el estándar ANSI B29.1 permite cambiar fácilmente la relación de engranaje entre el motor y la rueda, al tener una variedad de piezas comerciales disponibles.

Dependiendo de la motorización seleccionada, la masa está diseñada para recibir cualquiera de las siguientes medidas (Tabla 66):

Tabla 66. Estándar ANSI B29.1-2011 para cadenas de transmisión. (Tsubakimoto Chain Co., 1995-2006)

Tamaño	Paso	Resistencia a la tracción	Ancho (in)
40	0.500 in (12.70 mm)	3,125 lb (1,417 kg)	5/16
50	0.625 in (15.88 mm)	4,880 lb (2,210 kg)	3/8
60	0.750 in (19.05 mm)	7,030 lb (3,190 kg)	1/2

Se estimó que las solicitaciones mecánicas en la cadena quedan cubiertas utilizando el estándar ANSI 40. En la siguiente ecuación el par motor corresponde al tramo de aceleración máxima y el radio, a un sprocket de 45 dientes en el eje del neumático.

$$F = \frac{M}{r} = \frac{120.62}{0.09} = 1340.22 [N] = 136.61 [Kg] \quad 3.41$$

Se recomienda que la carga operacional en una cadena para lograr una buena vida útil, se ubique entre 1/6 y 1/9 de su resistencia máxima (Tsubakimoto Chain Co., 1995-2006). Para la carga analizada de 136.61 [Kg], estaremos trabajando con un factor de seguridad de 10.37. El siguiente tamaño de menor capacidad (ANSI 35, 800[Kg]) no garantiza trabajar en un rango menor a 1/9 de su resistencia máxima, por lo que el estándar propuesto es ANSI 40.

<sup>35</sup> Nuevamente se utiliza el catálogo de pastillas de frenos Bosch para una pastilla común de freno. (Bosch GmbH, 2012)

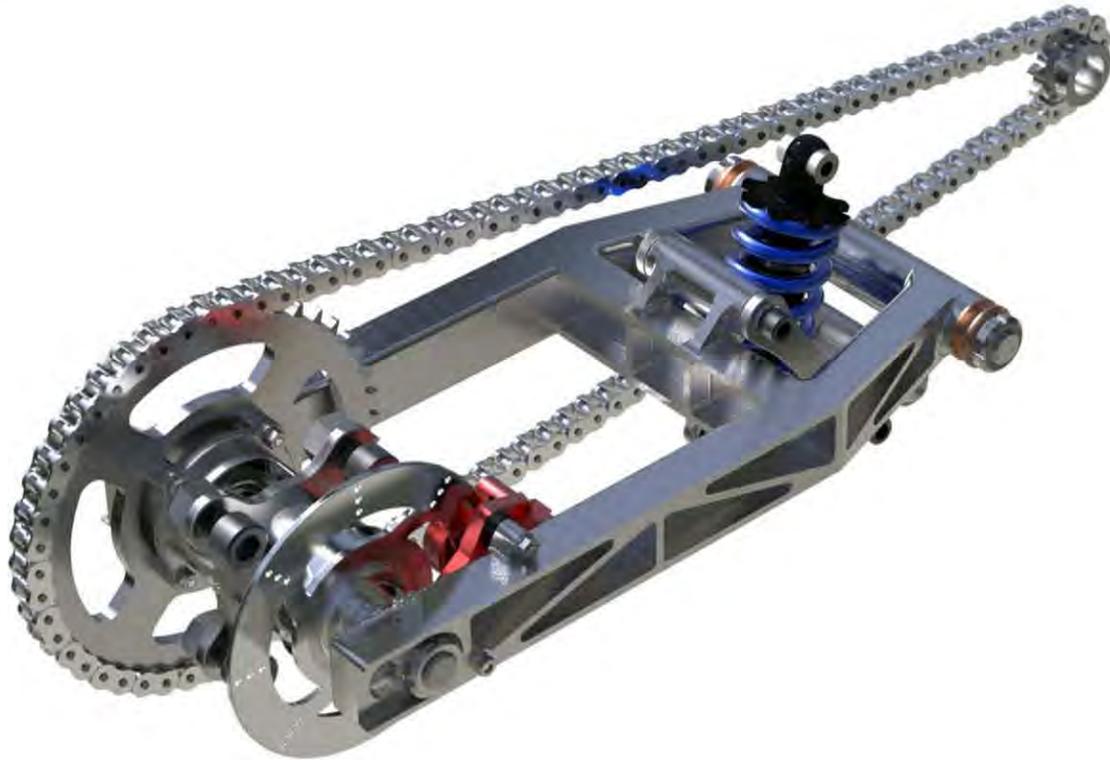


Fig. 137. Render de la suspensión, mostrando la ubicación de la cadena ANSI 40. (Elaboración propia)

### ANTI SQUAT

Se le llama *squat* a la tendencia que tiene un vehículo a inclinarse, o a recargarse, sobre la suspensión trasera durante la aceleración. Gran parte de este fenómeno sucede por la transferencia de pesos causada por el momento de fuerza que genera la inercia (fuerza ficticia en la aceleración para sistemas de referencia no inerciales) en los puntos de contacto de las ruedas. Para los vehículos con transmisión de cadena, este fenómeno se puede ver acrecentado si parte de la fuerza aplicada en la cadena comprime la suspensión, en lugar de transmitirla íntegra a la rueda neumática.

En el caso de este proyecto, la suspensión en los bogies tiene un recorrido despreciable, haciendo rígida la suspensión y por lo tanto un vehículo sin *squat*. No obstante, es importante minimizar las pérdidas en la transmisión de potencia.

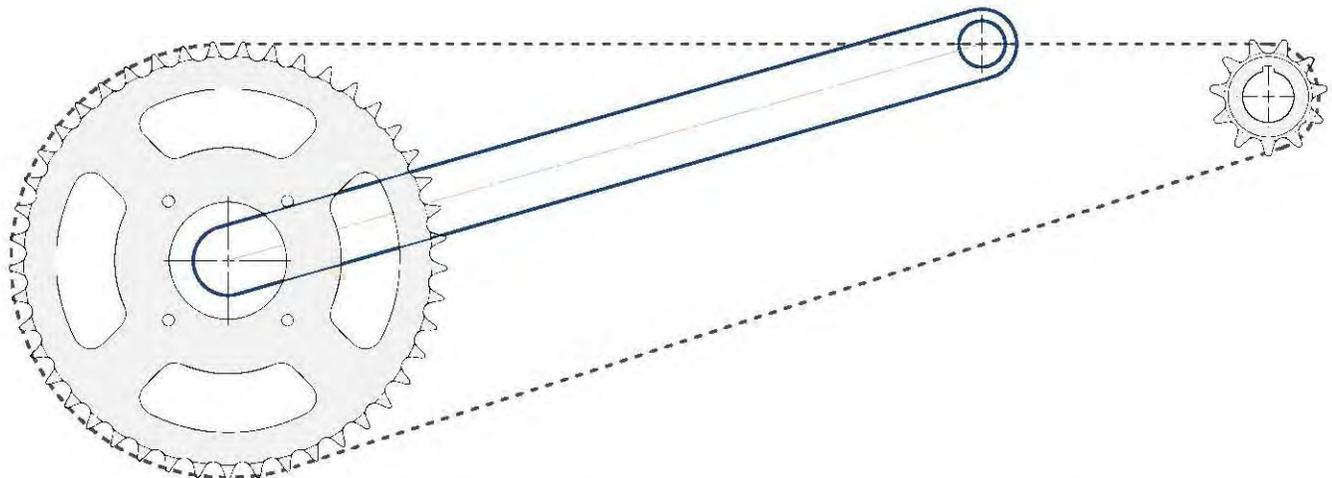


Fig. 138. Posición ideal de la cadena de transmisión para evitar pérdidas. (Elaboración propia)

Cuando la articulación del brazo principal (del eslabón A) está ubicada en línea con la parte superior de la cadena (Fig. 138), se transmitirá toda la fuerza al sprocket y no al amortiguador, pues la fuerza es co-lineal a la articulación y el momento de fuerzas es cero.

Considerando el planteamiento anterior, es claro que para minimizar la pérdida, la cadena debe pasar muy cercana a la articulación y el amortiguador (resorte) compensar el momento de fuerzas remanente en la articulación. Por esta razón la posición central de la suspensión es de 5° hacia abajo, en lugar de ubicarse perfectamente horizontal.

La otra solución, más deseable en términos de las pérdidas de potencia pero más compleja mecánicamente, es diseñar una sistema con guías (*chain idler*) para que la cadena siempre se ubique en línea con la articulación del brazo y que no existan pérdidas.

### ELEMENTO FINITO

En este análisis se demuestra que el ensamble de la suspensión soporta las cargas a las que estará sujeto durante la operación habitual del vehículo. Para demostrar esta resistencia, se utiliza la combinación de cargas de mayor magnitud, correspondientes al tramo de aceleración máxima del análisis de restricciones del capítulo II:

- Fuerza radial en el rodamiento, producto de la transferencia de pesos en la aceleración: 1270.57 [N]
- Fuerza de reacción en el eje, consecuencia de aplicar un par motor a la rueda neumática: 585.58 [N]

### INFORMACIÓN DEL MODELO

Se hace una simplificación del modelo y únicamente se incluyen las piezas relevantes en el estudio (Fig. 139).

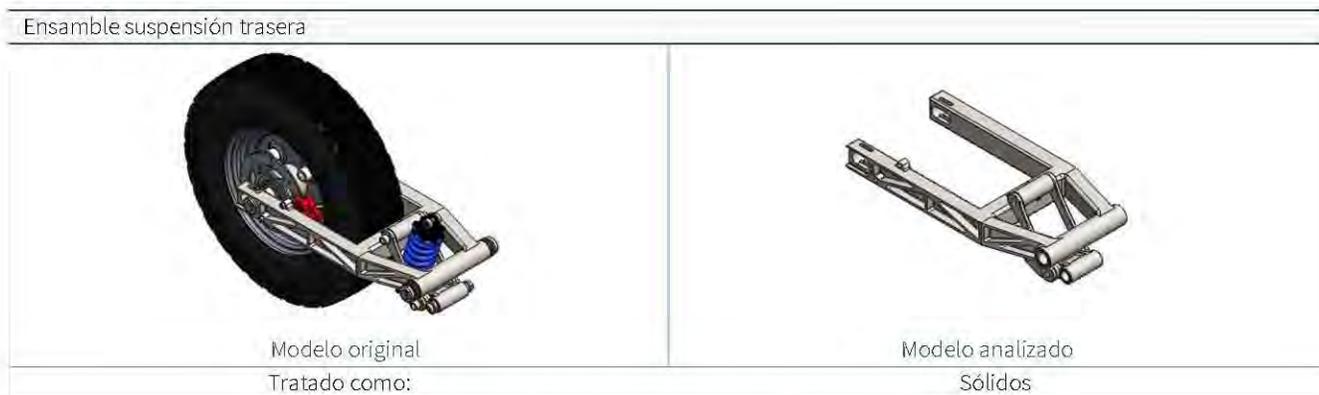


Fig. 139. Información del modelo de la suspensión (AEF). (Elaboración propia)

### PROPIEDADES DEL MATERIAL

Los materiales usados corresponden al análisis de la selección de materiales. En el caso de los bujes y cojinetes se asignó un acero aleado genérico, pues el fabricante de dichas piezas no especifica con precisión el material empleado.

El eslabón C, presenta una geometría compleja así que se utilizará acero al carbono fundido, basándose en el análisis para la selección de materiales en el bogie (Fig. 140).

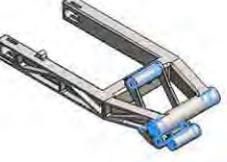
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Acero AISI 1020</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal  Límite elástico: 3.51571e+008 N/m<sup>2</sup>  Límite de tracción: 4.20507e+008 N/m<sup>2</sup>  Módulo elástico: 2e+011 N/m<sup>2</sup>  Coeficiente de Poisson: 0.29  Densidad: 7900 kg/m<sup>3</sup>  Módulo cortante: 7.7e+010 N/m<sup>2</sup>  Coeficiente de dilatación térmica: 1.5e-005 /Kelvin</p>	<p>Eslabón A,  Eslabón B-1,  Eslabón B-2</p>
	<p>Acero al carbono fundido</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal  Límite elástico: 2.48168e+008 N/m<sup>2</sup>  Límite de tracción: 4.82549e+008 N/m<sup>2</sup>  Módulo elástico: 2e+011 N/m<sup>2</sup>  Coeficiente de Poisson: 0.32  Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup>  Módulo cortante: 7.6e+010 N/m<sup>2</sup>  Coeficiente de dilatación térmica: 1.2e-005 /Kelvin</p>	<p>Eslabón C</p>
	<p>Acero aleado (genérico)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal  Límite elástico: 6.20422e+008 N/m<sup>2</sup>  Límite de tracción: 7.23826e+008 N/m<sup>2</sup>  Módulo elástico: 2.1e+011 N/m<sup>2</sup>  Coeficiente de Poisson: 0.28  Densidad: 7700 kg/m<sup>3</sup>  Módulo cortante: 7.9e+010 N/m<sup>2</sup>  Coeficiente de dilatación térmica: 1.3e-005 /Kelvin</p>	<p>Bushing 0.625in ID 0.75in OD  2.5in Length-1,  Bushing 0.75in ID 1.0in OD  .75in Length-1,  Bushing 0.75in ID 1.0in OD  .75in Length-2,  Bushing 0.375in ID 0.625in OD  2.75in Length-1,  Bushing 0.375in ID 0.625in OD  2.75in Length-2,  Bushing 0.2in ID, 0.3125 OD,  1.757in Length-1,  Bushing 0.625in ID 0.75in OD  2.5in Length-1,  Bushing 0.625in ID 0.75in OD  2.5in Length-2</p>

Fig. 140. Propiedades de los materiales de la suspensión (AEF). (Elaboración propia)

## PROPIEDADES DEL ESTUDIO

Tabla 67. Propiedades del estudio de la suspensión (AEF).

Concepto	Propiedad
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla	Malla sólida
Opciones de unión rígida incompatibles	Automática
Gran desplazamiento	Desactivar (Lineal)
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar

## INFORMACIÓN DE LA MALLA

Tabla 68. Información de la malla de la suspensión (AEF).

Concepto	Propiedades
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Tamaño máximo de elemento	17.2733 mm
Tamaño mínimo del elemento	3.45466 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

### Detalles:

Número total de nodos	243738
Número total de elementos	152832
Cociente máximo de aspecto	44.518
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	89
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.241
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0

Para mejorar los resultados se realiza un control de mallado más fino en las zonas de mayor concentración de esfuerzos.

Nombre del control	Imagen del control	Detalles del control
Control -1		Entidades: 10 cara(s) Unidades: mm Tamaño: 2.0 Coeficiente: 1.5
Control -2		Entidades: 17 cara(s) Unidades: mm Tamaño: 1.5 Coeficiente: 1.5

Fig. 141. Propiedades de los materiales de la suspensión (AEF). (Elaboración propia)

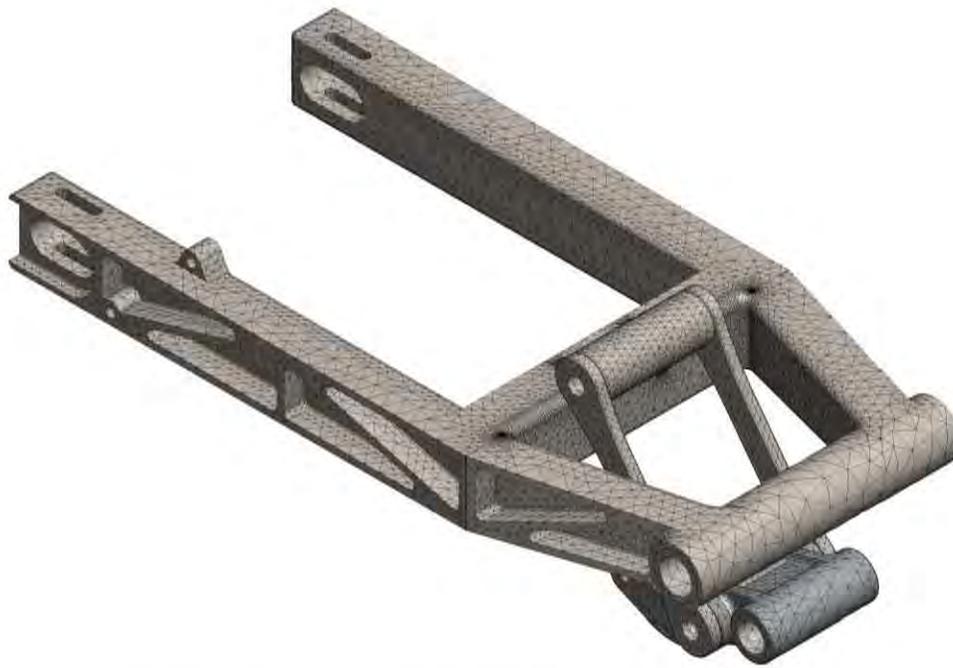


Fig. 142. Mallado para el análisis de elemento finito de la suspensión (AEF). (Elaboración propia)

### CARGAS Y SUJECIONES

Las sujeciones usadas simulan el mecanismo. Las articulaciones con el chasis del eslabón A y C se les asigna sujeciones tipo bisagra (restringe todos los desplazamientos y rotaciones, excepto la rotación radial), mientras el buje, donde se asienta el amortiguador, se define como geometría fija para simular la oposición al movimiento que ejerce el resorte helicoidal de la suspensión.

Finalmente se agregan, en los soportes del eje, la combinación de cargas experimentadas durante la aceleración máxima:

- Se definió una fuerza normal al plano alzado de 1270.57 [N]
- Se añadió otra fuerza paralela al plano alzado, en dirección x, de 585.58 [N]

Se muestra el resultado de las fuerzas de reacción en las juntas para los cálculos del amortiguador y los soportes en el chasis (Fig. 143 y Fig. 144).

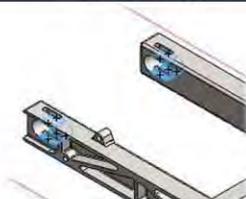
Nombre de carga	Imagen de carga	Detalles de carga	
Fuerza		Entidades:	10 cara(s), 1 plano(s)
		Referencia:	Alzado
		Tipo:	Aplicar fuerza
		Valores:	585.58, ---, 1270.57 N

Fig. 143. Cargas de la suspensión (AEF). (Elaboración propia)

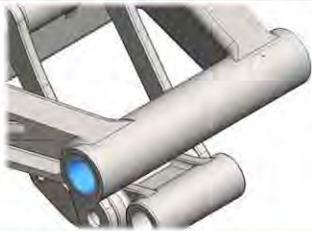
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción			Detalles de sujeción	
Bisagra fijo - 1				Entidades: Tipo:	2 cara(s) Bisagra fija
Fuerzas de reacción:					
Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Bisagra 1	N	-4728.78	4077.67	-1.95373	6244.1
Bisagra Fijo - 2				Entidades: Tipo:	1 cara(s) Bisagra Fija
Fuerzas de reacción:					
Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Bisagra 2	N	-655.689	-3567.74	6.22105	3627.49
Fijo				Entidades: Tipo:	1 cara(s) Geometría Fija
Fuerzas de reacción:					
Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Fijo	N	4798.9	-1780.53	-4.26508	5118.57

Fig. 144. Sujeciones y fuerzas de reacción de la suspensión (AEF). (Elaboración propia)

## CONTACTOS

La definición de contactos busca simular el funcionamiento del mecanismo de cuatro barras. Primero se define un contacto global sin penetración, para simular que los sólidos sean considerados como elementos independientes. Posteriormente se definen contactos tipo unión rígida para los grupos de sólidos que trabajan unidos en el mecanismo (Fig. 145):

- Bujes con ajuste de interferencia, unidos a los eslabones
- Ensamble del eslabón B.

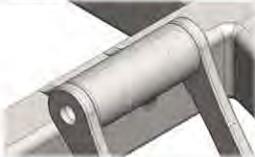
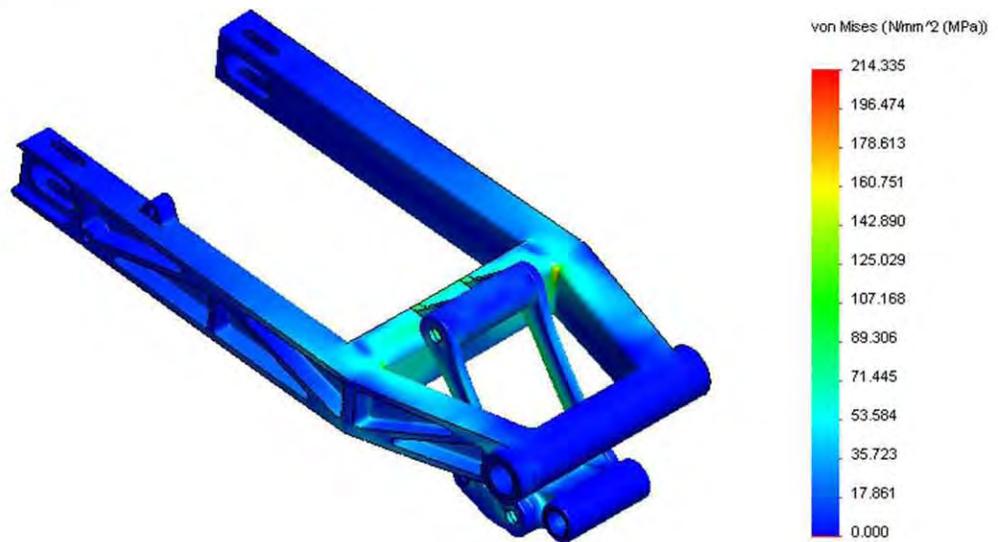
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto	
Contacto global		Tipo: Componentes: Opciones:	GAP nodo a nodo componente(s) Mallado compatible
Contacto Buje 1		Tipo: Entidades:	Par de contacto rígido 2 cara(s)
Contacto Buje 2		Tipo: Entidades:	Par de contacto rígido 4 cara(s)
Contacto Buje 3		Tipo: Entidades:	Par de contacto rígido 2 cara(s)
Contacto Buje 4		Tipo: Entidades:	Par de contacto rígido 2 cara(s)
Contacto Ensamble eslabón B 1		Tipo: Entidades:	Par de contacto rígido 4 cara(s)
Contacto Ensamble eslabón B 2		Tipo: Entidades:	Par de contacto rígido 4 cara(s)
Contacto Ensamble eslabón B 3		Tipo: Entidades:	Par de contacto rígido 4 cara(s)
Contacto Ensamble eslabón B 4		Tipo: Entidades:	Par de contacto rígido 4 cara(s)

Fig. 145. Contactos de la suspensión (AEF). (Elaboración propia)

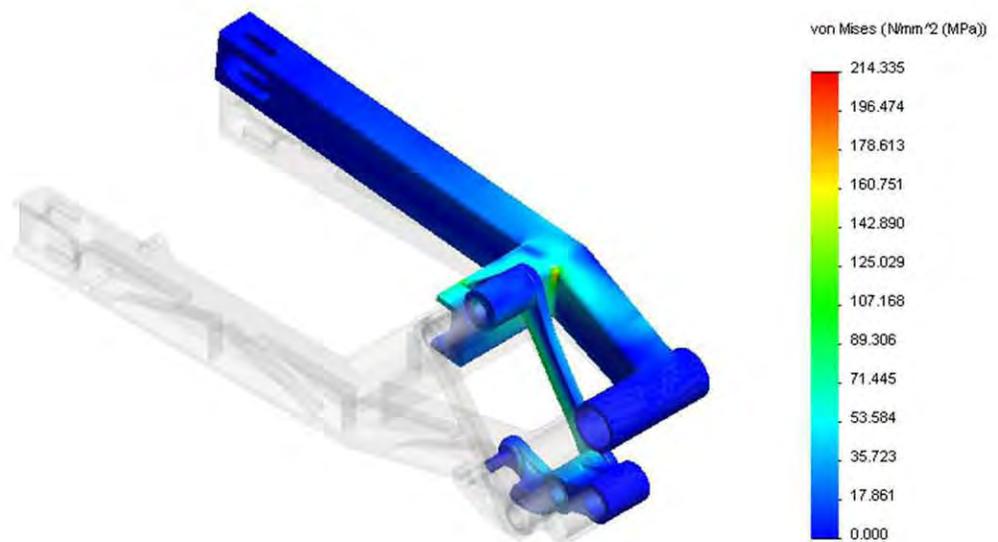
RESULTADOS

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones globales	VON: Tensión de von Mises	2.11504e-007 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 240027	214.335 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 28783

Nombre de modelo: Ensamble\_SuspensionTrasera  
 Nombre de estudio: Estudio\_Susp\_B  
 Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1  
 Escala de deformación: 30.8518



Nombre de modelo: Ensamble\_SuspensionTrasera  
 Nombre de estudio: Estudio\_Susp\_B  
 Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones2  
 Escala de deformación: 30.8518



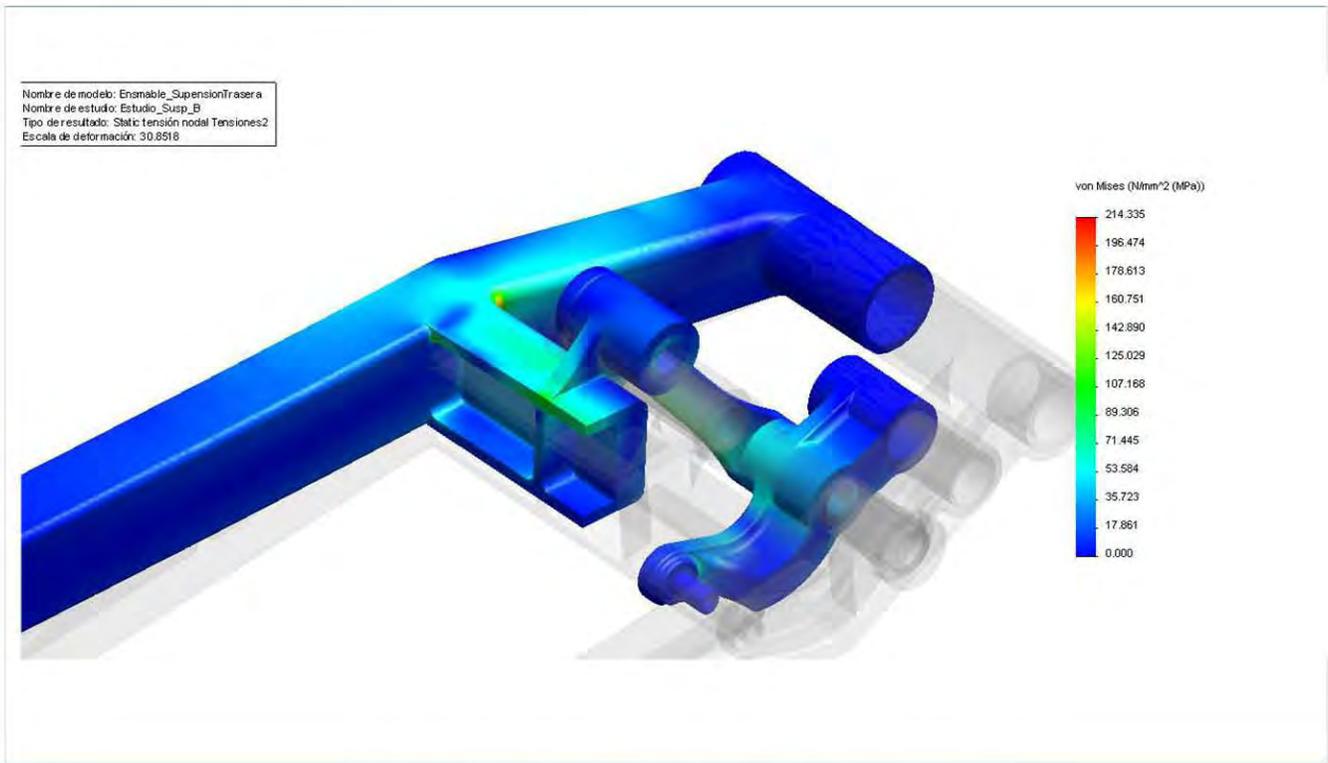


Fig. 146. Tensiones globales de la suspensión (AEF). (Elaboración propia)

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos	Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 239612	1.27078 mm Nodo: 274

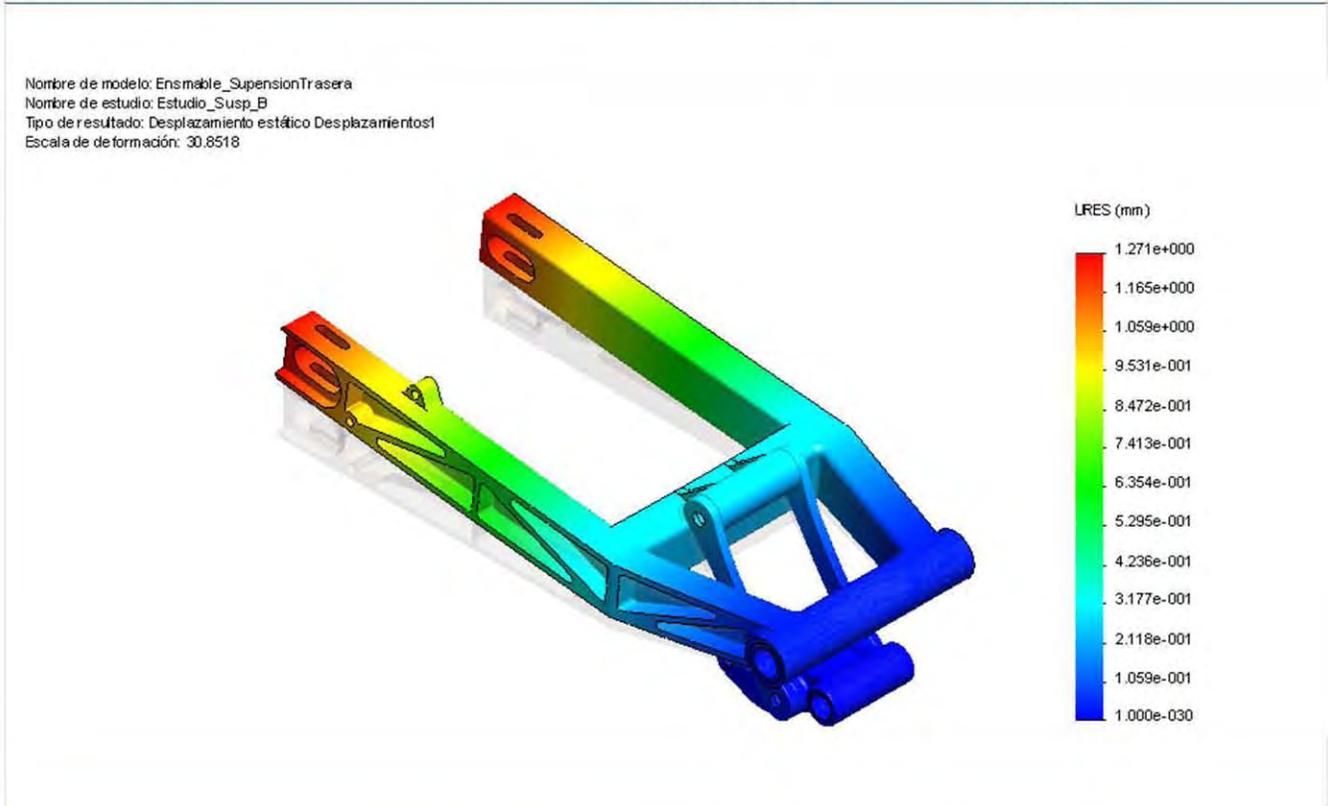


Fig. 147. Desplazamientos de la suspensión (AEF). (Elaboración propia)

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias	Deformación unitaria equivalente	4.59416e-013 Elemento: 151645	0.000741174 Elemento: 51656

Nombre de modelo: Ensamble\_SuspensionTrasera  
 Nombre de estudio: Estudio\_Susp\_B  
 Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1  
 Escala de deformación: 30.8518

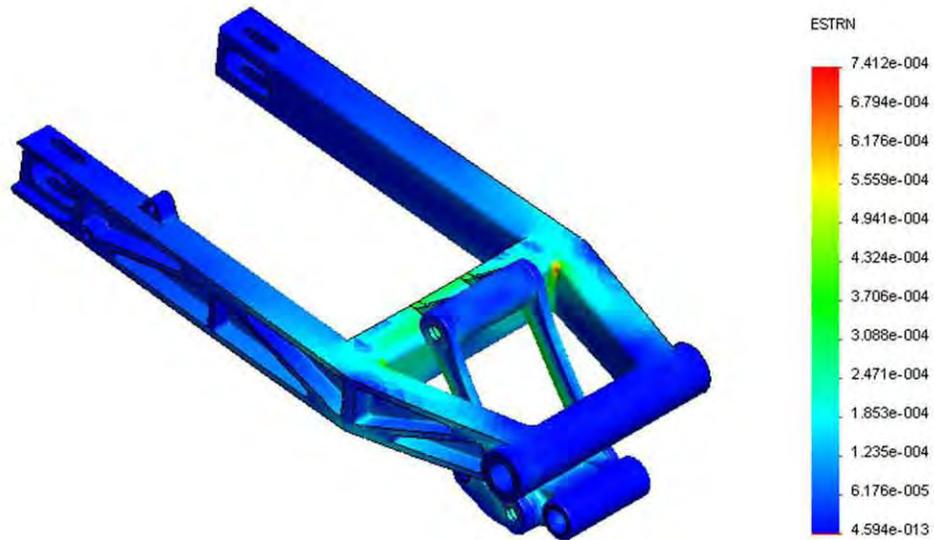


Fig. 148. Deformaciones unitarias de la suspensión (AEF). (Elaboración propia)

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Tensión de von Mises máx. AISI 1020 (Límite elástico 351.57 MPa)	1.64029 Nodo: 28783	2.93338e+009 Nodo: 240027

Nombre de modelo: Ensamble\_SuspensionTrasera  
 Nombre de estudio: Estudio\_Susp\_B  
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad SAE1020 Elastico  
 Criterio: Tensiones von Mises máx.  
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 1.6



Factor de Seguridad a partir del límite elástico.

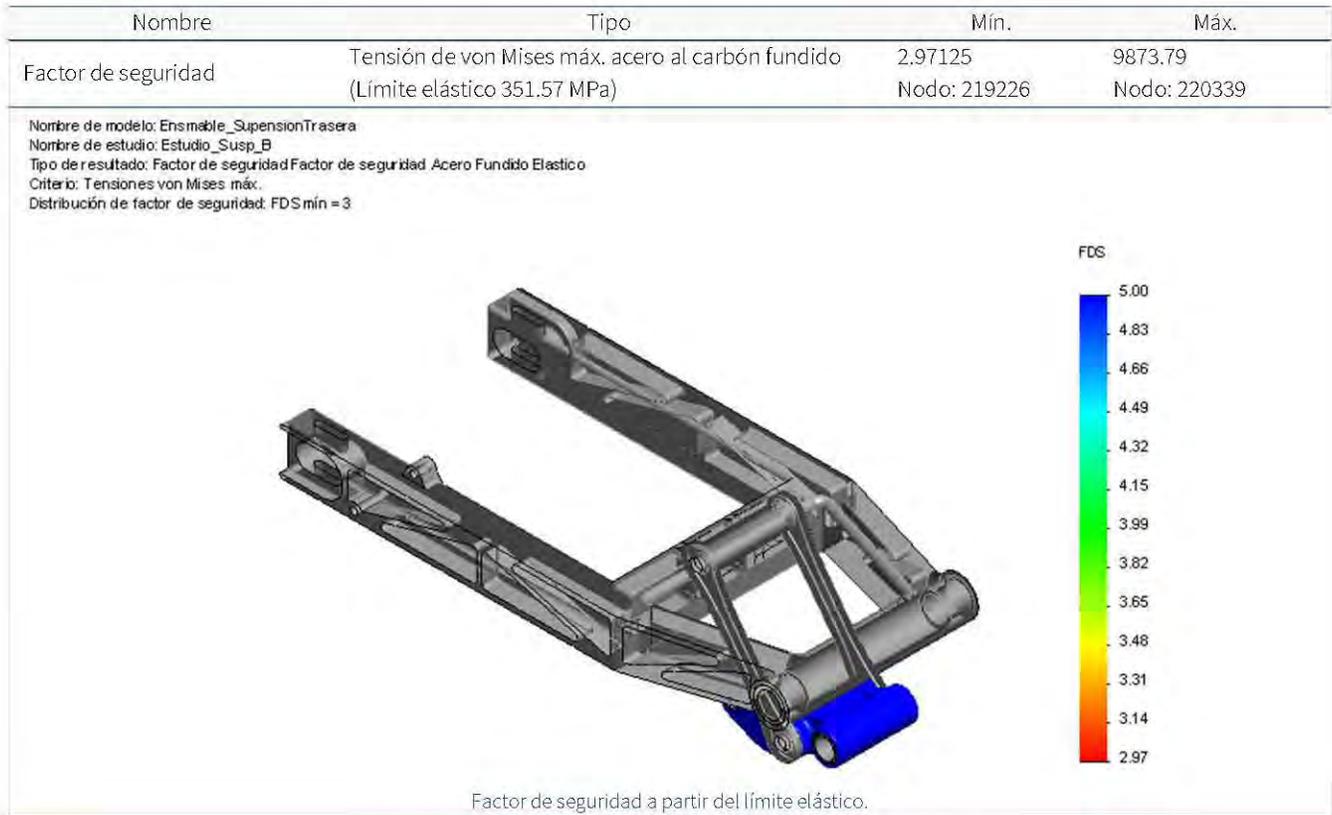


Fig. 149. Factor de seguridad de la suspensión (AEF). (Elaboración propia)

**CONCLUSIONES DEL ESTUDIO**

El análisis de la suspensión demuestra que el mecanismo resiste el uso normal del vehículo bajo las cargas supuestas. Se obtiene un esfuerzo máximo de 214.335 [MPa] en el eslabón A (Fig. 146), con un factor de seguridad de 1.64 sobre el límite elástico (Fig. 149). Para el eslabón C, que se analizó con acero fundido, se obtiene un factor de seguridad de 2.97, igualmente sobre el límite elástico.

Como se puede esperar, los esfuerzos se concentran en las articulaciones. El resto del eslabón A se ve muy poco afectado por la flexión que provoca la carga en sus brazos, aunque existe una ligera deformación de 1.27 [mm] en el extremo posterior, donde se ubican las llantas (Fig. 147).

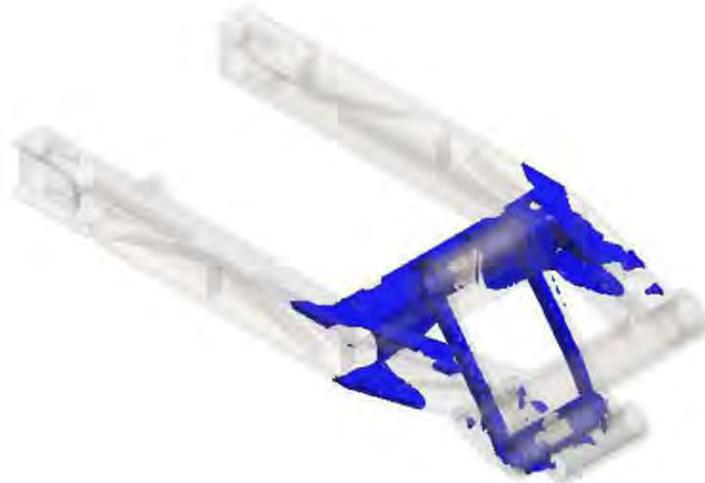


Fig. 150 Percepción del diseño de la suspensión y los eslabones. (Elaboración propia)

Una consideración importante a analizar es la vida útil de los elementos de la suspensión. Al tratarse de un componente con cargas cíclicas importantes, se hizo un análisis simplificado de fatiga<sup>36</sup>, para revisar si determinadas regiones del ensamble son susceptibles a fallar debido a la carga y la descarga repetida. El análisis se basa en un único evento de fatiga de amplitud constante con una carga basada en cero. La siguiente imagen muestra a todo los elementos en azul, indicando que la pieza no fallará por fatiga (Fig. 151).



Fig. 151. Análisis de fatiga de la suspensión. (Elaboración propia)

## ENSAMBLE COMPLETO

El ensamble completo (Fig. 152) es totalmente desacoplable del chasis. Tiene tres puntos de anclaje al chasis, dos corresponden a los eslabones y el tercero al amortiguador. También permite sustituir la rueda neumática, en caso de pinchadura o desperfecto, con relativa facilidad (el proceso es muy similar a una motocicleta).



<sup>36</sup> Se considera que la pieza tiene vida útil perfecta para  $10^6$  ciclos de carga, con un factor de reducción a la resistencia a la fatiga de 0.6975 debido al mecanizado y al factor de tamaño. Este resultado es usando el análisis simplificado del software Solidworks Simualtion. Existe un estudio especializado para estas tareas, sin embargo este primer análisis sirve de base para determinar si es necesario realizar el estudio más avanzado.

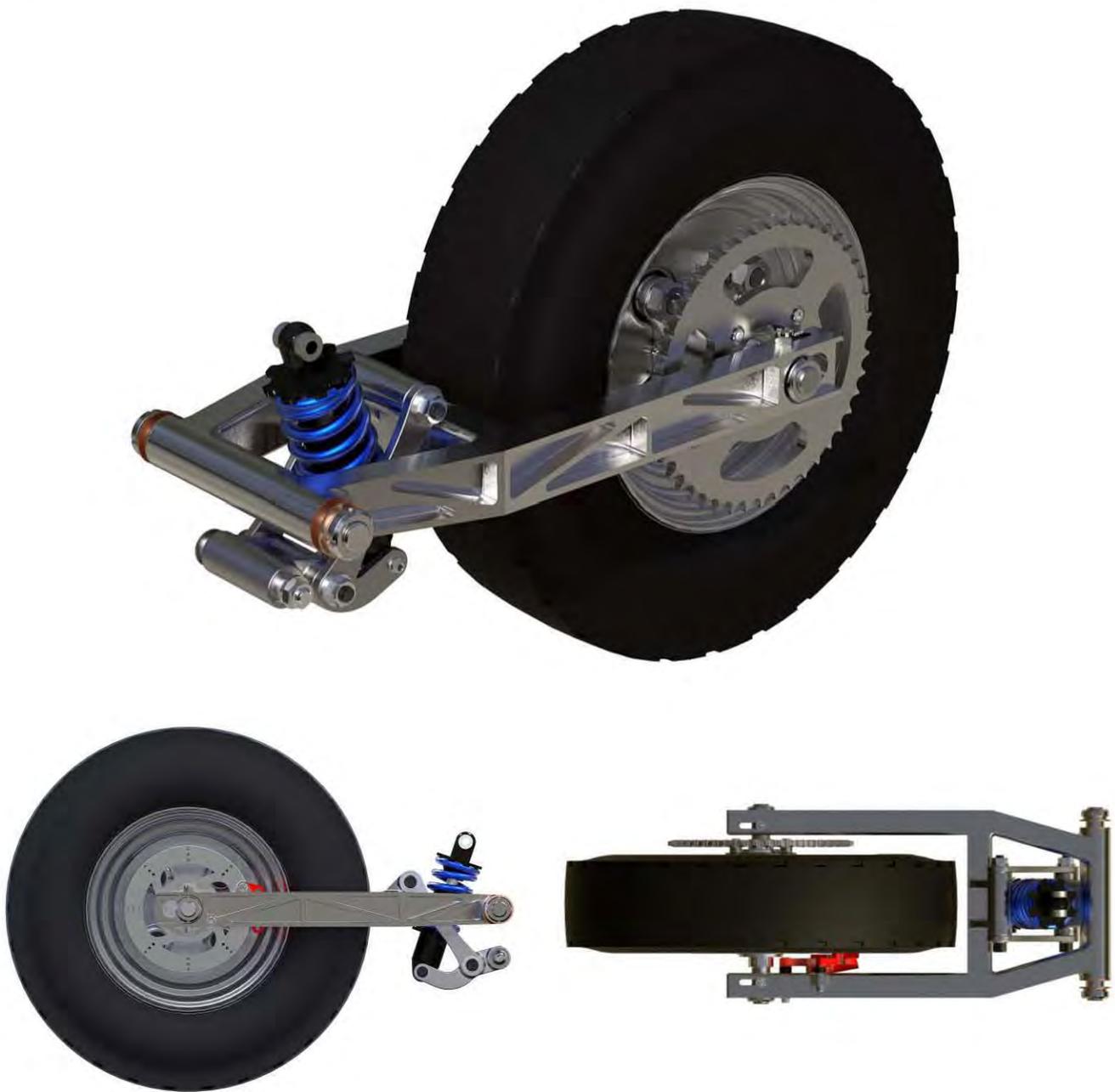


Fig. 152. Renders del ensamble completo de la suspensión. (Elaboración propia)

#### PROPIEDADES FÍSICAS DE LA RUEDA MOTRIZ

---

- Masa = 13.83032 kilogramos
- Volumen = 0.01037 metros cúbicos
- Área de superficie = 1.00539 metros cuadrados

Centro de masa: (metros)

- X = -0.23303
- Y = -0.01125
- Z = -0.08346

CENTRO DE MASA PARA LA RUEDA Y ENSAMBLE DE LA MASA

Se buscó que el centro de masa coincidiera con el centro de rotación para que la masa y rueda neumática estén balanceadas. El centro de masa está posicionado exactamente en el centro de rotación para el eje  $I_x$  (Fig. 153), sin embargo, pese a las reducciones de peso en el diseño de la masa y sprocket, el eje  $I_y$  está desplazado 6.82734 [mm] respecto al centro de la rueda. Este pequeño desplazamiento se considera despreciable, pues el mecanismo de la suspensión obliga a que el neumático se apoye uniformemente sobre el riel.



Fig. 153. Centro de masa (ejes rosas) de la masa y rueda neumática. (Elaboración propia)

LISTA DE PIEZAS

A continuación se enlistan todas las piezas del ensamble (Tabla 69), detallando su material, el proceso de manufactura propuesto y la cantidad.

Tabla 69. Lista de piezas del ensamble de la suspensión.

Nombre pieza	Manufactura	Material	Cantidad
Suspensión eslabón C	Fundición acero, mecanizado	Acero al carbón fundido	1
Disco freno	Mecanizado CNC: torno y fresado		1
Suspensión eslabón A	Mecanizado CNC: torno y fresado	AISI 1020	1
Masas suspensión	Mecanizado CNC: torno y fresado	ASTM A36, AISI 1020	1
Soporte sprocket	Mecanizado: torno y fresado	AISI 1020	4
Suspensión eslabón B	Mecanizado: torno y fresado	AISI 1020	2
Amortiguador motoneta	Pieza comercial		1
Arandela 5/16", 7/8" OD, .06"-11" H	Pieza comercial	Acero	1
Arandela DIN 125 M5, 10mm OD, 0.9mm-1.1mm H	Pieza comercial	Acero	2
Arandela tornillo 3/8", .05"-07" H	Pieza comercial	Acero	2
Arandela tornillo No. 10, 1/2" OD, .08"-11" H	Pieza comercial	Acero C1008	1
Blickle PA 402 4 (rueda neumática)	Pieza comercial	Acero	1
Buje Press-Fit 0.2" ID, 0.3125" OD, 1.757" Length	Pieza comercial	Acero endurecido, Rockwell C61-C65	1
Buje Press-Fit 0.625" ID, 0.75" OD, 2.5" Length	Pieza comercial	Acero endurecido, Rockwell C61-C68	3
Buje Press-Fit 0.75" ID, 1.0" OD, 0.75" Length	Pieza comercial	Acero endurecido, Rockwell C61-C69	2
Buje Sleeve 0.375" ID, 0.625" OD, 2.75" Length	Pieza comercial	Acero endurecido, Rockwell C61-C66	2

Buje Sleeve 0.375" ID, 0.625" OD, 3.0" Length	Pieza comercial	Acero endurecido, Rockwell C61-C67	1
Caliper (motoneta, motocicleta ligera)	Pieza comercial	-	1
SopORTE caliper	Pieza comercial	-	2
Rodamiento HI Speed/HI Load (bolas de acero) con montaje para ejes McMaster No. 4768K6	Pieza comercial	Acero	2
Sprocket para cadena ANSI40, 1/2" Paso, 45 dientes 2299K370	Pieza comercial	Acero	1
Thrust Bearing, 3/4" Eje, 1-1/4" OD, 1/16" H	Pieza comercial	Bronce ultra-resistente, lubricado con aceite	4
Tornillo Cheese Head Slotted, M2.5 Cuerda, 14 mm L	Pieza comercial	18-8 Acero Inox.	2
Tornillo Cup Point Set, M2.5 Cuerda, 12mm L	Pieza comercial	18-8 Acero Inox.	2
Tornillo Cup Point Set, M5 Cuerda, 10mm L	Pieza comercial	Acero aleado	2
Tornillo Flat Head Phil, M5 Cuerda, 45mm L	Pieza comercial	18-8 Acero Inox.	1
Tornillo Flat Head Phillips, Cuerda M5, 35mm L DIN965	Pieza comercial	Acero Zinc-Plated	1
Tornillo Hex Locknut, 10-32 Cuerda, MS21042-3	Pieza comercial	Acero aleado	1
Tornillo Slotted Hex, M6 Cuerda	Pieza comercial	Acero clase 8	2
Tornillo Socket Head Cap, Cuerda 10-32, 2" L	Pieza comercial	Acero aleado ASTM A574	1
Tornillo Socket Head Cap, Cuerda 3/8"-16, 3-1/2" L	Pieza comercial	Acero aleado ASTM A574	2
Tornillo Socket Head Cap, Cuerda 9/16"-12, 1" L	Pieza comercial	Acero aleado ASTM A574	4
Tornillo Socket Head Cap, Cuerda M5, 20mm L	Pieza comercial	Acero aleado	4
Tornillo Socket Head Cap, Cuerda M6, 45mm L	Pieza comercial	Acero aleado	2
Tornillo Button Head Socket Cap, 3/8"-16 Cuerda, 3-1/2" L	Pieza comercial	18-8 Acero inox.	1
Tuerca Hex Locknut, Cuerda 3/8"-16, 9/16" W, 11/32" H	Pieza comercial	Acero Zinc-Plated	3
Tuerca Hex M5, 0.8mm Paso, 8mm W, 4mm H	Pieza comercial	Acero clase 6	6
Tuerca Hex, 9/16"-12 Cuerda, 7/8" W, 31/64" H	Pieza comercial	Acero grado 2	4
Tuerca Locknut Shaft Collar, 0.664"-32 Thread No. 6343K14	Pieza comercial	Acero grado 1215	4
Eje 3/4" (masa)	Pieza comercial, mecanizado: cuerda -32 Thread	Acero 1566, Rockwell C60.	1
Eje 3/4" (suspensión eslabón A)	Pieza comercial, mecanizado: cuerda -32 Thread	Acero 1566, Rockwell C60.	1
TOTAL			81

En la siguiente imagen se muestra una vista explosiva de la suspensión (Fig. 154), describiendo el proceso esquemático de ensamble:



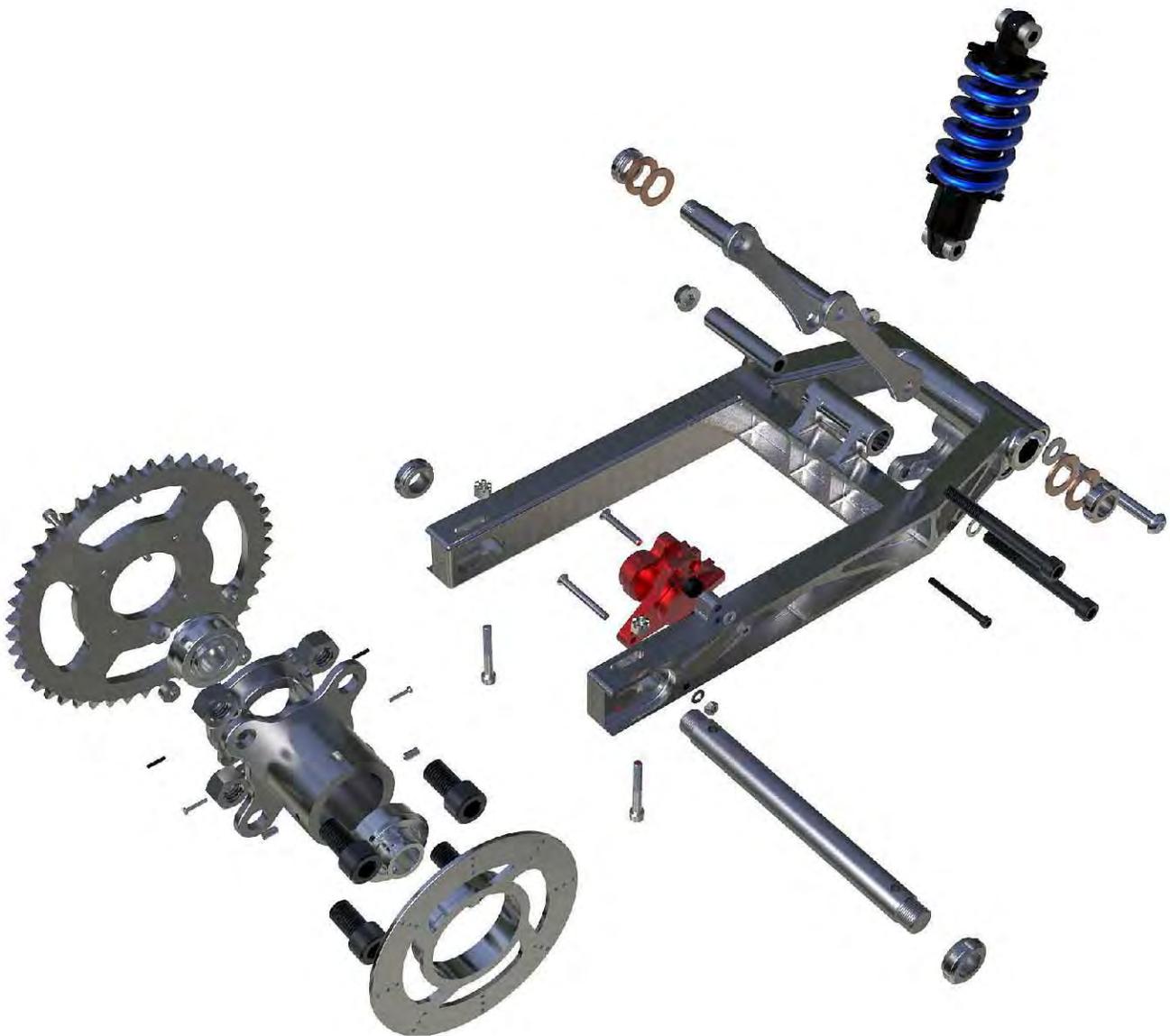


Fig. 154. Vista explosiva del ensamble de la suspensión y rueda neumática. (Elaboración propia)



## COMPONENTE: CHASÍS

El chasis es el componente estructural principal, aporta rigidez y forma al vehículo, aloja al habitáculo de pasajeros y sujeta varias partes mecánicas como el motor eléctrico y diversos sistemas. El chasis se asienta sobre los bogies y la suspensión trasera, para que estos interactúen con la vía.

Siguiendo la metodología de diseño, el desarrollo del chasis fue posterior al diseño del habitáculo. El chasis se ajusta al habitáculo y no la inversa. Por lo que no se incurre en compromisos de diseño que mermen o modifiquen el espacio interior del habitáculo.

Tabla 70. Ficha de descripción del chasis.

Concepto	Descripción
Función de la parte	Componente estructural del vehículo
Requerimientos principales	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Resistencia estructural</li> <li>→ Alojar el habitáculo</li> <li>→ Soporte de tren motriz y sistemas</li> </ul>
Opciones de solución generadas	<p>Existen dos grandes tipos de solución para este componente:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>→ Estructura de bastidor</li> <li>→ Estructura monocasco</li> </ul> <p>Para los alcances de este proyecto, se decidió construir el chasis como bastidor.</p>

## ESTRUCTURA

Para formar el chasis del vehículo se utiliza una estructura tipo bastidor, compuesta por largueros y travesaños soldados. Para facilitar la manufactura, la construcción es a base de perfiles comerciales como: PTR y tubo circular.

Utilizar este tipo de estructura proporciona las siguientes ventajas:

- Simplifica la manufactura.
- Permite recibir diversas carrocerías de acuerdo a las necesidades y requerimientos del cliente y con esto personalizar cada sistema THE Puma instalado.
- Considerando los alcances de este proyecto, esta estructura permite realizar cambios con facilidad (condición importante para la construcción de prototipos).

Sin embargo también ocasiona desventajas importantes:

- Menor resistencia a la flexión torsional
- **Mayor peso** que una solución monocasco.

Desarrollar una estructura monocasco excede los objetivos de este trabajo. Medir el impacto de los beneficios que aporta este tipo de chasis en todo el proyecto (como sistema de transporte), requiere un análisis más profundo, pues incluir una estructura monocasco involucra una manufactura y desarrollo más costoso, que en el balance global no necesariamente representa beneficios.

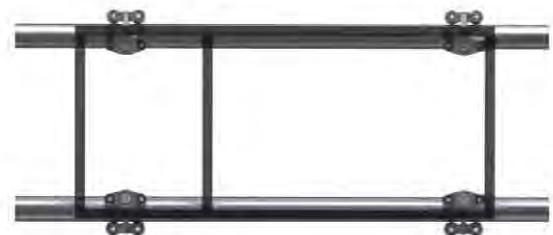
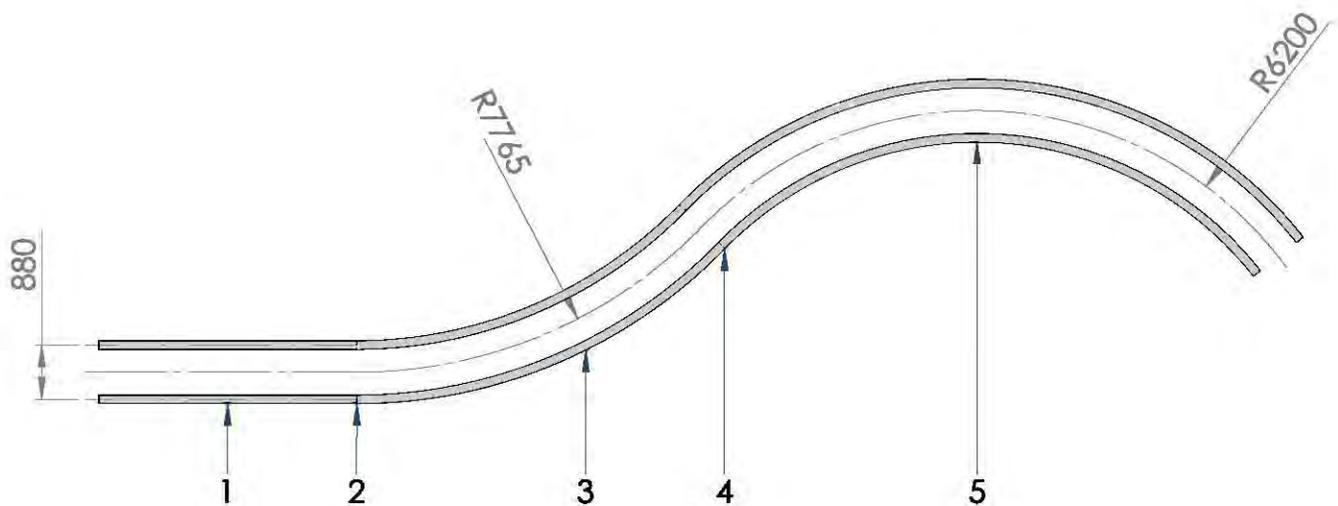
## POSICIÓN DE LOS BOGIES

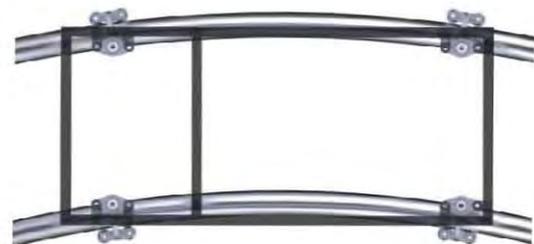
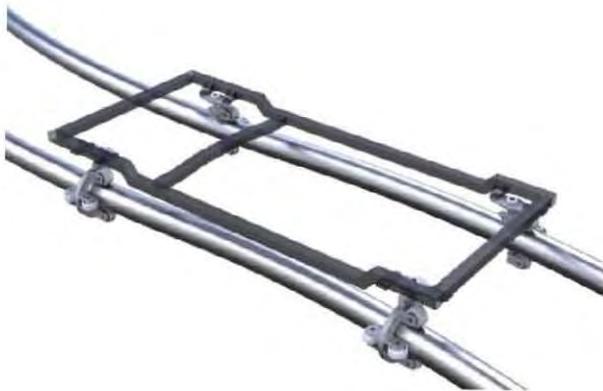
Los bogies se encuentran ubicados en las esquinas del vehículo. La distancia entre rieles, o el track del vehículo, es 880 [mm] para que el mecanismo de los pedales quede alojado al interior de los largueros principales.

## SIMULACIÓN DE AVANCE

Una vez definido esta posición, es importante probar que el vehículo, es capaz de desplazarse en la vía y que la articulación en los bogies funciona bien en concordancia con el chasis. En las siguientes imágenes se puede apreciar una simulación en Solidwork Simulations 2011 (Fig. 155), con física de colisiones activada, que permite apreciar el desplazamiento del vehículo a lo largo de una vía y corroborar el correcto funcionamiento de la articulación del bogie. La trayectoria propuesta es aleatoria, pero contempla tres situaciones importantes:

- Transición de sección recta a sección curva.
- Transición de curva izquierda a curva derecha.
- Trayectoria curva pura con radio reducido.





2

3

4

5

Fig. 155. Simulación de avance en Solidworks 2011, para un vía aleatoria. (Elaboración propia)

Al tener 4 bogies con articulación independiente, el vehículo puede recorrer curvas con radios de curvatura reducidos con apenas ligeras rotaciones en los bogies.

## SELECCIÓN DE MATERIALES

Tomando en cuenta el proceso de construcción a partir de perfiles comerciales soldados y la resistencia estructural requerida para el chasis, la búsqueda de materiales se reduce a los aceros y aluminios. Las opciones en la lista corresponden a los materiales comunes para perfiles PTR cuadrados (Tabla 71).

Tabla 71. Propiedades de los materiales para el chasis. Propiedades mecánicas: (MatWeb, LLC, 2013), (AZoNetwork UK Ltd.) precios: (OnlineMetals.com, 2013), (Metals Depot International, 2012)

Material	Máxima Tensión [MPa]	de Fluencia	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Precio [USD/Kg]	Soldabilidad
ASTM A36	400	250	7850	4.81	Muy Buena
ASTM A500 B	400	315	7850	5.01	Muy Buena
AISI 316L	515	205	8000	16.58	Buena
ASTM A513	405	340	7870	5.16	Buena
Aluminio 6061-T6	260	240	2710	13.66	Medio
Aluminio 6063-T5*	186	145	2700	15.66	Medio
Óptimo	515	340	2700	4.81	

Para la selección de materiales nuevamente se utilizará el método de Pahl y Beitz, pero en este caso, la ponderación de los criterios se obtiene a partir de una matriz de decisión (Tabla 72). En esta matriz se compara una propiedad contra otra y se le asigna un 1 a la propiedad prioritaria. Finalmente se suma toda la columna, para obtener la frecuencia relativa sobre la suma total (10 ptos.).

Tabla 72. Matriz de decisión para ponderar el factor de peso  $W_1$ .

vs.	Preferencia				
	Res. max.	Lím. fluencia	Bajo peso	Bajo costo	Soldabilidad
Resistencia max.		1	1	1	0
de fluencia	0		1	1	0
Bajo peso	0	0		1	0
Bajo costo	0	0	0		1
Soldabilidad	1	1	1	0	
<b>Suma total (10)</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>1</b>
<b>Frecuencia rel.</b>	<b>0.10</b>	<b>0.20</b>	<b>0.30</b>	<b>0.30</b>	<b>0.10</b>

La Tabla 73 muestra los criterios de evaluación para la selección del material del bastidor:

Tabla 73. Criterios de evaluación para la selección de material de chasis y su factor de peso  $W_1$ .

Criterios de evaluación	Factor de pPeso $W_1$
Resistencia máx.	0.10
Lím. fluencia máx.	0.20
Bajo peso	0.30
Bajo costo	0.30
Soldabilidad	0.10

La Tabla 74 representa la valuación de los materiales. El método de calificación se repite de los casos anteriores.

Tabla 74. Valuación de los materiales del chasis, factor  $W_2$ .

Material	Resistencia máx.	Lím. fluencia máx.	Bajo peso	Bajo costo	Soldabilidad
ASTM A36	3.1	2.9	1.7	4.0	4.0
ASTM A500 B	3.1	3.7	1.9	3.8	4.0
AISI 316L	4.0	2.4	1.9	1.1	3.0
ASTM A513	3.1	4.0	2.0	3.7	3.0
Aluminio 6061-T6	2.0	2.8	4.0	1.4	2.5
Aluminio 6063-T5*	1.4	1.7	2.6	1.2	2.5

El resultado de la selección de materiales (Tabla 75) se obtiene multiplicando el factor  $W_1$  por  $W_2$ .

Tabla 75. Matriz de evaluación resultante mediante el método G. Pahl y W. Beitz para la selección del material chasis.

Criterio	$W_1$	ASTM A36		ASTM A500 B		AISI 316L		ASTM A513		Aluminio 6061-T6		Aluminio 6063-T5*	
		$W_2$	$W_1W_2$	$W_2$	$W_1W_2$	$W_2$	$W_1W_2$	$W_2$	$W_1W_2$	$W_2$	$W_1W_2$	$W_2$	$W_1W_2$
Max. tensión	0.10	3.10	0.31	3.10	0.31	4.00	0.40	3.10	0.31	2.00	0.20	1.40	0.14
Max. fluencia	0.20	2.90	0.58	3.70	0.74	2.40	0.48	4.00	0.80	2.80	0.56	1.70	0.34
Bajo peso	0.30	1.70	0.51	1.90	0.57	1.90	0.57	2.00	0.60	4.00	1.20	2.60	0.78
Bajo costo	0.30	4.00	1.20	3.80	1.14	1.10	0.33	3.70	1.11	1.40	0.42	1.20	0.36
Soldabilidad	0.10	4.00	0.40	4.00	0.40	3.00	0.30	3.00	0.30	2.50	0.25	2.50	0.25
Total	1.00	<b>3.00</b>		<b>3.16</b>		2.08		3.12		2.63		1.87	

El material con mejor calificación es el acero ASTM A500 grado B. Se puede notar que casi todos los aceros, excepto el inoxidable, obtienen prácticamente la misma calificación, pues las ventajas que poseen en algunas de sus propiedades se compensan con sus carencias en otras (si se calcula el promedio de sus calificaciones, los valores resultantes serán todavía más parecidos). Por esta razón (calificaciones muy similares) se utilizará el ASTM A36 al ser el más común de ellos<sup>37</sup>. Un análisis más detallado debe determinar qué propiedades de los aceros se deben ponderar con mayor fuerza para escoger el material más adecuado.

## CRITERIO ESTRUCTURAL Y SELECCIÓN DE PERFILES

El criterio estructural contempla dos largueros paralelos conectados por travesaños. Sobre estos largueros se asientan los soportes para los bogies y componentes del habitáculo. Existen dos travesaños en un nivel superior que dan soporte al doble piso. Debajo de este piso se alojan los componentes que integran el tren motriz (Fig. 156).

Este diseño ofrece una buena capacidad de carga debido a su buena resistencia a la flexión longitudinal, pues los largueros son continuos desde la parte frontal hasta la parte posterior. Pero su resistencia a la torsión no es óptima, por lo que se agrega un tubo que rodea todo el habitáculo y remata en un elemento similar a un roll bar; todo esto incrementando la capacidad a las torsiones. Así mismo, este tubo y roll bar sirven como elementos de seguridad pasiva al habitáculo.

La estructura secundaria está diseñada para dar sostén a los componentes que integran el vehículo y soporte extra a las flexiones y torsiones que recibe la estructura principal.

<sup>37</sup> suponiendo que el diseño será empleado para un prototipo y no para el diseño final del producto

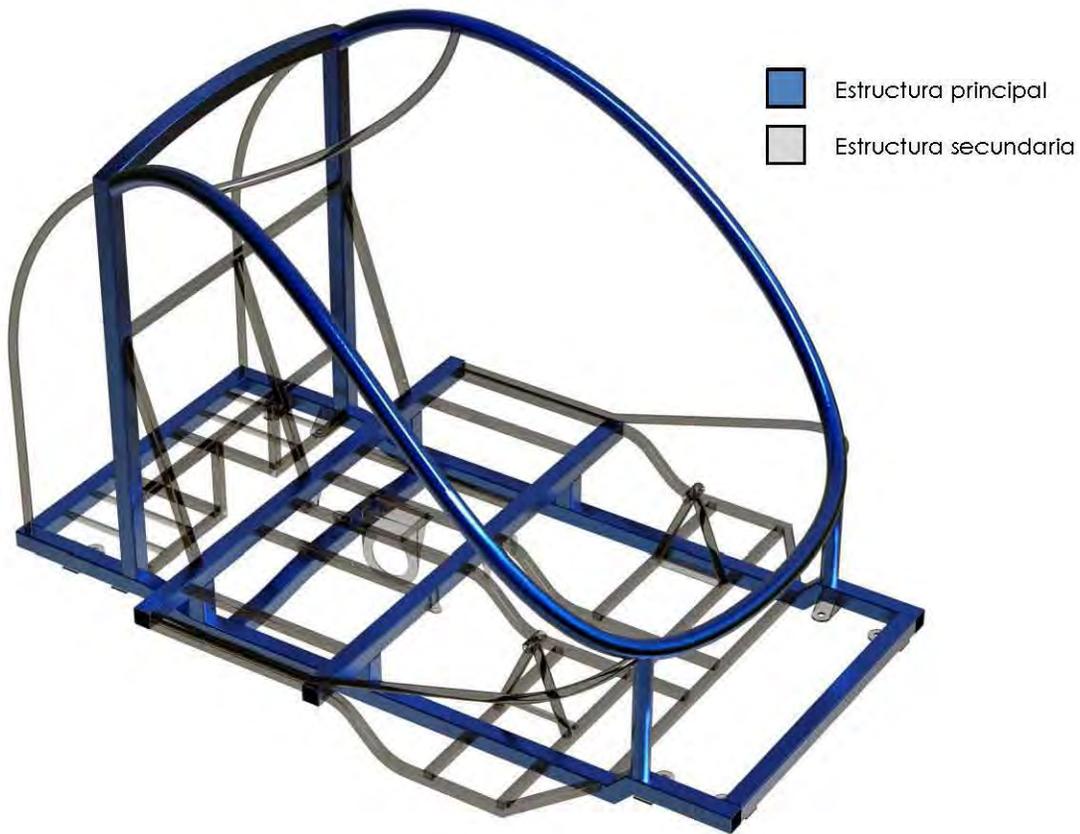
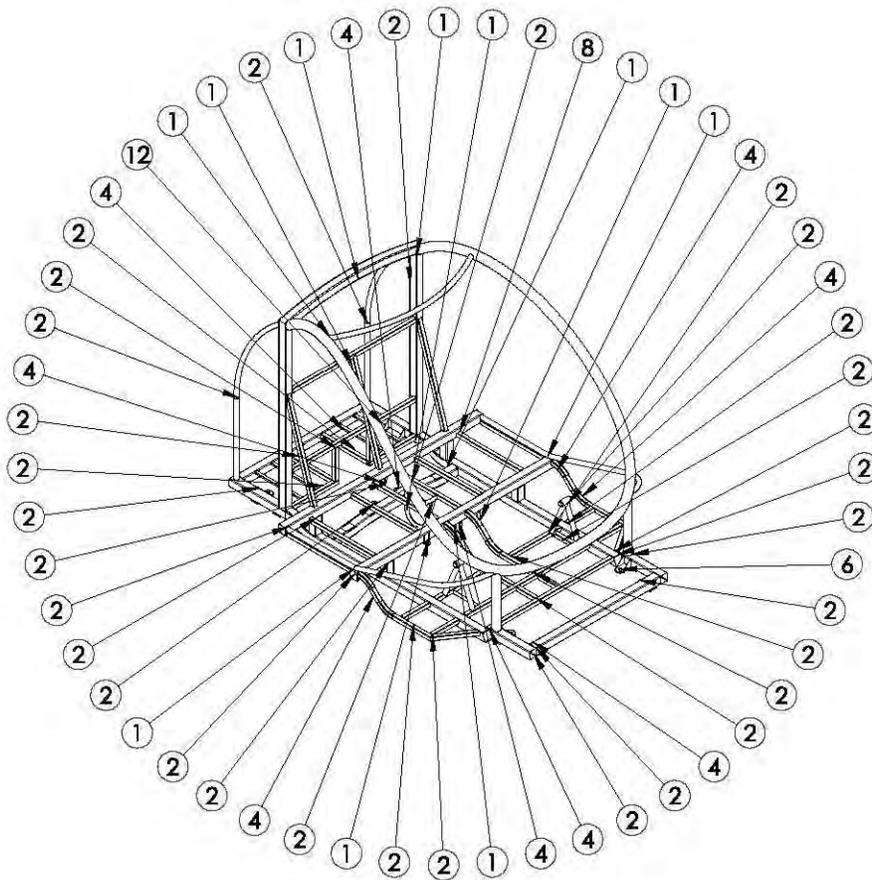


Fig. 156. Diagrama del criterio estructural del chasis. (Elaboración propia)

La estructura principal está construida en perfil PTR cuadrado de 2 [in] calibre 14, para los elementos rectos o casi rectos. En el caso de las barras que requieren ser roldadas, se utiliza tubo circular de 2 [in] calibre 14. Para la sección secundaria se eligió un PTR cuadrado de 1 [in] calibre 16 en los rectos. Para los elementos roldados se utilizó tubo circular de 1[in] calibre 16.

El siguiente diagrama expone la estructura planteada (Fig. 157), mostrando los tipos de perfiles seleccionados, materiales, calibres y el número de piezas que la componen. Los números dentro de los círculos indican la cantidad de piezas de cada tipo de corte.



Tipo Elemento	Cantidad Piezas	Material	Descripción
1	18	ASTM A36	PTR perfil rect. 50.80X50.8 C14 (2 X 2")
2	4	ASTM A36	Tubo 50.80 C14 (2")
3	47	ASTM A36	PTR perfil rect. 25.40X25.40 C16 (1 X 1")
4	9	ASTM A36	Tubo 25.40 C16 (1")

Fig. 157. Descripción de los perfiles estructurales usados en el chasis. (Elaboración propia)

### DIMENSIONES GENERALES

La trayectoria del tubo que rodea el habitáculo tiene como objetivo dar soporte a la carrocería y dividir el espacio en tres áreas: la primera área forma el cristal frontal y a los lados, las otras áreas forman las puertas de acceso al vehículo. Los largueros principales tienen dos niveles: un superior donde se asientan los bogies y uno inferior en el cual se asienta la parte baja del habitáculo. Este diseño de dos niveles ayuda a no incrementar la altura final del vehículo. El alto y el ancho de la estructura respetan el diseño del habitáculo (Fig. 158).

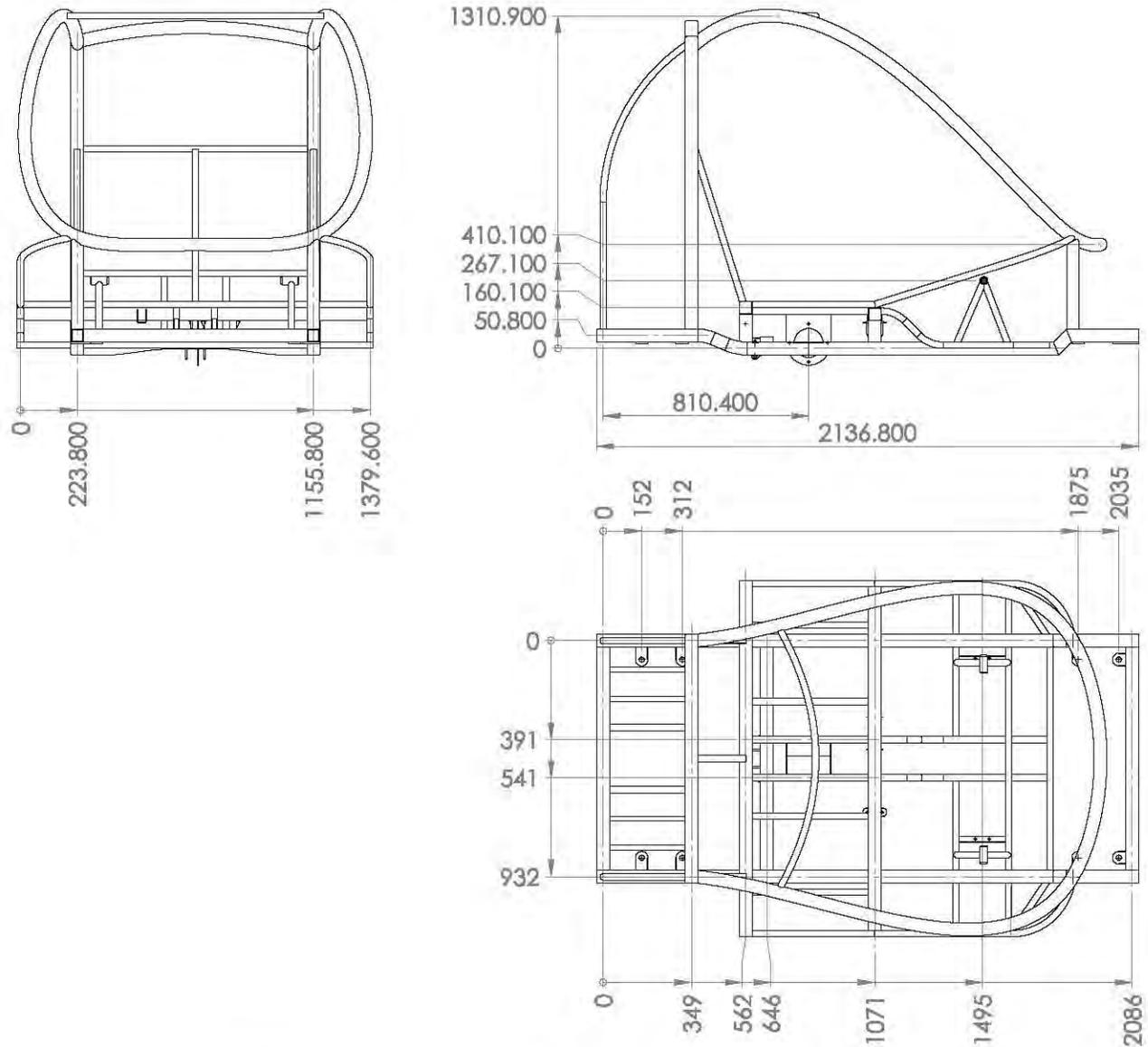


Fig. 158. Dimensiones generales del chasis. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia)

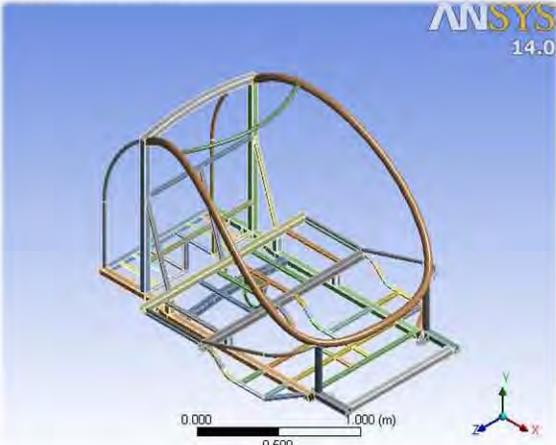
## ELEMENTO FINITO

Se analiza el chasis bajo las cargas a las que estará sujeto el vehículo durante su uso, específicamente durante el segmento de frenado máximo (en 24 [m]), donde sucede la mayor aceleración (como valor absoluto).

A diferencia de los estudios anteriores, para este análisis se utiliza el software Ansys Workbench 14.0.

INFORMACIÓN DEL MODELO

Ensamble chasis\_FEM



Dimensiones	
Largo X	2.1376 m
Largo Y	1.4031 m
Largo Z	1.405 m
Propiedades	
Volumen	9.7548e-003 m <sup>3</sup>
Masa	76.575 kg
Factor de escala	1
Estadísticas	
Solidos	124
Nodos	385168
Elementos	97167

Fig. 159. Información del modelo del chasis (AEF). (Elaboración propia)

PROPIEDADES DEL MATERIAL

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes	
	Acero estructural (ASTM A36)		
	Density	7850 kg m <sup>-3</sup>	Soporte principal
	Tensile Ultimate Strength Pa	4.60E+08	
	Compressive Yield Strength Pa	2.50E+08	
	Tensile Yield Strength Pa	2.50E+08	
	Young's Modulus Pa	2E+11	
	Poisson's Ratio	0.3	
	Bulk Modulus Pa	1.6667E+11	
	Shear Modulus Pa	7.6923E+10	
	Reference Temperature C	22	

Alternating Stress Mean Stress:

Alternating Stress Pa	Cycles
4.00E+09	10
2.83E+09	20
1.90E+09	50
1.41E+09	100
1.07E+09	200
4.41E+08	2000
2.62E+08	10000
2.14E+08	20000
1.38E+08	1.00E+05
1.14E+08	2.00E+05
8.62E+07	1.00E+06

Fig. 160. Propiedades del material del chasis (AEF). (Elaboración propia)

### INFORMACIÓN DE LA MALLA

El mallado se escoge a partir del tipo de estudio y físicas aplicadas, en este caso corresponde a un estudio de mecánica. La siguiente tabla es un resumen de las propiedades seleccionadas (Tabla 76).

Tabla 76. Información de la malla del chasis (AEF).

Object Name	Mesh
Physics Preference	Mechanical
Relevance Center	Coarse
Element Size	Default
Nodes	385168
Elements	97167
Mesh Metric	None

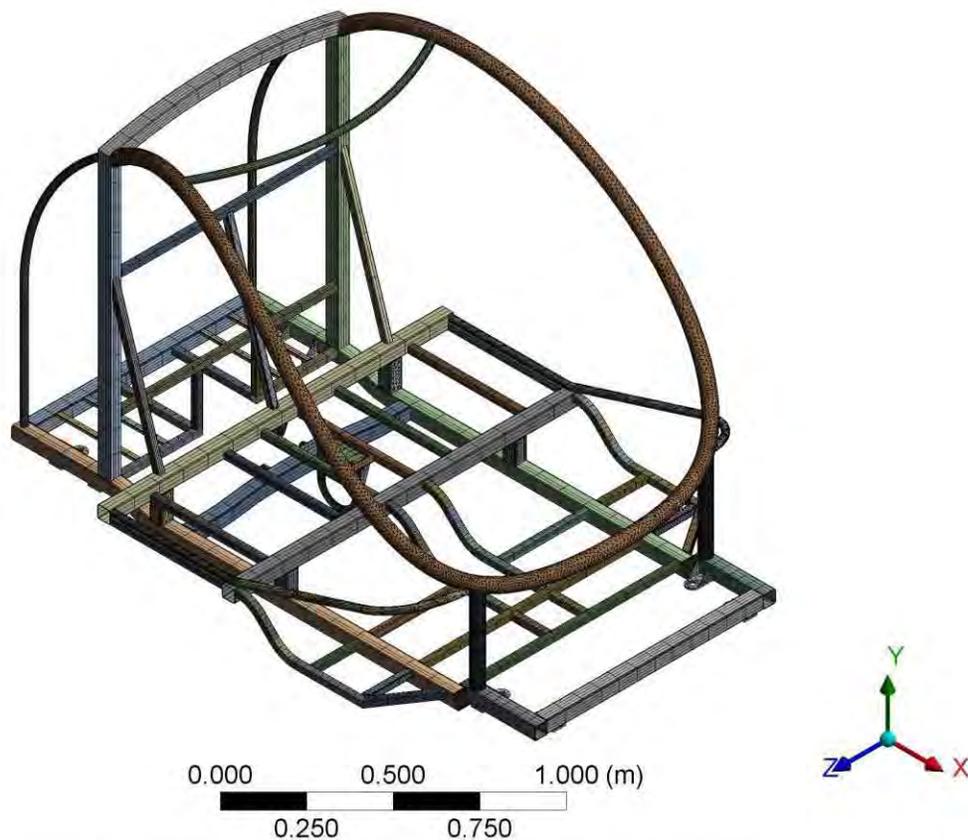


Fig. 161. Mallado para el análisis de elemento finito del chasis. (Elaboración propia)

### PROPIEDADES DEL ESTUDIO

Se trabaja con un análisis estático estructural (Tabla 77). En este caso no se selecciona previamente si se va a trabajar con un análisis lineal o no lineal. El programa maneja las condiciones de no linealidad, a menos que se especifique lo contrario. Sin embargo, al trabajar con un material isotrópico y en la región lineal de los esfuerzos, el software internamente utiliza el análisis lineal.

Tabla 77. Propiedades del estudio del chasis (AEF).

Analysis Type		Object Name	Analysis Settings
Object Name	Static Structural (A5)	State	Fully Defined
State	Solved	Number Of Steps	1
Physics Type	Structural	Current Step Number	1
Analysis Type	Static Structural	Step End Time	1. s
Solver Target	Mechanical APDL	Auto Time Stepping	Program Controlled
Environment Temperature	22. °C	Solver Type	Program Controlled
Generate Input Only	No	Weak Springs	Program Controlled
		Large Deflection	Off
		Inertia Relief	Off

### CARGAS Y SUJECIONES

Como se mencionó con anterioridad, se simulan las cargas durante el frenado máximo (Tabla 78). A su vez se incluye el peso de los pasajeros, interiores, baterías y carrocería (Tabla 79). Las sujeciones corresponden a los 8 puntos de ensamble con los bogies (Tabla 80).

Tabla 78. Aceleraciones del estudio del chasis (AEF).

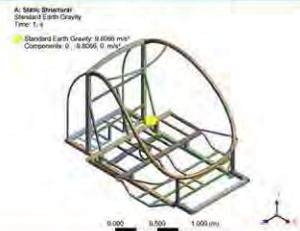
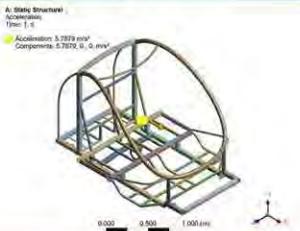
Object Name	Standard Earth Gravity	Acceleration
Geometry	All Bodies	
Definition		
Coordinate System	Global Coordinate System	
X Component	0. m/s <sup>2</sup> (ramped)	5.7879 m/s <sup>2</sup> (ramped)
Y Component	-9.8066 m/s <sup>2</sup> (ramped)	0. m/s <sup>2</sup> (ramped)
Z Component	0. m/s <sup>2</sup> (ramped)	0. m/s <sup>2</sup> (ramped)
		

Tabla 79. Cargas del estudio del chasis (AEF).

Object Name	Fuerza Interiores	Fuerza Pax	Fuerza Carrocería	Fuerza Baterías
Scoping Method	Geometry Selection			
Geometry	35 Faces	5 Faces	11 Faces	6 Faces
Coordinate System	Global Coordinate System			
X Coordinate	0.69712 m	0.5 m	0.58515 m	-0.1944 m
Y Coordinate	0.25 m	0.35 m	0.3746 m	2.496e-002 m
Z Coordinate	-0.6171 m			
Definition				
Type	Remote Force			

Define By	Components			
X Component	0. N (ramped)			
Y Component	-360.32 N (ramped)	-1887.4 N (ramped)	-1102.2 N (ramped)	-497.56 N (ramped)
Z Component	0. N (ramped)			
Suppressed	No			
Behavior	Deformable			
	<p>A: Static Structural Fuerza F1/Force1 Time: 1 s Fuerza: 360.32 N Componente: 0, -360.32, 0 N Location: (0,0,0), (0,0,0)</p>	<p>A: Static Structural Fuerza F2/Force2 Time: 1 s Fuerza: 1887.4 N Componente: 0, -1887.4, 0 N Location: (0,0,0), (-1871,0)</p>	<p>A: Static Structural Fuerza F3/Force3 Time: 1 s Fuerza: 1102.2 N Componente: 0, -1102.2, 0 N Location: (0,0,0), (0,0,0)</p>	<p>A: Static Structural Fuerza F4/Force4 Time: 1 s Fuerza: 497.56 N Componente: 0, -497.56, 0 N Location: (0,0,0), (0,0,0)</p>

Tabla 80. Sujeciones del estudio del chasis (AEF).

Name	<i>Fijo Bogies</i>
State	Fully Defined
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	16 Faces
Type	Fixed Support

**CONTACTOS**

La definición de contactos es del tipo unión rígida (Tabla 81). Se supone que la soldadura trabaja como unión rígida.

Tabla 81. Contactos del estudio del chasis (AEF).

Object Name	<i>Contacts</i>
State	Fully Defined
Definition	
Connection Type	Contact
Type	Bonded
Auto Detection	
Tolerance Type	Slider
Tolerance Slider	0
Tolerance Value	7.2939e-003 m

**RESULTADOS**

Los resultados tienen aplicado un factor de escala de deformación de: 1000, para poder apreciar cómo se distorsionan las piezas.

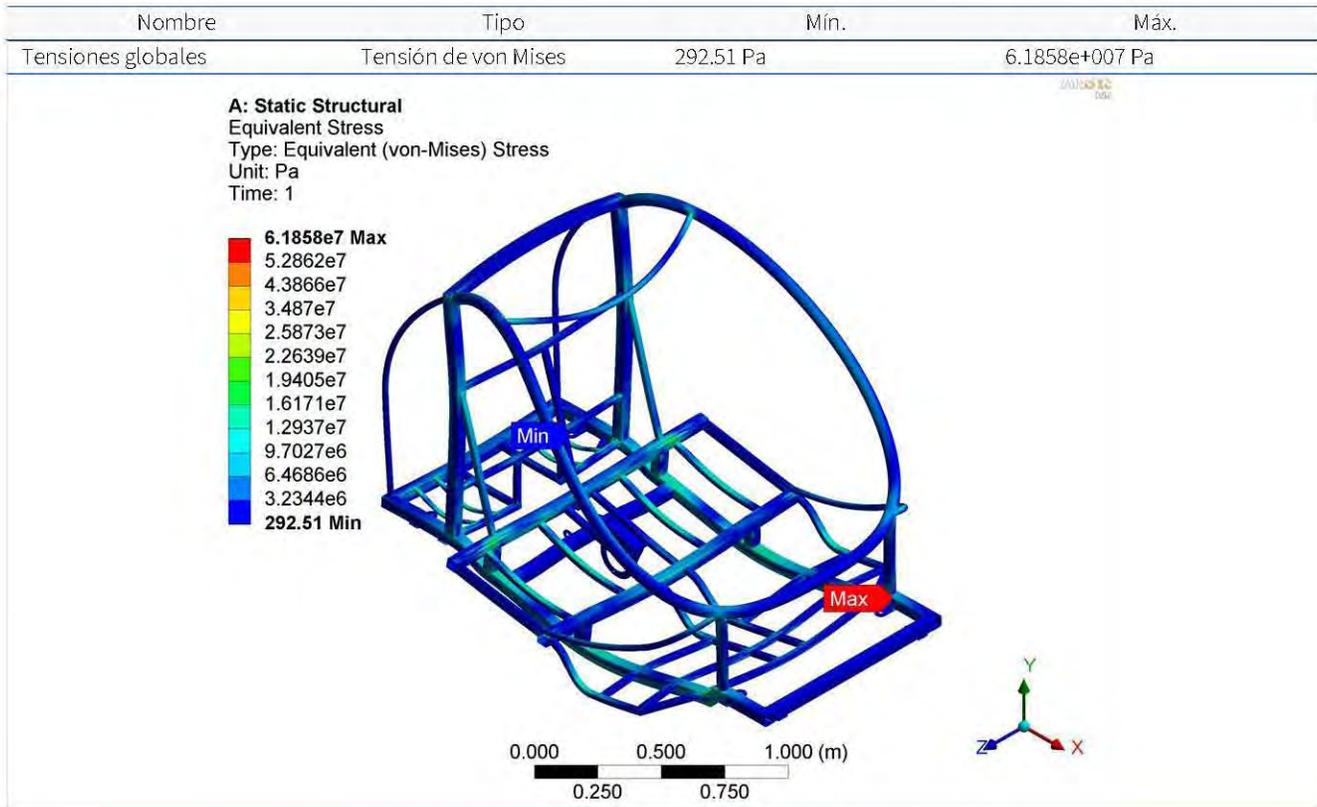


Fig. 162. Tensiones globales del estudio del chasis (AEF). (Elaboración propia)

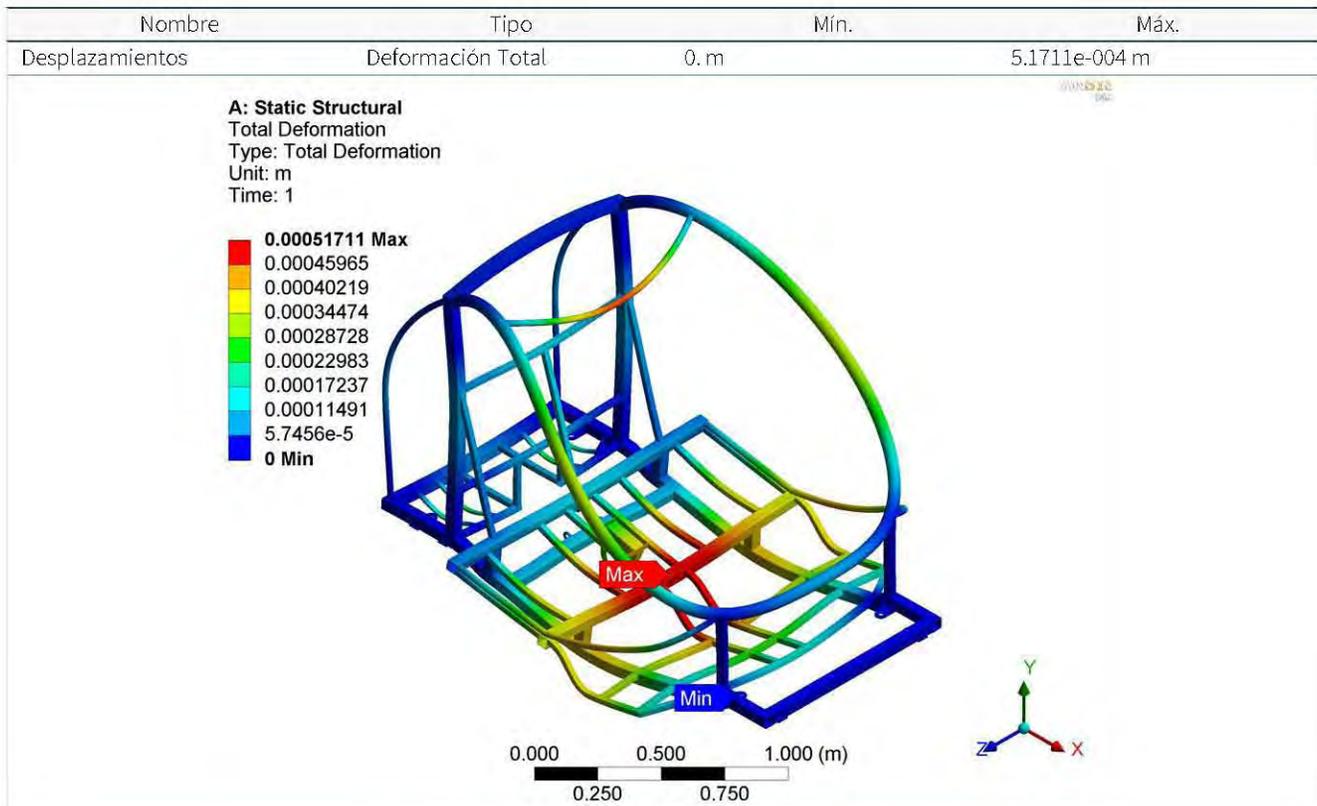


Fig. 163. Desplazamientos del estudio del chasis (AEF). (Elaboración propia)



Fig. 164. Deformaciones unitarias del estudio del chasis (AEF). (Elaboración propia)



Fig. 165. Factor de seguridad del estudio del chasis (AEF). (Elaboración propia)

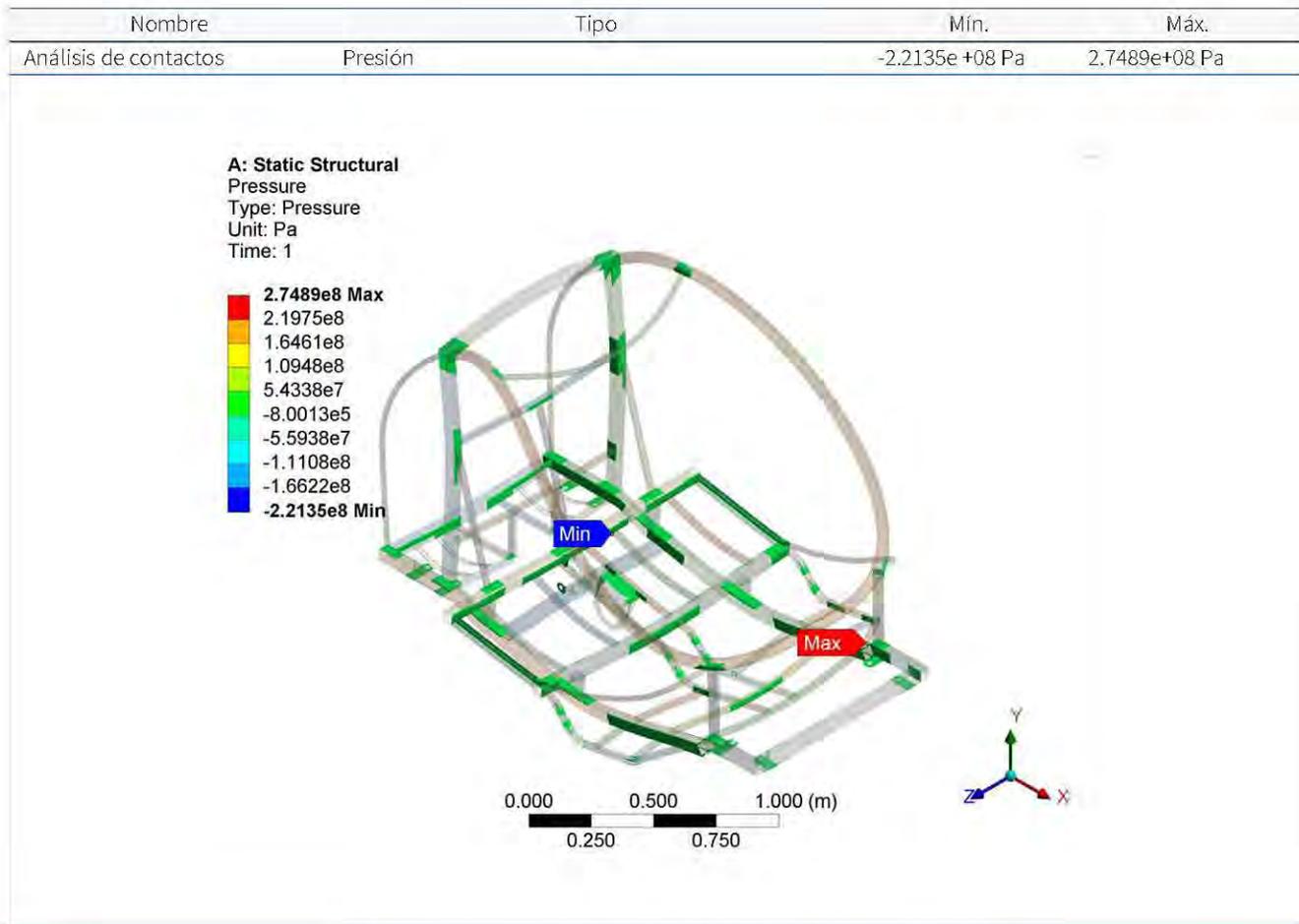


Fig. 166. Análisis de contactos del estudio del chasis (AEF). (Elaboración propia)

## CONCLUSIONES DEL ESTUDIO

El diseño concentra la mayor cantidad de esfuerzos en las uniones de los largueros con los travesaños del doble piso, ya que es el lugar donde se concentran la mayoría de las cargas. El punto de mayor esfuerzo se encuentra en la unión del larguero superior, que recibe a los bogies frontales, con el larguero inferior. Esta zona tiene una esfuerzo máximo de Von Mises de 61.85 [MPa] (Fig. 162). El factor de seguridad mínimo es 4.04 sobre el límite elástico del acero estructural (250 [MPa]) (Fig. 165).

El análisis de las reacciones en los contactos, demuestra que la mayoría de los contactos está ubicado alrededor de 55 [MPa] y con un máximo de 274.89 [MPa]. El tamaño de los cordones de soldadura tendrá que cumplir con los esfuerzos calculados en este análisis (Fig. 166).

Una característica fundamental que se busca en el diseño, es que la vida útil del chasis sea considerada *infinita* y que durante el uso del vehículo nunca se tenga que sustituir este componente. Para lo cual se hizo un análisis con carga totalmente reversible, utilizando las cargas descritas anteriormente. La siguiente imagen muestra el resultado de dicho análisis (Fig. 167). Se puede notar que todas las áreas están en rojo, lo cual significa que el diseño no fallará por fatiga. (Al igual que el Solidworks, se establece que con  $10^6$  ciclos no hay falla).

**A: Static Structural**  
 Life  
 Type: Life  
 Time: 0

**1e6 Max**  
**1e6 Min**

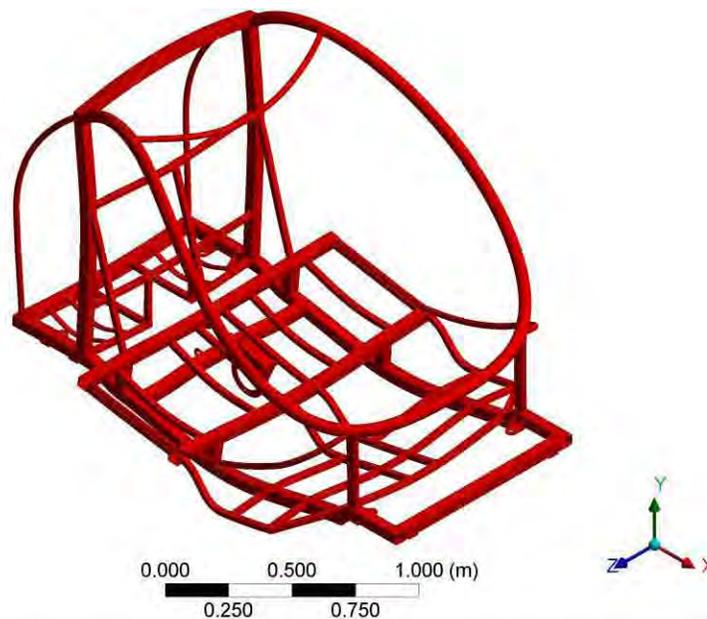


Fig. 167. Resultado del análisis de fatiga del chasis para una carga completamente reversible. (Elaboración propia)

El análisis demuestra que el diseño del chasis es apropiado para las cargas que se le solicitan a la estructura. Este análisis se concentra en determinar la capacidad de carga longitudinal a través de los largueros y no demuestra su capacidad a las torsiones. Sin embargo, al tratarse de un equipo que circulará por vías regulares, las torsiones tienen una importancia menor. Se tendrá que realizar un estudio de este tipo de situaciones cuando se desarrolle el diseño de la vía y analizar en qué forma afecta al chasis.

## DISEÑO CONCEPTUAL DEL TREN MOTRIZ

El chasis debe soportar y alojar los elementos mecánicos del tren motriz. El diseño del tren motriz es parte de otro trabajo de investigación, no obstante un correcto diseño de chasis debe considerar estos elementos. Para cubrir esta carencia se hizo un diseño conceptual del tren motriz, incluyendo los componentes principales que lo integran.

El término propulsión híbrida es utilizado para referirse a vehículos con más de una fuente de propulsión. En este caso las dos fuentes de propulsión son el motor eléctrico y la potencia humana del pedaleo. Para interconectar estos sistemas y tener una única fuente de propulsión existen dos grandes soluciones: sistemas en serie y sistemas en paralelo. Se propone utilizar un sistema en serie para el vehículo THE Puma.

## PROPULSIÓN HÍBRIDA EN SERIE

Los pedales están acoplados a un generador, que produce electricidad para el motor eléctrico que acciona el giro de las ruedas (Fig. 168). Es llamado híbrido en serie pues el flujo de energía se mueve en línea directa.

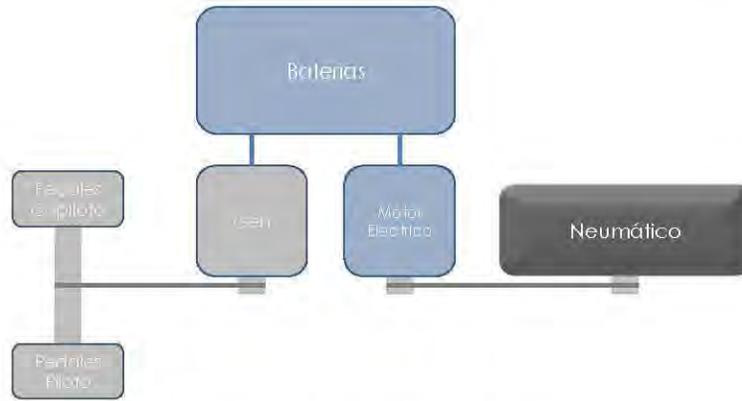


Fig. 168. Diagrama de la propulsión híbrida en serie. (Elaboración propia)

Se propone este tipo de sistema para que el control electrónico regule la velocidad, potencia y demás parámetros del motor sin la interferencia de los usuarios mientras pedalean, facilitando el control automático de los vehículos. La energía producida por el pedaleo es acumulada en las baterías y después suministrada directamente al motor.

Una desventaja del sistema es que la energía debe ser convertida varias veces desde los pedales hasta la tracción en la rueda neumática. Sin embargo esta pérdida de eficiencia no es tan importante pues el pedaleo es la fuente de energía secundaria. El vehículo se desplaza principalmente por la energía almacenada en las baterías, proveniente de la red de eléctrica en las estaciones de servicio donde los vehículos recargarán las baterías.

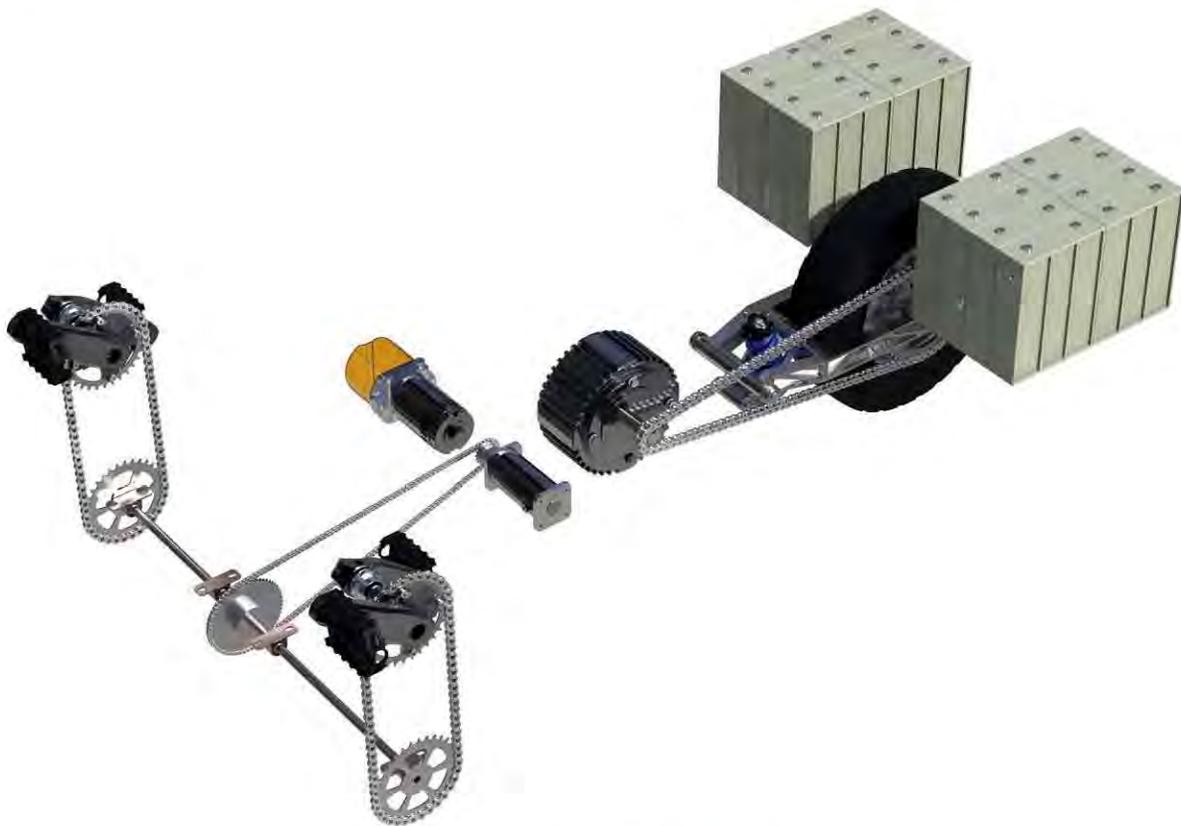


Fig. 169. Diseño conceptual del tren motriz. (Elaboración propia)

A continuación se en listan las componentes comerciales principales para el tren motriz (Fig. 170). La elección de estos componentes no es tan profunda como casos anteriores, pero provee un buen parámetro para determinar el peso final del vehículo.

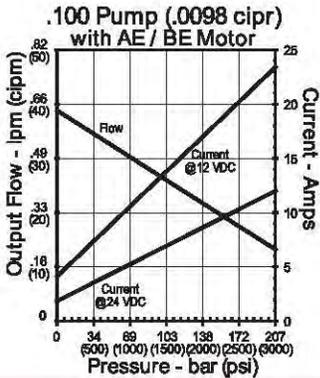
Componente	Descripción
	<p><b>Motor eléctrico</b></p> <p>Fabricante: Golden Motor Modelo: HPM-10KW</p> <p>Voltaje: 48V/72V/96V/120V Potencia: 8KW-20KW Eficiencia: 91% Velocidad: 2000-6000rpm Peso: 17Kgs Cubierta: Aluminio Largo: 170mm Diámetro: 206mm</p>
	<p><b>Generador eléctrico DC</b></p> <p>Fabricante: McMaster Inc. Modelo: 59835K61</p> <p>Voltaje: 24VDC Velocidad: 4200 Rpm Corriente: 4.4 Amp</p>
	<p><b>Bomba electrohidráulica</b></p> <p>Fabricante: Parker Hannifin Corporation Modelo: 108 Series</p>  <p><b>.100 Pump (.0098 cipr) with AE / BE Motor</b></p> <p>Output Flow - lpm (cipm) vs Pressure - bar (psi) vs Current - Amps</p>
	<p><b>Celda de batería</b> LiFePO<sub>4</sub></p> <p>Fabricante: HiPower Ltd. Modelo: HP-PW-100AH</p> <p>Voltaje nominal: 3.2V Capacidad: 100AH Descarga: 3C continua / 5-8C pico Tamaño: 163*51*278 mm Peso por celda: 3.4 Kg</p> <p>Celdas totales: 16 Peso total: 54.4 Kg</p>

Fig. 170. Propuesta conceptual de elementos del tren motriz. (Imágenes: elaboración propia)

### ELEMENTO FINITO DE LOS SOPORTES

A continuación se hace un breve estudio de la resistencia estructural para el soporte del motor y el soporte de las baterías. Se decidió analizar estos elementos por separado, pues son elementos correspondientes al diseño del tren motriz y probablemente cambien en el futuro. Aun así se les realiza este análisis para demostrar la viabilidad del diseño del chasis.

#### CARGAS EN EL SOPORTE DEL MOTOR

Se simula el peso del motor sobre los tornillos y la reacción del par motor transmitido a la rueda neumática (Fig. 171).

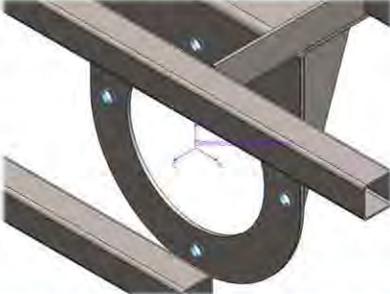
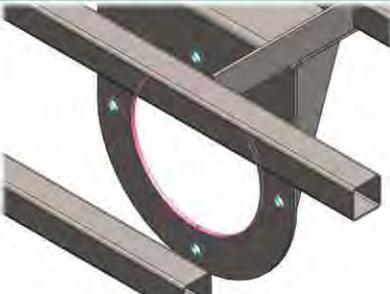
Nombre de carga	Imagen de carga	Detalles de carga
Masa remota del motor		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Masa remota Fuerza valores: ---, -17, --- kgf Momento Valores: ---, ---, --- N-m Coordenadas de referencia: 0 0 63 mm
Torsión – par motor		Entidades: 4 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: momento torsor Valor: -115.735 N-m

Fig. 171. Cargas en el soporte del motor (AEF). (Elaboración propia)

#### CARGAS EN EL SOPORTE DE BATERÍAS

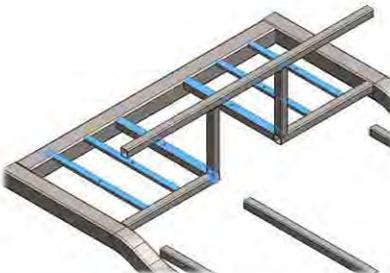
Nombre de carga	Imagen de carga	Detalles de carga
Masa de las baterías		Entidades: 6 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 497.563 N

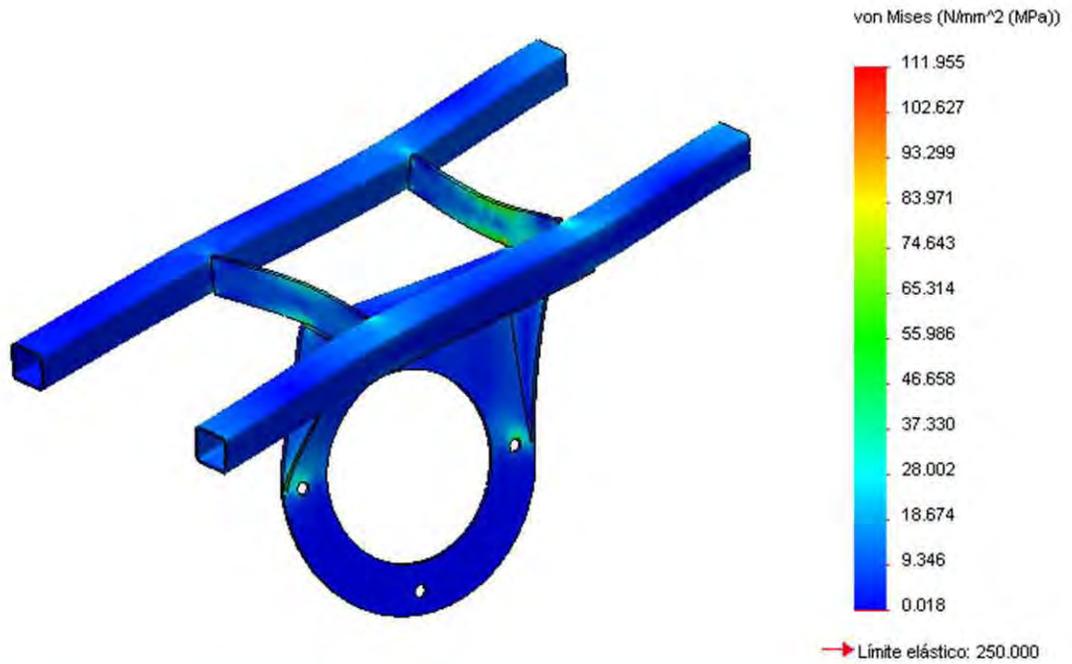
Fig. 172. Cargas en el soporte de las baterías (AEF). (Elaboración propia)

### RESULTADOS

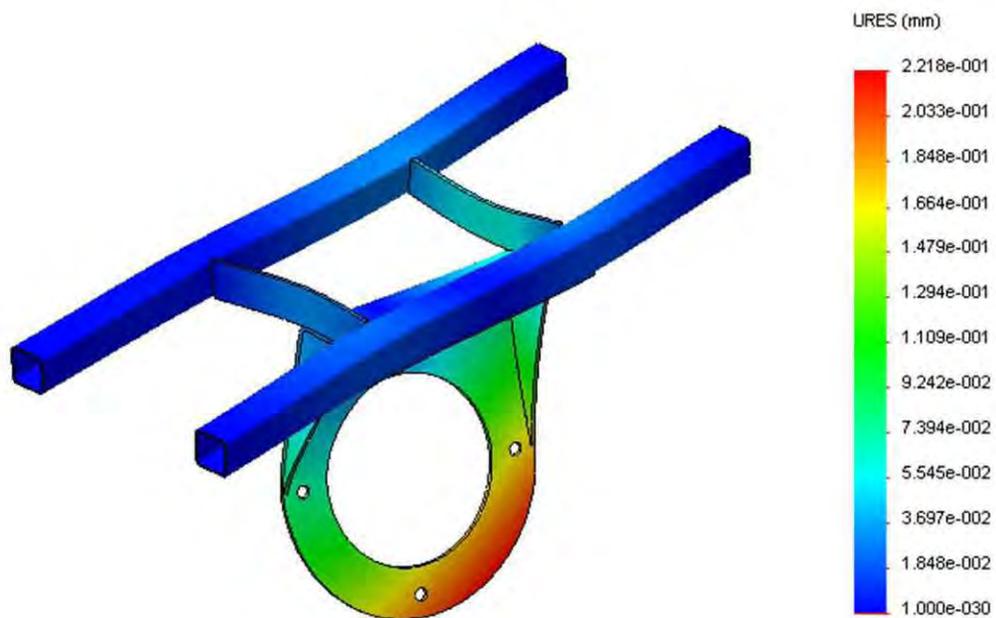
El análisis de resultados demuestra que los soportes resisten las cargas solicitadas (Fig. 173). Se obtiene un factor de seguridad mínimo en el soporte del motor de 2.23 y para el soporte de las baterías un factor de 4.07.

En el caso soporte del motor es importante notar que existe un ligero desplazamiento de 0.228 [mm]. Se recomienda que la desviación máxima que debe tener una cadena de transmisión no supere  $\frac{1}{4}$  de del paso (*pitch*) (Tsubakimoto Chain Co., 1995-2006). Tomando en cuenta el tamaño de cadena ANSI 40 con un paso de 12.70 [mm], la desviación máxima permitida es de 3.175 [mm], por lo que la deformación del soporte está dentro de las tolerancia que exige la cadena de transmisión.

Nombre de modelo: Chasis3  
 Nombre de estudio: Estudio Soporte Motor Ansi 40  
 Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1  
 Escala de deformación: 254.618



Nombre de modelo: Chasis3  
 Nombre de estudio: Estudio Soporte Motor Ansi 40  
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1  
 Escala de deformación: 254.618



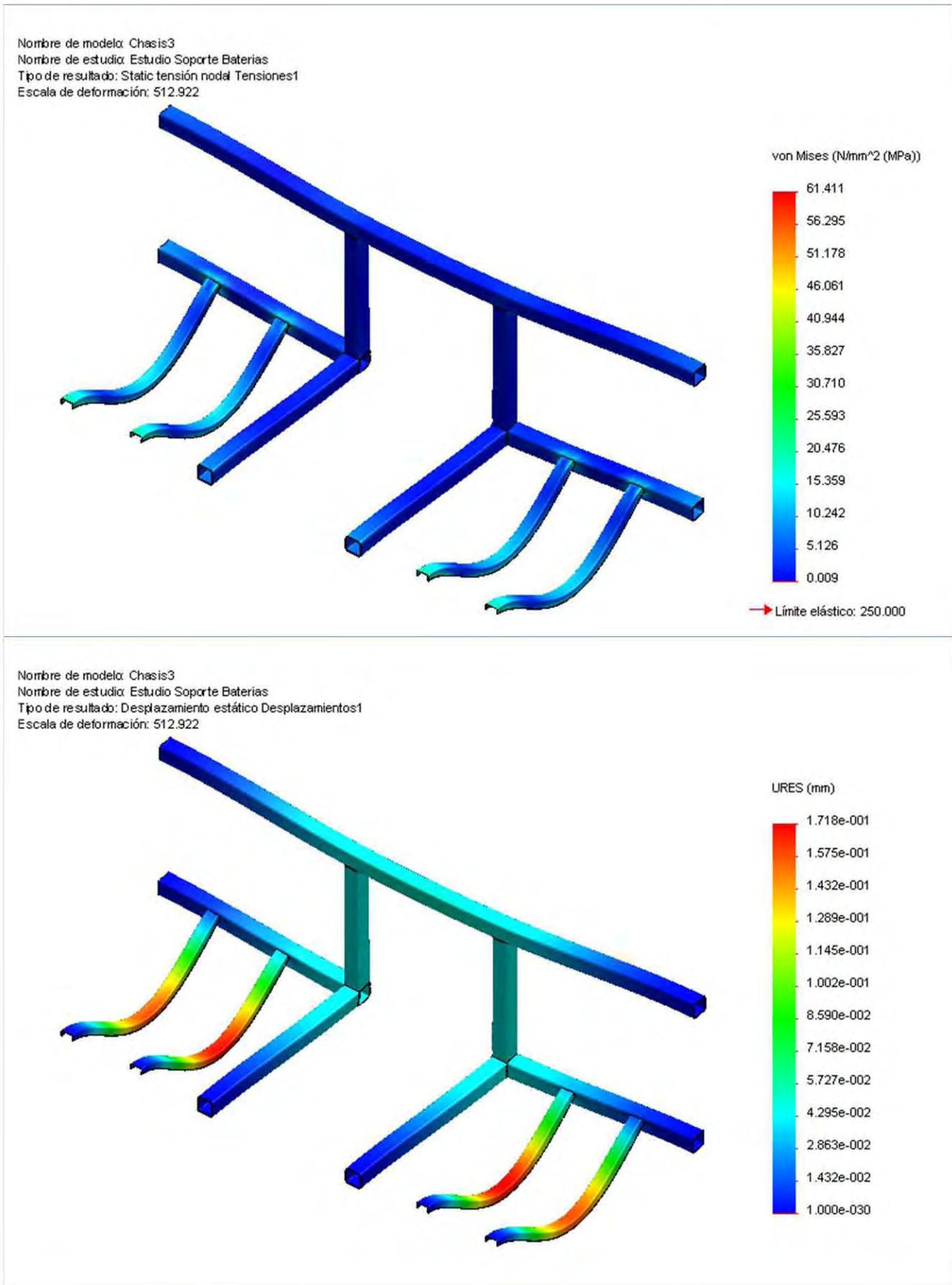


Fig. 173. Esfuerzos de Von Mises y desplazamientos del soporte del motor y baterías (AEF). (Elaboración propia)

## ENSAMBLE COMPLETO

El ensamble de la estructura es la base para manufacturar el vehículo (aunque se haya diseñado en una de las últimas etapas del trabajo), pues sobre éste se arman y ensamblan todos los demás componentes. La siguiente imagen muestra el ensamble completo del chasis (Fig. 174).



Fig. 174. Render del ensamble completo del chasis. (Elaboración propia)

### PROPIEDADES FÍSICAS DEL CHASÍS

- Masa, sin tren motriz= 78.2521 kilogramos
- Masa, con tren motriz<sup>38</sup>= 162.0627 kilogramos
- Volumen = 0.0100 metros cúbicos
- Área de superficie = 11.0519 metros cuadrados

Centro de masa: (metros)

- X= 0.5602
- Y= 0.1705
- Z= -0.6176

<sup>38</sup> Incluye todos los elementos del tren motriz mostrados en la Fig. XX como: baterías, bomba electrohidráulica, motor, generador, sprocket, pedales, etcétera.

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos \* metros cuadrados) medido desde el centro de masa.

- $I_x = (0.9679, -0.2513, -0.0011)$   $P_x = 27.0622$
- $I_y = (-0.0019, -0.0030, -1.0000)$   $P_y = 42.6903$
- $I_z = (0.2513, 0.9679, -0.0034)$   $P_z = 45.1980$

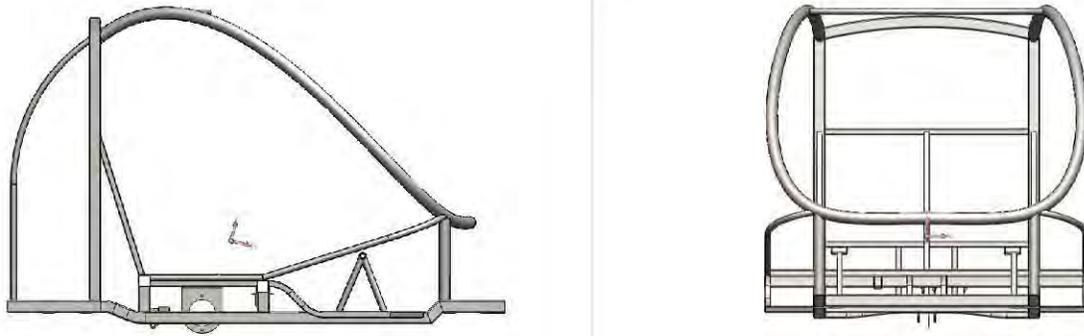


Fig. 175. Centro de masa del ensamble del chasis. (Elaboración propia)

### LISTA DE PIEZAS

A continuación se enlistan todas las piezas del ensamble (Tabla 82), detallando su material, el proceso de manufactura propuesto y la cantidad.

Tabla 82. Lista de piezas para el chasis.

Nombre pieza	Manufactura	Material	Cantidad
<b>ESTRUCTURA</b>			<b>1</b>
PTR perfil rect. 50.80X50.8 C14 (2 X 2")	corte, rolado, soldadura	ASTM A36	18
Tubo 50.80 C14 (2")	corte, rolado, soldadura	ASTM A36	4
PTR perfil rect. 25.40X25.40 C16 (1 X 1")	corte, rolado, soldadura	ASTM A36	47
Tubo 25.40 C16 (1")	corte, rolado, soldadura	ASTM A36	9
Perfil C 25.4X12.70 C16	corte, soldadura	ASTM A36	4
Soporte bogie	placa: corte, soldadura	ASTM A36	8
Soporte Hub Pedales - tubo 25.40 C16	corte, rolado, soldadura	ASTM A36	4
Hub Pedales	corte, rolado, soldadura	ASTM A36	2
Puntos de anclaje suspensión (rueda neumática)	placa: corte, soldadura	ASTM A36	6
Soporte generador McMaster	placa: corte, soldadura	ASTM A36	2
Soporte bomba electro hidráulica	placa: corte, soldadura	ASTM A36	1
Soporte motor Golden Motor	placa: corte, soldadura	ASTM A36	1
<b>TREN MOTRIZ</b>			<b>1</b>
Hub, cranky pedales	Pieza comercial	-	2
Golden Motor, modelo: HPM-10KW	Pieza comercial	-	1
McMaster Inc, modelo:	Pieza comercial	--	1
Parker Hannifin Corp, 108 Series	Pieza comercial	-	1
HiPower Ltd. HP-PW-100AH	Pieza comercial	-	16
<b>TOTAL</b>			<b>127</b>



**COMPONENTE: CARROCERÍA Y PANELES INTERIORES**

Las piezas de esta sección recubren el exterior e interior del vehículo, haciendo confortable el uso y estéticamente agradable. Adicionalmente, recubrir el vehículo permite que el vehículo sea usado a la intemperie sin afectar a los pasajeros y a los sistemas eléctricos.

Tabla 83. Ficha de descripción del componente: carrocería y paneles interiores.

Concepto	Descripción
Función de la parte	Recubrimiento de los elementos internos y externos.
Requerimientos principales	<ul style="list-style-type: none"> <li>→ Volumen reducido, bajo peso</li> <li>→ Amplio campo de visión</li> <li>→ Ventilación de sistemas y tren motriz</li> <li>→ Dos puertas de acceso a cada lado</li> </ul>

**CARROCERÍA**

El diseño de la carrocería es tipo monovolumen. La zona de la rueda neumática, motor y cabina están completamente integrados en un solo espacio. El diseño busca ocupar el menor volumen, pero respeta la geometría planteada en el diseño conceptual, tipo gota, para reducir la resistencia la avance.

La carrocería utiliza paneles intercambiables bicolors para tener una variedad de opciones disponibles a los clientes del sistema THE Puma y puedan personalizarlo a su conveniencia. El color principal se aplica a casi toda la superficie de la carrocería y el segundo color es usado en una moldura que cubre el piso y envuelve el roll bar (Fig. 176).





Fig. 176. Visitas de la carrocería bicolor fabricada en fibra de vidrio. (Elaboración propia)

Al tener un espacio reducido en el interior, se amplía la sensación de espacio utilizando grandes superficies de vidrio. Con este diseño se obtiene un campo de visión muy amplio, haciendo el vehículo un transporte cómodo de utilizar y útil para actividades de *sightseeing* en parques temáticos o turismo en ciudades.

El fondo es totalmente plano para minimizar la resistencia al avance, evitando que el flujo de aire intervenga con los componentes estructurales y mecánicos, que se encuentran debajo del habitáculo.

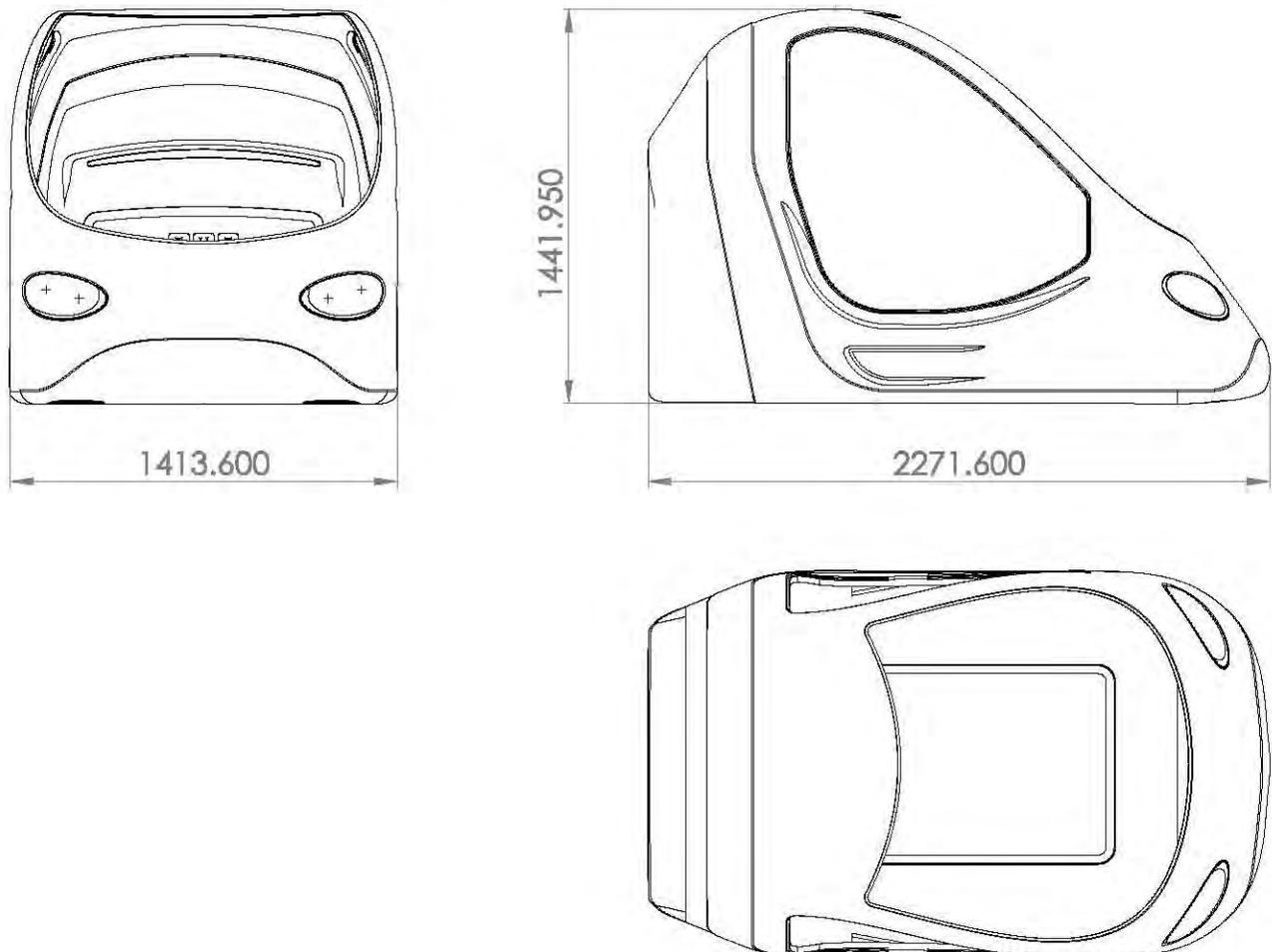


Fig. 177. Dimensiones generales de la carrocería. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia)

## CARACTERÍSTICAS

### PANELES DE ACCESO AL MANTENIMIENTO

Se diseñaron dos paneles removibles para facilitar el trabajo de mantenimiento, teniendo fácil acceso a los componentes más importantes del vehículo (Fig. 178). Un panel se ubica debajo del vehículo para acceder al tren motriz. El otro se ubica en la parte posterior para acceder a las baterías, rueda neumática y sistemas de freno.



Fig. 178. Paneles removibles para el mantenimiento. El panel inferior facilita las tareas de mantenimiento pues se puede realizar el servicio sin remover el vehículo de la vía. (Elaboración propia)

### LUCES

El vehículo cuenta con dos luces frontales a cada lado para iluminar el camino en recorridos nocturnos (Fig. 179). Aunque el vehículo es automatizado y la visión de los pasajeros no es estrictamente necesaria, se provee iluminación para que los usuarios tengan visión nocturna y por lo tanto un uso más confortable.



Fig. 179. Render de los focos frontales del vehículo. Los soportes están diseñados para recibir cualquier foco comercial. En el render se muestran cuatro focos Hella 55W H83115001. (Elaboración propia)

### PUERTAS DE ACCESO

El vehículo cuenta con dos puertas de acceso a cada lado. La apertura es hacia afuera, similar a los automóviles actuales. Para abrir la puerta se usa una manija rotativa, compartida en el interior y exterior, para simplificar su construcción y maximizar el tamaño del vidrio (Fig. 180).



Fig. 180. Render del vehículo con la puerta de acceso abierta. Se muestra en detalle la manija rotativa para la apertura de la puerta. (Elaboración propia)

### VENTILACIÓN PARA LOS COMPONENTES ELECTRÓNICOS

Para refrigerar los componentes eléctricos, las baterías y los frenos, se diseñaron tomas de aires laterales y un escape de aire caliente por detrás del vehículo. El flujo de aire enfría principalmente a las baterías y al disco de freno de la rueda neumática (Fig. 181).



Fig. 181. Ventilación de los componentes electrónicos. Entradas de aire laterales y salida de aire en la parte posterior. (Elaboración propia)

#### ENSAMBLE COMPLETO



Fig. 182. Vista explosiva del ensamblaje de la carrocería. (Elaboración propia)

### PROPIEDADES FÍSICAS DE LA CARROCERÍA

- Masa = 100.1466 kilogramos
- Volumen = 0,0410 metros cúbicos
- Área de superficie = 28.5312 metros cuadrados

Centro de masa: (metros)

- $X = 0.5671$
- $Y = 0.3722$
- $Z = -0.6214$

### LISTA DE PIEZAS

A continuación se enlistan todas las piezas del ensamble (Tabla 84), detallando su material, el proceso de manufactura propuesto y la cantidad.

Tabla 84. Lista de piezas del ensamble carrocería.

Nombre pieza	Manufactura	Material	Cant.
Soporte foco	Mecanizado	Acero AISI 1020	4
Cabina frontal	Molde	Fibra de vidrio (GFRP)	1
Cabina posterior	Molde	Fibra de vidrio (GFRP)	1
Moldura base (piso- roll bar)	Molde	Fibra de vidrio (GFRP)	1
Moldura nariz	Molde	Fibra de vidrio (GFRP)	1
Panel exterior puerta derecha	Molde	Fibra de vidrio (GFRP)	1
Panel exterior puerta izquierda	Molde	Fibra de vidrio (GFRP)	1
Panel inferior (acceso motor)	Molde	Fibra de vidrio (GFRP)	1
Panel interior puerta derecha	Molde	Fibra de vidrio (GFRP)	1
Panel interior puerta izquierda	Molde	Fibra de vidrio (GFRP)	1
Panel posterior (acceso baterías)	Molde	Fibra de vidrio (GFRP)	1
Base calavera trasera	Termoformado	Plástico ABS	1
Base foco derecha	Termoformado	Plástico ABS	1
Base foco izquierda	Termoformado	Plástico ABS	1
Rejilla	Moldeo por inyección	Plástico ABS	15
Manija interna	Moldeo por inyección	Plástico ABS	2
Manija externa	Moldeo por inyección	Plástico ABS	2
Calavera trasera	-	Vidrio	1
Cristal foco derecho 1	-	Vidrio	1
Cristal foco derecho 2	-	Vidrio	1
Cristal foco izquierdo 1	-	Vidrio	1
Cristal foco izquierdo 2	-	Vidrio	1
Cristal puerta derecha	-	Vidrio	1
Cristal puerta izquierda	-	Vidrio	1
Parabrisas frontal	-	Vidrio	1
Foco Hella 55W H83115001	Pieza comercial	-	2
Foco Hella 35W H83020041	Pieza comercial	-	2
<b>TOTAL</b>			<b>44</b>

## PANELES INTERIORES

Una vez diseñada la carrocería, se diseñan los paneles interiores que recubren el habitáculo, ocultando el chasis y sistemas de la vista de los pasajeros (Fig. 183).





Fig. 183. Paneles interiores y tablero central del vehículo. (Elaboración propia)

En la siguiente tabla se muestran los acabados superficiales para los elementos del interior del vehículo.

		
<p>Acero inoxidable cepillado detalles metálicos</p>	<p>MoldTech Bump MT-08680 molduras superiores</p>	<p>MoldTech Spatter MT-11110 molduras inferiores</p>
		
<p>Tela sintética gris recubrimiento techo</p>		

Al frente del habitáculo se ubica el tablero central, el cual mantiene el color principal de la carrocería. Al centro se ubica un panel de instrumentos con tres instrumentos: un velocímetro central y a cada lado, un instrumento para medir el desempeño del pedaleo de los pasajeros (Fig. 184).



Fig. 184. Tablero central y panel de instrumentos. (Elaboración propia)

En las siguientes imágenes se puede apreciar el espacio interior diseñado. Al fondo del habitáculo se ubica el espacio para alojar los objetos personales. Una red impide que los objetos salgan disparados hacia el habitáculo en caso de una desaceleración brusca. Adicionalmente se incluye una luz central para iluminar el habitáculo para el uso nocturno del vehículo (Fig. 185).





Fig. 185. Vistas de los interiores y el habitáculo. (Elaboración propia)

#### ENSAMBLE COMPLETO



Fig. 186. Vista explosiva del ensamble de los paneles interiores. (Elaboración propia)

## PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS PANELES INTERIORES

- Masa = 12.2907 kilogramos
- Volumen = 0.0120 metros cúbicos
- Área de superficie = 12.3621 metros cuadrados

Centro de masa: (metros)

- X = 0.7352
- Y = 0.3952
- Z = -0.6171

## LISTA DE PIEZAS

A continuación se enlistan todas las piezas del ensamble (Tabla 85), detallando su material, el proceso de manufactura propuesto y la cantidad.

Tabla 85. Lista de piezas del ensamble de los paneles interiores.

Nombre pieza	Manufactura	Material	Cantidad
Anillo metálico instrumentos	Mecanizado	AISI A316L	1
Base tablero instrumentos	Termoformado	Plástico ABS	1
Cristal instrumentos	-	Polycarbonato	1
Instrumento copiloto	Pieza comercial	-	1
Instrumento piloto	Pieza comercial	-	1
Panel frontal inf der	Termoformado	Plástico ABS	1
Panel frontal inf izq	Termoformado	Plástico ABS	1
Panel frontal sup der	Termoformado	Plástico ABS	1
Panel frontal sup izq	Termoformado	Plástico ABS	1
Panel lateral A inf der	Termoformado	Plástico ABS	1
Panel lateral A inf izq	Termoformado	Plástico ABS	1
Panel lateral A sup der	Termoformado	Plástico ABS	1
Panel lateral A sup izq	Termoformado	Plástico ABS	1
Panel lateral B der	Termoformado	Plástico ABS	1
Panel lateral B izq	Termoformado	Plástico ABS	1
Panel lateral C der	Termoformado	Plástico ABS	1
Panel lateral C izq	Termoformado	Plástico ABS	1
Panel lateral D der	Termoformado	Plástico ABS	1
Panel lateral D izq	Termoformado	Plástico ABS	1
Panel trasero	Termoformado	Plástico ABS	1
Poste lateral der	Termoformado	Plástico ABS	1
Poste lateral izq	Termoformado	Plástico ABS	1
Poste superior der	Termoformado	Plástico ABS	1
Poste superior izq	Termoformado	Plástico ABS	1
Salida aire AC pieza A der	Moldeo por inyección	Plástico ABS	1
Salida aire AC pieza A izq	Moldeo por inyección	Plástico ABS	1

Salida aire AC pieza B der	Moldeo por inyección	Plástico ABS	1
Salida aire AC pieza B izq	Moldeo por inyección	Plástico ABS	1
Salida aire AC pieza C der	Mecanizado	AlSI A316L	1
Salida aire AC pieza C izq	Mecanizado	AlSI A316L	1
Tablero central detalle vidrio	Termoformado	Plástico ABS	1
Tablero central franja negra	Moldeo por inyección	Plástico ABS	1
Tablero central inferior	Termoformado	Plástico ABS	1
Tablero central principal	Termoformado	Plástico ABS	1
Techo	Termoformado	Plástico ABS	1
Velocímetro	Pieza comercial	-	1
Manija interior	Moldeo por inyección	Plástico ABS	2
Lámpara interna	Pieza comercial	-	1
<b>TOTAL</b>			<b>39</b>

DISEÑO Y COLORES

Color principal: Dupont Yellow Solar Eclipse  
 Color Secundario: Dupont Blackberry Black



Color principal: Dupont Red Hot Meltdown  
 Color secundario: Dupont Blackberry Black



Color principal: Dupont Snow White  
 Color secundario: Dupont Blackberry Black



Color principal: Dupont Silva Metallic  
Color Secundario: Dupont Blackberry Black



PUMABUS RUTA 8

Color principal: Pantone 541  
Color Secundario: Pantone 460



PUMABUS RUTA 7

Color principal: Pantone 460  
Color Secundario: Pantone 541



## CONCLUSIONES

La integración de los componentes diseñados a lo largo de este capítulo, forman el diseño completo del vehículo THE Puma. A continuación se muestran una serie de parámetros e imágenes que describen el ensamble completo.

### PROCESO ESQUEMÁTICO DE ENSAMBLE

Las siguientes imágenes muestran el orden aproximado en el que el vehículo tiene que ser ensamblado (Fig. 187).





Fig. 187. Proceso esquemático del ensamble del vehículo completo. (Elaboración propia)

#### PROPIEDADES FÍSICAS DEL VEHÍCULO

- Masa = 357.021 kilogramos
- Volumen = 0.1998 metros cúbicos
- Área de superficie = 68.0454 metros cuadrados

Centro de masa: (metros)

- $X = 0.4636$  (Corresponde al 33.3 % del WheelBase)
- $Y = 0.1286$
- $Z = -0.6157$

El centro de masa está ubicado prácticamente en el centro del vehículo, se encuentra desplazado hacia la derecha (copiloto de un automóvil) 1.3869 [mm]. El motor eléctrico es el componente más pesado que no está duplicado en ambos lados, estando desfasado hacia la derecha. Se eligió esta disposición pues el vehículo será ocupado más veces por un solo pasajero del lado izquierdo, que dos pasajeros (promedio de 1.21-1.76 de ocupación en vehículos), con lo que se logra operar mayoritariamente balanceado (Fig. 188).

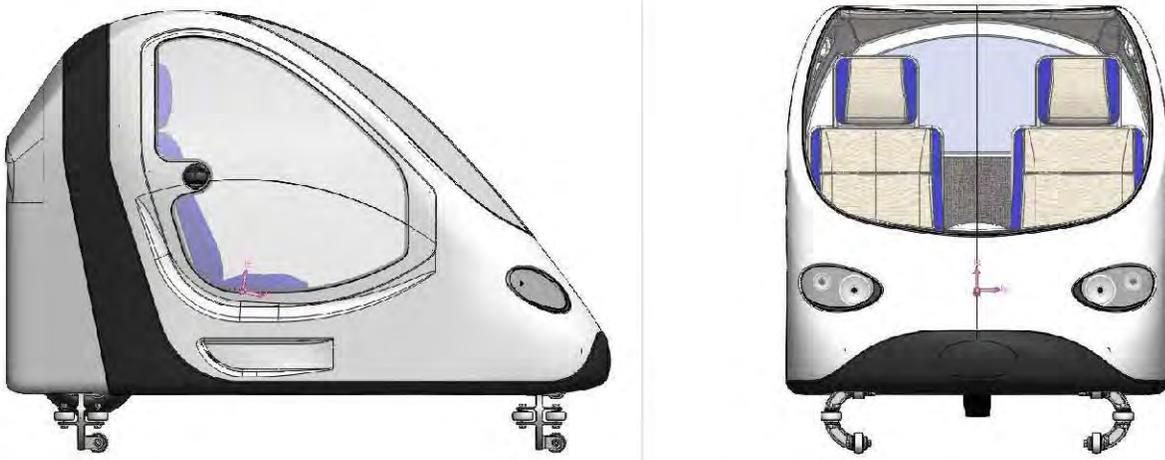


Fig. 188. Centro de masa del vehículo. (Elaboración propia)

### DISTRIBUCIÓN DE ESPACIOS

Las siguientes imágenes muestran como todos los componentes y espacios del vehículo están distribuidos de acuerdo al diseño conceptual y a su vez el habitáculo ocupa la mayor parte del espacio (Fig. 189).





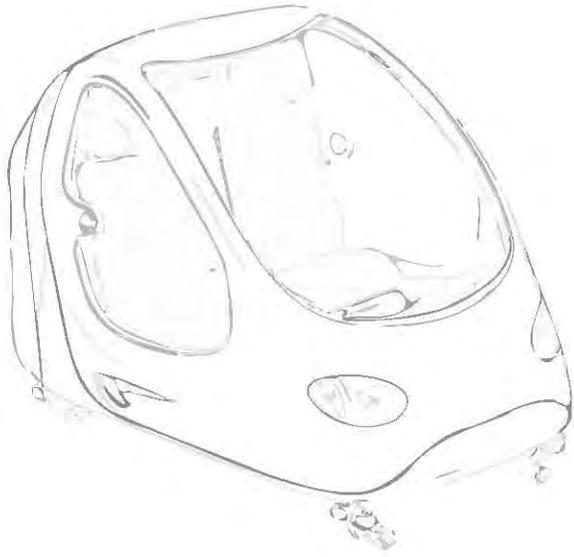
Fig. 189. Distribución de espacios y elementos en el vehículo. (Elaboración propia)

En la siguiente figura se muestra un pasajero de 193.0 [cm], correspondiente al 99 percentil mundial, con el asiento ubicado en la última posición.



Fig. 190. Corte transversal del vehículo, con un pasajero de 193.0 [cm] de estatua correspondiente al 99 percentil mundial. (Elaboración propia)

**CAPÍTULO IV. CONCLUSIONES Y  
PERSPECTIVAS**



# Capítulo

# 4











## CONCLUSIONES

El diseño final del vehículo cumple con los requerimientos y especificaciones planteadas al inicio del proyecto, demostrando que el concepto del vehículo THE Puma puede llevarse a cabo sin tener que incurrir en soluciones tecnológicas de avanzada que dificulten la construcción del vehículo y por tanto imposibiliten la implementación del sistema de transporte. A su vez, el diseño está pensado para utilizar una gran cantidad de piezas y soluciones comerciales que faciliten la manufactura inicial de prototipos funcionales.

El diseño toma muchos elementos del automóvil particular, especialmente en el planteamiento del habitáculo, proporcionando un confort similar. El volumen interior es similar al espacio de un coche subcompacto y garantiza que dos pasajeros equivalentes al 99 percentil mundial pueden utilizarlo con comodidad. Esto significa que el 99% de la población mundial podrá abordar al vehículo sin problemas y sentarse cómodamente en sus asientos.

Aunque no se realizó un análisis con mucha profundidad del tren motriz, se hizo especial énfasis en la interacción usuario-pedales para optimizar la potencia humana. A su vez se dejaron definidos los espacios necesarios para desarrollar una motorización híbrida eficiente que permita lograr las velocidades que se requieren en las vías principales, con una buena porción de energía proveniente del ejercicio de los pasajeros.

Un aspecto esencial del vehículo es el bajo peso, pues es determinante en la eficiencia total del sistema, ya que el peso afecta desde la construcción de las vías, hasta el consumo energético para mover a los vehículos. En general, un peso reducido, disminuirá el consumo energético total de los vehículos y hará más eficiente el sistema, además de aligerar las vías y rieles (reduciendo el costo de éstas).

El peso vehicular estimado es 357.021 [kg]. El peso bruto vehicular es 569.421 [kg], considerando a dos pasajeros correspondientes al 95 percentil de 96.2 [kg] + 20 [kg] de carga extra.

A continuación se hace una comparativa con otros vehículos urbanos. Para homogenizar la comparación entre diferentes tipos, se estudiará la relación entre el peso vehicular bruto y los pasajeros que puede transportar sentados. Es decir, se analizará el peso que utiliza cada vehículo para transportar una persona con comodidad.

Tabla 86. Pesos brutos vehiculares de diversos automóviles y autobuses. Se muestra la relación PBV/Pax considerando su capacidad máxima de pasajeros sentados. (Volkswagen), (Mercedes Benz, 2013), (Vectus Ltd, 2012)

Modelo	Tipo	PBV [Kg]	Pasajeros	PBV/Pax [Kg/Pax]
<b>UNAM THE Puma</b>	<b>Vehículo TPR</b>	<b>570</b>	<b>2</b>	<b>285.0</b>
Vectus TPR	Vehículo TPR	2500	8	312.5
VW Polo 2013	Automóvil subcompacto	1570	5	314.0
Mercedes Benz Torino OH1519	Autobús urbano	15000	47	319.1
Mercedes Benz Boxer 40	Autobús urbano	10436	29	359.9
Peugot 308	Automóvil compacto	1940	5	388.0
Smart ForTwo	Automóvil ciudad	1020	2	510.0
VW Touareg 2013	Automóvil SUV	2850	5	570.0



Fig. 191. Grafica de barras de la relación PBV/Pax, considerando su capacidad máxima de pasajeros sentados. (Elaboración propia)

Se puede apreciar que el vehículo THE Puma, sale muy bien posicionando en comparación con los demás tipos de vehículos, incluso mejor que los autobuses urbanos. Sin embargo, los autobuses tienen una gran relación peso/pasajeros cuando se considera que adicionalmente cargan 1 o 2 veces la cantidad de pasajeros sentados como pasajeros parados en el pasillo central.

El autobús Torino OH1519 con 141 pasajeros (considerando el total de los usuarios: sentados más parados), tiene una relación de 106.38 [Kg/Pax]. Esta proporción es 2.67 veces mejor que el vehículo THE Puma, pero el autobús dista mucho de ofrecer la comodidad que ofrece un vehículo personal como el automóvil particular o los PTR, sobre todo para los pasajeros de pie en el pasillo central.

Un análisis más cercano a la realidad que el anterior, considera que los TPR emulan la utilización del automóvil privado y por lo tanto utilizar la ocupación promedio por automóvil, en lugar de la capacidad máxima. Para lo cual se supone una ocupación promedio de 1.485 pasajeros por automóvil (promedio entre 1.21 y 1.76).

Tabla 87. Pesos brutos vehiculares de diversos automóviles y autobuses. Se muestra la relación PBV/Pax considerando la ocupación promedio de 1.485 [Pax/Veh]. (Volkswagen), (Mercedes Benz, 2013), (Vectus Ltd, 2012)

Modelo	Tipo	PBV [Kg]	Pasajeros	PBV/Pax [Kg/Pax]
UNAM THE Puma	Vehículo TPR	570	1.485	383.8
Smart ForTwo	Automóvil ciudad	1020	1.485	686.9
VW Polo 2013	Automóvil subcompacto	1570	1.485	1057.2
Peugeot 308	Automóvil compacto	1940	1.485	1306.4
Vectus TPR	Vehículo TPR	2500	1.485	1683.5
VW Touareg 2013	Automóvil SUV	2850	1.485	1919.2

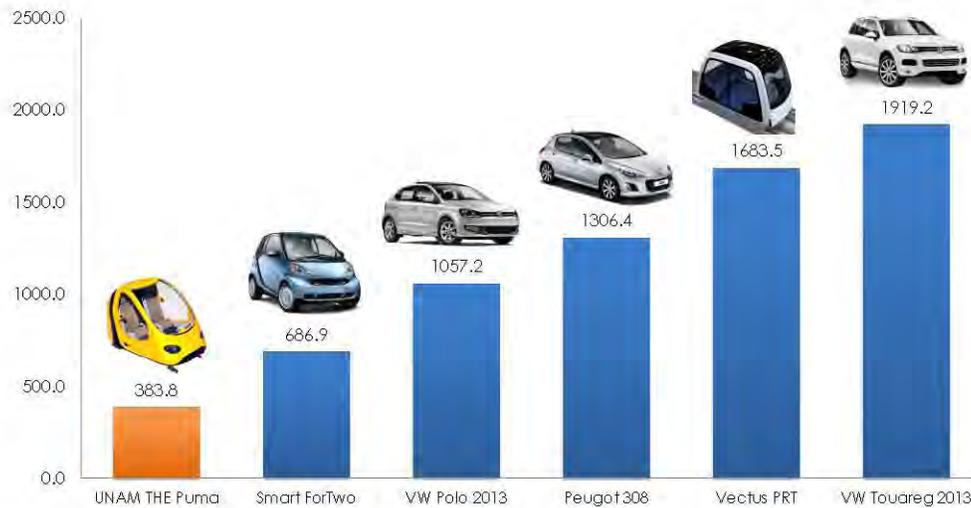


Fig. 192. Gráfica de barras de la relación PBV/Pax, considerando la ocupación promedio de 1.485 [Pax/Veh].

En este caso los vehículos se ordenan de acuerdo a su peso vehicular bruto, es decir, entre más ligeros mejor relación obtienen, donde nuevamente el vehículo THE Puma obtiene la mejor relación peso/pasajero. Demostrando que es una opción de movilidad eficaz, que gasta poca energía moviendo peso “muerto”.

En resumen, el vehículo THE Puma ofrece una solución eficiente para la movilidad en las ciudades y cuidadosa con el medio ambiente, manteniendo el confort, la privacidad y seguridad del vehículo personal. Logrando que los usuarios obtengan una alternativa adicional de transporte público casi tan atractiva como el automóvil. Mientras la ciudadanía obtiene un sistema de transporte que ayuda a reducir las emisiones de gases contaminantes y de efecto invernadero (CO<sub>2</sub>).

Históricamente se han diseñado ciudades en torno al automóvil, este trabajo contribuye con otra alternativa: buscar que los automóviles personales se diseñen para la ciudad.

## PERSPECTIVAS DE DISEÑO

El resultado obtenido en este trabajo sienta las bases para el ciclo de diseño. A partir de la fabricación de prototipos se podrán encontrar mejoras y correcciones de defectos en el diseño. No obstante las propuestas a continuación ofrecerán un mejor vehículo, independientemente de los resultados encontrados a partir de fabricar prototipos.

- Proponer un chasis semi-monocasco, donde la carrocería participe como elemento estructural en el vehículo, pero manteniendo una unidad independiente que contenga los bogies, la suspensión y el tren motriz. Con esto se podrá ofrecer a los compradores de los vehículos varios diseños de carrocería que satisfagan sus necesidades, pero utilizando una unidad funcional única.
- Diseñar la zona frontal y posterior de impacto, para lo cual se tendrá que retrasar la posición de los bogies (acercarlos al habitáculo) y en este espacio crear una estructura específicamente diseñada para absorber gran cantidad de energía de deformación durante una colisión.
- Definir los materiales finales que se utilizarán en el vehículo, considerando otros parámetros importantes que no fueron analizados en este trabajo, como: el mantenimiento, la manufactura, las condiciones de trabajo (corrosión, temperatura), etc.
- Análisis dinámico de la suspensión trasera en conjunto con los bogies y la vía, para asegurar que trabajen juntas adecuadamente y con esto lograr un paseo suave para los pasajeros, disminuyendo las pérdidas energéticas en la transmisión de potencia a la rueda neumática.
- Analizar a detalle la fatiga de los componentes. Es de vital importancia la resistencia de las piezas pues al tratarse de un medio de transporte público, la utilización diaria del vehículo será muy alta.

- Se mencionó en las conclusiones generales la buena relación peso/pasajeros, sin embargo las restricciones de diseño consideran un vehículo no mayor a 500 [Kg]. A partir de análisis más detallados, como pruebas dinámicas FEM y simulaciones de impacto, se tendrá que disminuir el peso de la piezas, para acercar el peso del vehículo al objetivo final de 500 [kg].

## ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1. Pasos empleados en el diseño, basados en un esquema del diseño del producto. (Elaboración propia) .....	19
Fig. 2. Jerarquía de los lineamientos para desarrollar el habitáculo del vehículo. (Elaboración propia) .....	20
Fig. 3. Orden del diseño de los componentes. (Elaboración propia) .....	21
Fig. 4. Dimensiones del vehículo THE Puma en la propuesta original. (Cervantes Cabello, 2011) .....	27
Fig. 5. Propuesta conceptual inicial de la vía. (Cervantes Cabello, 2011) .....	27
Fig. 6. Croquis a mano alzada de las 3 vistas del diseño conceptual del vehículo. (Elaboración propia) .....	30
Fig. 7. Croquis de la perspectiva del diseño conceptual del vehículo. (Elaboración propia) .....	30
Fig. 8. Justificación de la elección de una cabina monovolumen para permitir accesibilidad de los dos lados del vehículo en las estaciones de ascenso y descenso. (Elaboración propia) .....	31
Fig. 9. Croquis de la distribución de espacios y componentes en el vehículo. (Elaboración propia) .....	31
Fig. 10. Croquis del diseño conceptual del asiento. (Elaboración propia) .....	32
Fig. 11. Croquis del diseño conceptual del bogie. (Elaboración propia) .....	33
Fig. 12. Croquis del diseño conceptual de la vía. (Elaboración propia) .....	34
Fig. 13. Información del modelo de la vía (AEF). (Elaboración propia) .....	35
Fig. 14. Propiedades del material de la vía (AEF). (Elaboración propia) .....	36
Fig. 15. Cargas y sujeciones de la vía (AEF). (Elaboración propia) .....	37
Fig. 16. Mallado del riel para el estudio de diseño de la vía (AEF). (Elaboración propia) .....	37
Fig. 17. Tensiones globales de la vía (AEF). (Elaboración propia) .....	38
Fig. 18. Desplazamientos globales de la vía (AEF). (Elaboración propia) .....	38
Fig. 19. Factor de seguridad de la vía (AEF). (Elaboración propia) .....	39
Fig. 20. Fuerza cortante y momento flector de la vía (AEF). (Elaboración propia) .....	39
Fig. 21. Render del diseño conceptual de la vía. (Elaboración propia) .....	40
Fig. 22. Mapa general de los materiales, clasificados en resistencia [MPa] vs. Densidad [Kg/m <sup>3</sup> ]. (University of Cambridge - materials.eng.cam.ac.uk, 2002) .....	42
Fig. 23. Detalle de los metales, clasificados en resistencia [MPa] vs. Densidad [Kg/m <sup>3</sup> ]. (University of Cambridge - materials.eng.cam.ac.uk, 2002) .....	42
Fig. 24. Mapa general de los materiales, clasificados en resistencia [MPa] vs. Costo [£/kg]. (University of Cambridge - materials.eng.cam.ac.uk, 2002) .....	42
Fig. 25. Detalle de los metales, clasificados en resistencia [MPa] vs. Costo [£/kg]. (University of Cambridge - materials.eng.cam.ac.uk, 2002) .....	42
Fig. 26. Cotas de referencia para el vehículo. (Elaboración propia) .....	44
Fig. 27. Definición de la longitud gota y longitud del trapecio. (Elaboración propia) .....	45
Fig. 28. Diagrama de fuerzas y centro de gravedad en el vehículo. (Elaboración propia) .....	47
Fig. 29. Fuerzas de Arrastre en función de la velocidad. Eje X: velocidad en [m/s]. Eje Y: Fuerza de Arrastre [N]. (Elaboración propia) .....	49
Fig. 30. Fuerzas en la llanta motriz y sistema de referencia empleado. (Elaboración propia) .....	51
Fig. 31. Eje B <sub>x</sub> . Fuerzas en la llanta Sup. Rwd y sistema de referencia empleado. (Elaboración propia) .....	55
Fig. 32. Eje C <sub>x</sub> . Fuerzas en la llanta Sup. Fwd y sistema de referencia empleado. (Elaboración propia) .....	55
Fig. 33. Eje D <sub>x</sub> . Fuerzas en la llanta extras de soporte y sistema de referencia empleado. (Elaboración propia) .....	55
Fig. 34. Fuerzas en el vehículo y sistema de referencia empleado. (Elaboración propia) .....	59
Fig. 35. Grafica que representa el par necesario en la rueda motriz para acelerar a una velocidad cualquiera en un tiempo cualquiera. (Elaboración propia) .....	60
Fig. 36. Fuerzas en el vehículo experimentadas en una trayectoria curva y sistema de referencia empleado. (Elaboración propia) .....	68
Fig. 37. Par motriz en función del centro de gravedad longitudinal en [%] y el Wheelbase en [m]. (Elaboración propia) .....	72
Fig. 38. Par motriz en función del centro de gravedad vertical en [%] y el alto del vehículo en [m]. (Elaboración propia) .....	72
Fig. 39. Par motriz en función del centro de gravedad longitudinal en [%] y el centro de gravedad vertical en [%]. (Elaboración propia) .....	72
Fig. 40. Dimensiones del cuerpo en función de la estatura. (Alexander & Rouborn, 2001) .....	76

Fig. 41. Incremento sistemático de ángulo de inclinación de 0 a 100 grados. (Too, The effect of body configuration on cycling performance, 1990) .....	77
Fig. 42. Cambio del ángulo de la cadera en función del incremento sistemático de ángulo de inclinación de 0 a 100 grados. (Too, The Effect of Hip Position/Configuration on Anaerobic Power and Capacity in Cycling, 1991) .....	78
Fig. 43. Variación de la potencia generada en función del ángulo medio de la cadera. (Too, The Effect of Hip Position/Configuration on Anaerobic Power and Capacity in Cycling, 1991) .....	79
Fig. 44. Resultados del cambio en la distancia Asiento-Pedales. Rango 90%-110%. (Too, The Effect of Seat-To-Pedal Distance on Anaerobic Power and Capacity in Recumbent Cycling, 1993) .....	79
Fig. 45. Resultados del cambio en las longitudes del brazo. Posición vertical. (Too & Landwer, The effect of pedal crank arm length on joint angle and power production in upright cycle ergometry, 2000) .....	80
Fig. 46. Resultados del cambio en las longitudes del brazo. Posición reclinada. (Too & Williams, Determination of the Crank-arm Length to Maximize Power Production in Recumbent Cycle Ergometry, 2000) .....	80
Fig. 47. Resultados del cambio en las longitudes del brazo vs. velocidad angular óptima. (Martin & Spirduso, 2001) .....	81
Fig. 48. Máxima potencia obtenida vs. longitudes del brazo. Posición vertical. (Martin & Spirduso, 2001) .....	81
Fig. 49. Acomodo vehicular. "The Measure of Man and Woman: Human Factors in Design". (Tilley & Dreyfuss, 2002, pág. 66) .....	82
Fig. 50. Esquema de la posición de los pedales para estatura media mexicana. (Elaboración propia) .....	84
Fig. 51. Esquema de la posición de los pedales para estatura del 95% percentil mundial. (Elaboración propia) .....	84
Fig. 52. Esquema de posición de los pedales para estatura del 5% percentil mundial. (Elaboración propia) .....	85
Fig. 53. Esquema general del habitáculo. La parte superior representa un pasajero de 1.84 [m] y la parte inferior representa un pasajero 1.56 [m]. (Elaboración propia) .....	87
Fig. 54. Dimensiones corporales para asientos. "Las dimensiones humanas en los espacios interiores" (Panero & Zelnik, pág. 61) .....	90
Fig. 55. Profundidad del asiento excesiva. (Panero & Zelnik, pág. 62) .....	91
Fig. 56. Escasa profundidad el asiento. (Panero & Zelnik, pág. 62) .....	91
Fig. 57. Dimensiones generales del diseño del cojín superior e inferior. Dimensiones en [mm]. (Elaboración propia) .....	92
Fig. 58. Esquema general del cojín principal del asiento. (Elaboración propia) .....	92
Fig. 59. Dimensiones generales de la estructura principal del asiento. Dimensiones en [mm]. (Elaboración propia) .....	93
Fig. 60. Diagrama del criterio estructural del asiento. (Elaboración propia) .....	95
Fig. 61. Descripción de los perfiles estructurales usados en el asiento. (Elaboración propia) .....	96
Fig. 62. Información del modelo del asiento (AEF). (Elaboración propia) .....	98
Fig. 63. Materiales seleccionados para el asiento (AEF). (Elaboración propia) .....	99
Fig. 64. Malla para el análisis de elemento finito de la estructura del asiento (AEF). (Elaboración propia) .....	100
Fig. 65. Sujeciones del asiento (AEF). (Elaboración propia) .....	101
Fig. 66. Cargas del asiento (AEF). (Elaboración propia) .....	101
Fig. 67. Contactos del asiento (AEF). (Elaboración propia) .....	101
Fig. 68. Tensiones globales del asiento (AEF). (Elaboración propia) .....	103
Fig. 69. Desplazamientos del asiento (AEF). (Elaboración propia) .....	104
Fig. 70. Deformaciones unitarias del asiento (AEF). (Elaboración propia) .....	104
Fig. 71. Factor de seguridad del asiento (AEF). (Elaboración propia) .....	105
Fig. 72. Percepción del diseño estructural del asiento. (Elaboración propia) .....	106
Fig. 73. Ilustración del mecanismo del riel. Se muestran las diez perforaciones y el pasador. (Elaboración propia) .....	107
Fig. 74. Render del mecanismo del riel de desplazamiento. (Elaboración propia) .....	107
Fig. 75. Render del riel inferior, mostrando las perforaciones para fijar la posición del asiento. (Elaboración propia) .....	108
Fig. 76. Render del lado interno del mecanismo del riel. Se muestra la ubicación del resorte. (Elaboración propia) .....	108
Fig. 77. Diseño del riel inferior. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia) .....	109
Fig. 78. Diseño del riel superior. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia) .....	109
Fig. 79. Diseño de la palanca de la palanca para mover el pasador. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia) .....	110
Fig. 80. Vista explosiva del ensamble de la palanca del riel. (Elaboración propia) .....	110
Fig. 81. Mecanismo duplicado en los dos rieles, unidos por una barra metálica AISI 304. (Elaboración propia) .....	111
Fig. 82. Propiedades del material del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia) .....	112
Fig. 83. Cargas y sujeciones del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia) .....	112

Fig. 84. Contactos del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia)	113	Fig. 108. Corte transversal del bogie, ilustrando el funcionamiento y las piezas en la articulación. (Elaboración propia)	142
Fig. 85. Mallado del riel de desplazamiento (AEF). (Elaboración propia)	113	Fig. 109. Ilustración de la suspensión por compresión de resortes plásticos del bogie. (Elaboración propia)	143
Fig. 86. Control de mallado del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia)	114	Fig. 110. Se muestra la compresión del bogie. En la parte superior existe un collarín que limita el movimiento y en la parte inferior los orificios en el soporte principal que funcionan como guía. (Elaboración propia)	143
Fig. 87. Tensiones globales del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia)	115	Fig. 111. Ilustración del mecanismo de frenado a partir de una zapata y un actuador hidráulico. (Elaboración propia)	145
Fig. 88. Desplazamientos del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia)	116	Fig. 112. Información del modelo del bogie (AEF). (Elaboración propia)	147
Fig. 89. Deformaciones unitarias del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia)	116	Fig. 113. Propiedades de los materiales del modelo del bogie (AEF). (Elaboración propia)	148
Fig. 90. Factor de seguridad del riel del asiento (AEF). (Elaboración propia)	117	Fig. 114. Malla para el análisis de elemento finito del bogie (AEF). (Elaboración propia)	149
Fig. 91. Render del ensamble completo del asiento. (Elaboración propia)	118	Fig. 115. Cargas y sujeciones del bogie (AEF). (Elaboración propia)	150
Fig. 92. Varias vistas del ensamble del asiento. (Elaboración propia)	119	Fig. 116. Contactos del bogie (AEF). (Elaboración propia)	150
Fig. 93. Detalle de los acabados superficiales y materiales propuestos para el asiento. (Elaboración propia)	120	Fig. 117. Tensiones globales del bogie (AEF). (Elaboración propia)	151
Fig. 94. Proceso esquemático de ensamble del componente asiento. (Elaboración propia)	122	Fig. 118. Desplazamientos del bogie (AEF). (Elaboración propia)	151
Fig. 95. Diagrama lateral de la distribución interior. (Elaboración propia)	123	Fig. 119. Deformaciones unitarias del bogie (AEF). (Elaboración propia)	152
Fig. 96. Fases de proximidad en la interacción de personas. (Panero & Zelnik)	124	Fig. 120. Factor de seguridad del bogie (AEF). (Elaboración propia)	154
Fig. 97. Dimensiones del espacio interior. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia)	125	Fig. 121. Percepción del diseño del bogie. (Elaboración propia)	155
Fig. 98. Render del interior, mostrando la distribución interior y los acabados de los materiales. (Elaboración propia)	126	Fig. 122. Render del ensamble completo del bogie. (Elaboración propia)	156
Fig. 99. Dos pasajeros correspondientes al 95 percentil mundial sentados en a cada lado. (Elaboración propia)	127	Fig. 123. Varias vistas del ensamble completo del bogie. (Elaboración propia)	157
Fig. 100. Render de la consola central mostrando la pantalla de control del vehículo. (Elaboración propia)	127	Fig. 124. Centro de masa (ejes rosas) del ensamble bogie. (Elaboración propia)	158
Fig. 101. Vista explosiva del ensamble de los interiores. (Elaboración propia)	129	Fig. 125. Imágenes de la vista explosiva del <i>bogie</i> , ilustrando su proceso de ensamble esquemático. Fuente: Elaboración propia	159
Fig. 102. Ajuste recomendado de acuerdo a la carga y el diámetro del eje. (SKF Group, 2013)	136	Fig. 126. Croquis de la evolución del diseño conceptual de la suspensión. (Elaboración propia)	162
Fig. 103. Render de los ejes de las ruedas roscados con ajuste de interferencia k5 y M7. (Elaboración propia)	137	Fig. 127. Rueda neumática seleccionada para el vehículo. (Blickle Räder+ Rollen GmbH, 2013)	164
Fig. 104. Diseño del soporte principal del bogie. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia)	139	Fig. 128. Articulaciones en los eslabones de la suspensión. (Elaboración propia)	165
Fig. 105. Varias vistas del soporte principal del bogie. (Elaboración propia)	140	Fig. 129. Render de los eslabones de la suspensión. (Elaboración propia)	165
Fig. 106. Rodamiento turntable Igus, Inc PRT-01-30. (Igus Inc, 2013)	141		
Fig. 107. Ilustración del mecanismo de articulación del bogie. (Elaboración propia)	141		

Fig. 130. Dimensiones generales del eslabón A. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia) .....	166
Fig. 131. Dimensiones generales del eslabón B. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia) .....	166
Fig. 132. Dimensiones generales del eslabón C. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia) .....	166
Fig. 133. Detalle de la masa de la suspensión. (Elaboración propia) .....	167
Fig. 134. Detalle del resorte-amortiguador. (Elaboración propia) .....	168
Fig. 135. Rango de movimiento de la suspensión. De +13° a -7° a partir de la horizontal. (Elaboración propia).....	169
Fig. 136. Sistema de freno de disco y mordaza. (Elaboración propia) .....	170
Fig. 137. Render de la suspensión, mostrando la ubicación de la cadena ANSI 40. (Elaboración propia).....	172
Fig. 138. Posición ideal de la cadena de transmisión para evitar pérdidas. (Elaboración propia).....	172
Fig. 139. Información del modelo de la suspensión (AEF). (Elaboración propia) .....	173
Fig. 140. Propiedades de los materiales de la suspensión (AEF). (Elaboración propia) .....	174
Fig. 141. Propiedades de los materiales de la suspensión (AEF). (Elaboración propia) .....	175
Fig. 142. Mallado para el análisis de elemento finito de la suspensión (AEF). (Elaboración propia).....	176
Fig. 143. Cargas de la suspensión (AEF). (Elaboración propia).....	176
Fig. 144. Sujeciones y fuerzas de reacción de la suspensión (AEF). (Elaboración propia).....	177
Fig. 145. Contactos de la suspensión (AEF). (Elaboración propia) .....	178
Fig. 146. Tensiones globales de la suspensión (AEF). (Elaboración propia) .....	180
Fig. 147. Desplazamientos de la suspensión (AEF). (Elaboración propia) .....	180
Fig. 148. Deformaciones unitarias de la suspensión (AEF). (Elaboración propia) .....	181
Fig. 149. Factor de seguridad de la suspensión (AEF). (Elaboración propia) .....	182
Fig. 150. Percepción del diseño de la suspensión y los eslabones. (Elaboración propia) .....	183
Fig. 151. Análisis de fatiga de la suspensión. (Elaboración propia) .....	183
Fig. 152. Renders del ensamblaje completo de la suspensión. (Elaboración propia) .....	184
Fig. 153. Centro de masa (ejes rosas) de la masa y rueda neumática. (Elaboración propia) .....	185
Fig. 154. Vista explosiva del ensamblaje de la suspensión y rueda neumática. (Elaboración propia).....	187
Fig. 155. Simulación de avance en Solidworks 2011, para un vía aleatoria. (Elaboración propia) .....	191
Fig. 156. Diagrama del criterio estructural del chasis. (Elaboración propia) .....	194
Fig. 157. Descripción de los perfiles estructurales usados en el chasis. (Elaboración propia).....	195
Fig. 158. Dimensiones generales del chasis. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia) .....	196
Fig. 159. Información del modelo del chasis (AEF). (Elaboración propia).....	197
Fig. 160. Propiedades del material del chasis (AEF). (Elaboración propia).....	197
Fig. 161. Mallado para el análisis de elemento finito del chasis. (Elaboración propia) .....	198
Fig. 162. Tensiones globales del estudio del chasis (AEF). (Elaboración propia) .....	201
Fig. 163. Desplazamientos del estudio del chasis (AEF). (Elaboración propia) .....	201
Fig. 164. Deformaciones unitarias del estudio del chasis (AEF). (Elaboración propia) .....	202
Fig. 165. Factor de seguridad del estudio del chasis (AEF). (Elaboración propia) .....	202
Fig. 166. Análisis de contactos del estudio del chasis (AEF). (Elaboración propia) .....	203
Fig. 167. Resultado del análisis de fatiga del chasis para una carga completamente reversible. (Elaboración propia) .....	204
Fig. 168. Diagrama de la propulsión híbrida en serie. (Elaboración propia) .....	205
Fig. 169. Diseño conceptual del tren motriz. (Elaboración propia).....	205
Fig. 170. Propuesta conceptual de elementos del tren motriz. (Imágenes: elaboración propia).....	206
Fig. 171. Cargas en el soporte del motor (AEF). (Elaboración propia).....	207
Fig. 172. Cargas en el soporte de las baterías (AEF). (Elaboración propia).....	207
Fig. 173. Esfuerzos de Von Mises y desplazamientos del soporte del motor y baterías (AEF). (Elaboración propia) .....	209
Fig. 174. Render del ensamblaje completo del chasis. (Elaboración propia) .....	210
Fig. 175. Centro de masa del ensamblaje del chasis. (Elaboración propia).....	211
Fig. 176. Visitas de la carrocería bicolor fabricada en fibra de vidrio. (Elaboración propia).....	214
Fig. 177. Dimensiones generales de la carrocería. Todas las dimensiones en [mm]. (Elaboración propia) .....	214

Fig. 178. Paneles removibles para el mantenimiento. El panel inferior facilita las tareas de mantenimiento pues se puede realizar el servicio sin remover el vehículo de la vía. (Elaboración propia) .....	215
Fig. 179. Render de los focos frontales del vehículo. Los soportes están diseñados para recibir cualquier foco comercial. En el render se muestran cuatros focos Hella 55W H83115001. (Elaboración propia) .....	216
Fig. 180. Render del vehículo con la puerta de acceso abierta. Se muestra en detalle la manija rotativa para la apertura de la puerta. (Elaboración propia) .....	216
Fig. 181. Ventilación de los componentes electrónicos. Entradas de aire laterales y salida de aire en la parte posterior. (Elaboración propia) .....	217
Fig. 182. Vista explosiva del ensamble de la carrocería. (Elaboración propia) .....	217
Fig. 183. Paneles interiores y tablero central del vehículo. (Elaboración propia) .....	220
Fig. 184. Tablero central y panel de instrumentos. (Elaboración propia) .....	221
Fig. 185. Vistas de los interiores y el habitáculo. (Elaboración propia) .....	222
Fig. 186. Vista explosiva del ensamble de los paneles interiores. (Elaboración propia) .....	222
Fig. 187. Proceso esquemático del ensamble del vehículo completo. (Elaboración propia) .....	228
Fig. 188. Centro de masa del vehículo. (Elaboración propia) .	229
Fig. 189. Distribución de espacios y elementos en el vehículo. (Elaboración propia) .....	230
Fig. 190. Corte transversal del vehículo, con un pasajero de 193.0 [cm] de estatura correspondiente al 99 percentil mundial. (Elaboración propia) .....	230
Fig. 191. Grafica de barras de la relación PBV/Pax, considerando su capacidad máxima de pasajeros sentados. (Elaboración propia) .....	238
Fig. 192. Gráfica de barras de la relación PBV/Pax, considerando la ocupación promedio de 1.485 [Pax/Veh]. .....	239



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Soluciones TPR construidas o en desarrollo. ....	14
Tabla 2. Rangos de factor de seguridad que deben cumplir los componentes. ....	22
Tabla 3. Ficha de descripción del vehículo. ....	28
Tabla 4. Ficha de descripción del componente habitáculo. ....	29
Tabla 5. Análisis de las opciones de solución para el diseño del habitáculo. ....	29
Tabla 6. Ficha de descripción del sistema de acople a la vía. ....	32
Tabla 7. Análisis de las opciones de solución para el diseño del bogie. ....	33
Tabla 8. Tubos estándar con diámetro nominal. (Engineers Edge) ....	34
Tabla 9. Propiedades del estudio de la vía (AEF). ....	35
Tabla 10. Resultados de los escenarios de optimización del estudio de diseño. ....	38
Tabla 11. Ficha de descripción del sistema tracción y frenado: rueda neumática. ....	40
Tabla 12. Análisis de las opciones de solución para el diseño de la rueda neumática. ....	41
Tabla 13. Materiales candidatos para los componentes del vehículo. ....	42
Tabla 14. Dimensiones y cotas del vehículo a analizar. ....	44
Tabla 15. Ruedas de soporte y sus ejes correspondientes. ....	54
Tabla 16. Longitudes mínimas en [m] de aceleración para las terminales de entrada con pendientes de 2 por ciento o menos. "A Policy on Geometric Design of Highways and Streets" (AASHTO, 2001) ....	61
Tabla 17. Resultados obtenidos en el segmento de aceleración máxima. ....	61
Tabla 18. Resultados obtenidos en el segmento de aceleración a partir de valores de "A Policy on Geometric Design of Highways and Streets". (AASHTO, 2001) ....	63
Tabla 19. Resultados obtenidos en la situación de frenado máximo. ....	66
Tabla 20. Resultados del frenado estándar. ....	67
Tabla 21. Requerimientos de potencia y par motor para mantener una velocidad constante. ....	67
Tabla 22. Reacciones en los bogies para los radios de curvatura y velocidades de "A Policy on Geometric Design of Highways and Streets". (AASHTO, 2001) ....	70
Tabla 23. Tabla de peso [Kg] y estatura [cm] para México. ENASEM-2001. (INEGI, 2001) ....	75
Tabla 24. Tabla de Peso [Kg] y Altura Mundial [cm]. (Panero & Zelnik) ....	75
Tabla 25. Tabla de estatura de los intervalos de diseño [cm]. .	75
Tabla 26. Medida de las extremidades [cm] (piernas) para el intervalo de diseño. ....	76
Tabla 27. Ángulos de las articulaciones para una posición de pedaleo de 75° grados de inclinación. (Too, 1990) ....	78
Tabla 28. Longitud del brazo en función de la longitud de la pierna. (van de Kraats, 2007) ....	82
Tabla 29. Resumen de los lineamientos de diseño para el habitáculo. ....	83
Tabla 30. Resultados obtenidos al analizar la posición del pasajero respecto a los pedales. ....	85
Tabla 31. Medida de las extremidades [cm] (cabeza y cuello) para los rangos de diseño. ....	86
Tabla 32. Ficha de descripción del componente asiento. ....	89
Tabla 33. Propiedades de los materiales para la estructura del asiento. Propiedades mecánicas (MatWeb, LLC, 2013), precios (OnlineMetals.com, 2013). ....	94
Tabla 34. Criterios de evaluación para la selección de material y su factor de peso $W_1$ para la estructura del asiento. ....	94
Tabla 35. Escala de valuación de 5 valores (factor $W_2$ ) para el método de selección de materiales de Pahl y Beitz. ....	94
Tabla 36. Valuación de los materiales para la estructura del asiento, factor $W_2$ . ....	94
Tabla 37. Matriz de evaluación resultante mediante el método G. Pahl y W. Beitz para la selección del material de la estructura del asiento. ....	95
Tabla 38. Propiedades del estudio del asiento (AEF). ....	99
Tabla 39. Información de la malla del asiento (AEF). ....	100
Tabla 40. Fuerzas resultantes del asiento (AEF). ....	102
Tabla 41. Información de la malla del riel del asiento (AEF). ....	113
Tabla 42. Lista de piezas para el componente asiento. ....	120
Tabla 43. Lista de piezas para el componente: distribución interior. ....	128
Tabla 44. Ficha de descripción del componente: bogie. ....	131
Tabla 45. Tabla para la selección del tipo de rueda en el bogie. (Brauer Ltd.) (Blickle Räder+ Rollen GmbH, 2013). ....	131
Tabla 46. Especificaciones técnicas de las ruedas seleccionadas. (Blickle Räder+ Rollen GmbH, 2013) ....	132
Tabla 47. Sección de la tabla 7.1 del catálogo de Brauer Ltd. para selección de rodamientos de acuerdo a las condiciones de operación. (Brauer Ltd.) ....	135
Tabla 48. Especificaciones técnicas de los rodamientos seleccionadas. (SKF Group, 2013) ....	135
Tabla 49. Condiciones de servicio para calcular la vida útil ...	136
Tabla 50. Propiedades de los materiales para el bogie. Propiedades mecánicas: biblioteca SolidWorks 2011. ....	137
Tabla 51. Criterios de evaluación para la selección de material y su factor de peso $W_1$ para el soporte del bogie. ....	137

Tabla 52. Valuación de los materiales para el soporte del bogie, factor $W_2$ .....	138
Tabla 53. Matriz de evaluación resultante mediante el método Pahl y Beitz, para la selección del material del soporte principal del bogie.....	138
Tabla 54. Lista de amortiguadores plásticos. (McMaster-Carr, 2013).....	144
Tabla 55. Compresión de los amortiguadores plásticos del bogie.....	144
Tabla 56. Lista de actuadores hidráulicos. (McMaster-Carr, 2013).....	145
Tabla 57. Propiedades del estudio del bogie (AEF). ....	148
Tabla 58. Información de la malla del bogie (AEF). ....	148
Tabla 59. Lista de piezas para el componente bogie. ....	158
Tabla 60. Ficha de descripción del sistema de la rueda neumática. ....	161
Tabla 61. Propiedades de los materiales para los eslabones de la suspensión. Propiedades mecánicas: (MatWeb, LLC, 2013), precios: (OnlineMetals.com, 2013) .....	162
Tabla 62. Criterios de evaluación para la selección de material y su factor de peso $W_1$ para los eslabones de la suspensión.....	163
Tabla 63. Valuación de los materiales para los eslabones de la suspensión, factor $W_2$ .....	163
Tabla 64. Matriz de evaluación resultante mediante el método G. Pahl y W. Beitz para la selección del material de la suspensión.....	163
Tabla 65. Requerimientos para el amortiguador. ....	168
Tabla 66. Estándar ANSI B29.1-2011 para cadenas de transmisión. (Tsubakimoto Chain Co., 1995-2006).....	171
Tabla 67. Propiedades del estudio de la suspensión (AEF).....	174
Tabla 68. Información de la malla de la suspensión (AEF).....	175
Tabla 69. Lista de piezas del ensamble de la suspensión. ....	185
Tabla 70. Ficha de descripción del chasis. ....	189
Tabla 71. Propiedades de los materiales para el chasis. Propiedades mecánicas: (MatWeb, LLC, 2013), (AZoNetwork UK Ltd.) precios: (OnlineMetals.com, 2013), (Metals Depot International, 2012) .....	192
Tabla 72. Matriz de decisión para ponderar el factor de peso $W_1$ . ....	192
Tabla 73. Criterios de evaluación para la selección de material de chasis y su factor de peso $W_1$ .....	192
Tabla 74. Valuación de los materiales del chasis, factor $W_2$ . ..	193
Tabla 75. Matriz de evaluación resultante mediante el método G. Pahl y W. Beitz para la selección del material chasis.....	193
Tabla 76. Información de la malla del chasis (AEF). ....	198
Tabla 77. Propiedades del estudio del chasis (AEF). ....	199
Tabla 78. Aceleraciones del estudio del chasis (AEF). ....	199
Tabla 79. Cargas del estudio del chasis (AEF). ....	199
Tabla 80. Sujeciones del estudio del chasis (AEF).....	200
Tabla 81. Contactos del estudio del chasis (AEF).....	200
Tabla 82. Lista de piezas para el chasis.....	211
Tabla 83. Ficha de descripción del componente: carrocería y paneles interiores. ....	213
Tabla 84. Lista de piezas del ensamble carrocería. ....	218
Tabla 85. Lista de piezas del ensamble de los paneles interiores. ....	223
Tabla 86. Pesos brutos vehiculares de diversos automóviles y autobuses. Se muestra la relación PBV/Pax considerando su capacidad máxima de pasajeros sentados. (Volkswagen), (Mercedes Benz, 2013), (Vectus Ltd, 2012) .....	237
Tabla 87. Pesos brutos vehiculares de diversos automóviles y autobuses. Se muestra la relación PBV/Pax considerando la ocupación promedio de 1.485 [Pax/Veh]. (Volkswagen), (Mercedes Benz, 2013), (Vectus Ltd, 2012) .....	238

**BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS**

- 2getthere B.V. (2012). *Masdar PRT Application*. Obtenido de 2getthere Web Page: <http://www.2getthere.eu/>
- AASHTO. (2001). *A Policy on Geometric Design of Highways and Streets*. American Association of State Highway and Transportation Officials.
- Alexander, D. C., & Rabourn, R. A. (2001). *Applied Ergonomics*. New York, NY 10001: Taylor & Francis Inc.
- Ashby, M. F., & Johnson, K. (2010). *Materials and Design: The Art and Science of Material Selection in Product Design*. Butterworth-Heinemann.
- AZoNetwork UK Ltd. (s.f.). *Materials / Engineering Directory*. Recuperado el 2013, de The A to Z of Materials: <http://www.azom.com/>
- Blickle Räder+ Rollen GmbH. (2013). *Gama de productos Blickle*. Recuperado el 2012-2013, de Blickle Web Page: <http://www.blickle.de/liefere.html>
- Bosch GmbH. (2012). *Catalogo de Frenos Bosch 2012-2013*. Bosch GmbH.
- Brauer Ltd. (n.d.). Design Data. *Wheels and Castors Catalogue*, 21-29.
- Buchanan, M., & J.E Anderson, G. T. (2005). Emerging Personal Rapid Transit Technologies. *Proceedings of the AATS conference*. Bolonia.
- Cervantes Cabello, J. (2011). Proyecto THE Puma. Ciudad de México, Distrito Federal, México: Facultad de Ingeniería, UNAM.
- Elaboración propia. (s.f.).
- Engineers Edge*. (s.f.). Obtenido de <http://www.engineersedge.com/>
- Fideicomiso para el Mejoramiento de las Vías de Comunicación del Distrito Federal. (2001). *Diagnóstico de la movilidad de las personas en la Ciudad de México*. Recuperado el 2001
- Garrett, T. K., Newton, K., & Steeds, W. (2001). *The Motor Vehicle*. Butterworth-Heinemann.
- Hibbeler, R. C. (2006). *Mecánica de materiales*. Pearson Educación.
- Hibbeler, R. C. (2010). *Engineering Mechanics: Dynamics*. Prentice Hall.
- Igus Inc. (2013). *Igus Products*. Recuperado el 2012, de Igus Web Page: <http://www.igus.com/>
- INEGI. (2001). *Estudio Nacional de Salud y Envejecimiento en México*. Instituto Nacional de Estadística, Geografía e Informática.
- Limpert, R. (1999). *Brake Design and Safety* (Segunda ed.). Society of Automotive Engineers.
- Martin, J. C., & Spirduso, W. W. (2001). Determinants of maximal cycling power: crank length, pedaling rate and pedal speed. *European Journal of Applied Physiology*, 84(5).
- MatWeb, LLC. (2013). *MatWeb.com*. Recuperado el 2013, de <http://www.matweb.com/>
- McMaster-Carr. (2013). *Product Catalog*. Recuperado el 2012-2013, de McMaster-Carr: <http://www.mcmaster.com/>
- Mercedes Benz. (2013). *Autobuses Mercedes Benz*. Recuperado el 2013, de [http://www.autobusesmercedesbenz.com.mx/home/home\\_productos.asp](http://www.autobusesmercedesbenz.com.mx/home/home_productos.asp)

- Metals Depot International. (2012). *Online Metals Store*. Recuperado el 2012-2013, de Metals Depot web page : <https://www.metalsdepot.com/>
- Mital, A., Anoop, D., Subramanian, A., & Mital, A. (2011). *Product Development: A Structured Approach to Design and Manufacture*. Butterworth-Heinemann.
- ModuTram México S.A. de C.V. (2012). *Sistema Autotrén: tecnología GRT al alcance*. Obtenido de MODUTRAM: <http://www.modutram.com/>
- Mogge, J. (2009). *The Technology of Personal Rapid Transit*. Recuperado el 2013, de <http://faculty.washington.edu/jbs/itrans/moggeprtpaper.pdf>
- Mondelo, P. R., Gregori, E., & Barrau, P. (1999). *Ergonomía 1 Fundamentos*. Edicions UPC.
- OnlineMetals.com. (2013). *All Metals Catalog*. Recuperado el 2012-2013, de OnlineMetals.com: [http://www.onlinemetals.com/allmetals.cfm?all\\_metals=1](http://www.onlinemetals.com/allmetals.cfm?all_metals=1)
- Pahl, G., & Beitz, W. (2007). *Engineering Design: A Systematic Approach* (Tercera ed.). (K. Wallace, & L. Blessing, Trans.) London: Springer.
- Panero, J., & Zelnik, M. (s.f.). *Las dimensiones humanas en los espacios interiores*. The Architectural Press Ltd.
- Sato, T. B. (1967). *Dynamic Consideration on Automobile Collision*.
- Secretaría de Obras y Servicios del Distrito Federal. (2013). *Normas de Construcción del Gobierno del Distrito Federal*. Ciudad de México.
- Shweeb. (s.f.). Obtenido de Shweeb Home: <http://shweeb.com/index.php?m=home>
- Simpson, B. J. (2004). *Urban Public Transport Today*. Taylor & Francis.
- SKF Group. (2013). *SKF Knowledge Centre*. Recuperado el 2012 - 2013, de SKF Group: <http://www.skf.com/group/knowledge-centre/index.html>
- skyTran, LLC. (2013). Obtenido de skyTran Web Page: <http://www.skytran.us/>
- Smith, R A; Noga, J T. (1982). The accuracy and sensitivity of the CRASH. *National Highway Traffic Safety Administration*.
- Tilley, A. R., & Dreyfuss, H. (2002). *The Measure of Man and Woman: Human Factors in Design*. New York: John Wiley & Sons.
- Too, D. (1990). The effect of body configuration on cycling performance. *International Society of Biomechanics in Sports*.
- Too, D. (1991). The Effect of Hip Position/Configuration on Anaerobic Power and Capacity in Cycling. *International Journal of Sports Biomechanics*.
- Too, D. (June de 1993). The Effect of Seat-To-Pedal Distance on Anaerobic Power and Capacity in Recumbent Cycling. *Western College Physical Education Society Monograph, 3*.
- Too, D., & Landwer, G. E. (2000). The effect of pedal crank arm length on joint angle and power production in upright cycle ergometry. *Journal of Sport Sciences*.
- Too, D., & Landwer, G. E. (2003). Factors affecting performance in human powered vehicles: a biomechanical model. *The Technical Journal of the International Human Powered Vehicle Association, Spring(54)*, 14-16.
- Too, D., & Landwer, G. E. (June de 2008). Maximizing Performance in Human Powered Vehicles: A literature review and directions for future research. (<http://www.hupi.org/HPeJ>, Ed.) *Human Power eJournal*.

- Too, D., & Williams, C. D. (2000). Determination of the Crank-arm Length to Maximize Power Production in Recumbent Cycle Ergometry. *Technical Journal of the International Human Powered Vehicle Association, Fall*(51).
- Transportation Research Board. (2006). *Tires and Passenger Vehicle Fuel Economy*. Washington, D.C.: National Academy of Sciences.
- Tsubakimoto Chain Co. (1995-2006). *The Complete Guide to Chain*. Recuperado el 2013, de <http://www.chain-guide.com/>
- U.S. Department of Transportation. (2009). National Household Travel Survey.
- Ultra Global. (2013). *Ultra pods PRT*. Obtenido de <http://www.ultraglobalprt.com/>
- University of Cambridge - materials.eng.cam.ac.uk. (2002). *Material selection and processing*. Recuperado el 2012, de Material information: <http://www-materials.eng.cam.ac.uk/mpsite/default.html>
- van de Kraats, G. (2007). *Recumbent bicycle*. Recuperado el 2012, de <http://members.home.nl/vd.kraats/recumbent/index.htm>
- Vectus Ltd. (2012). *Welcome to VECTUS — Intelligent People Movers*. Recuperado el 2013, de Vectus - Projects: <http://www.vectusprt.com/>
- Volkswagen. (s.f.). Obtenido de Volkswagen International: <http://en.volkswagen.com/en.html>
- Wikipedia, *teorema del valor medio*. (s.f.). Obtenido de [http://es.wikipedia.org/wiki/Teorema\\_del\\_valor\\_medio](http://es.wikipedia.org/wiki/Teorema_del_valor_medio)
- Wikipedia, *principio de D'Álambert*. (s.f.). Obtenido de [http://es.wikipedia.org/wiki/Principio\\_de\\_d'Alembert](http://es.wikipedia.org/wiki/Principio_de_d'Alembert)

#### LIBREARÍA DE PARTES USADAS

- Inner Light: Klemen Eržen, agosto 16, 2011
- Shock absorber: Vladimir Izmailo, marzo 13, 2011
- Human body: GrabCad.com
- Librería de tornillos, tuercas, arandelas: McMaster Carr