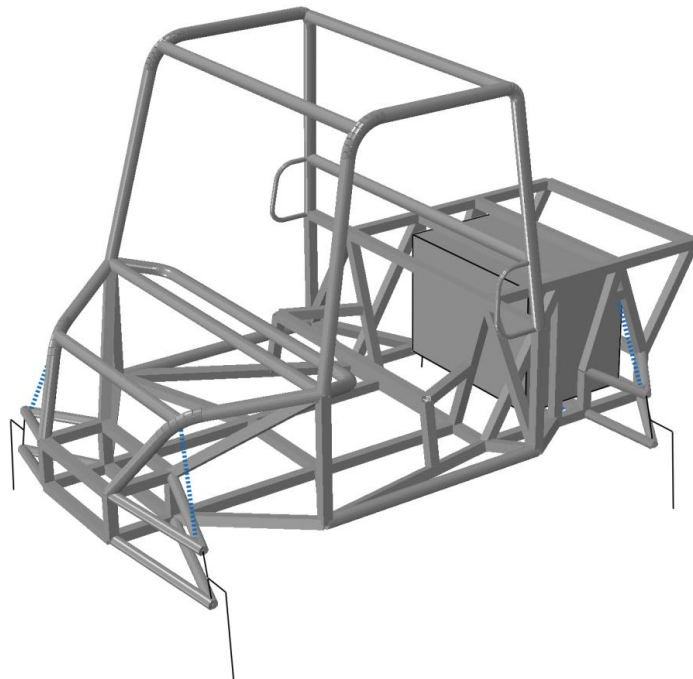




Facultad de
Ingeniería
Universidad Nacional de Mar del Plata

Proyecto final

Diseño de la Estructura de un UTV





RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-
NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

Tutores: Caldera, Martín

Cisilino, Adrián

Ramunno, Miguel

Alumno: Herrero, Juan Ignacio

Leg.: 9101

Mar del Plata, 16 de noviembre de 2018

Agradecimientos

En agradecimiento a mi familia, principalmente a mis padres y hermanos, que a lo largo de toda la carrera fueron capaces de motivarme en momentos importantes de la misma, y por apoyarme en el camino elegido. Por otra parte, a mi novia, amigos y compañeros, que siempre estuvieron en el momento oportuno para ayudarme en diferentes etapas de mi vida.

Listado de símbolos

CG	Centro de gravedad
CB	Centro de balanceo
l	Largo
L	Distancia entre ejes
H	Ancho de vías
U	Ancho
L_1	Alto (área frontal)
L_2	Ancho (área frontal)
a	Distancia entre el centro de masas y el lateral
b	Distancia entre el centro de masas y el eje delantero
c	Distancia entre el centro de masas y el eje trasero
d	Distancia entre ruedas
h	Distancia entre el centro de masas y el suelo
e	Espesor del filete de soldadura
g_e	Garganta efectiva de la soldadura
h_c	Altura del cordón de soldadura
p	Perímetro de la soldadura
δ_{aire}	Densidad del aire
C_x	Coefficiente de resistencia aerodinámica
i	Coefficiente de proporcionalidad

γ	Ángulo de inclinación del suelo
$f_{rodadura}$	Factor de resistencia a la rodadura
M	Masa del vehículo
M_f	Masa del vehículo sobre el eje delantero
M_r	Masa del vehículo sobre el eje trasero
I	Momento de inercia
T	Momento torsor
g	Gravedad
A	Aceleración
D	Desaceleración
V	Velocidad
W	Peso del vehículo
E	Energía
F	Fuerza aplicada
f	Fuerza por unidad de longitud
$F_{m\acute{a}x}$	Fuerza máxima del salto
F_{aero}	Fuerza aerodinámica
$F_{rodadura}$	Fuerza de rodadura
$F_{tractiva}$	Fuerza tractiva
$F_{frenado}$	Fuerza de frenado
W_s	Carga estática
W_{fs}	Carga estática delantera
W_{rs}	Carga estática trasera
W_a	Carga debido a la aceleración

W_{fa}	Carga debido a la aceleración delantera
W_{ra}	Carga debido a la aceleración trasera
W_i	Carga debido a la inclinación
W_{fi}	Carga debido a la inclinación delantera
W_{ri}	Carga debido a la inclinación trasera
W_f	Carga en el eje delantero
W_r	Carga en el eje trasero
Z	Movimiento de rebote
θ	Movimiento de cabeceo
φ	Movimiento de balanceo
K	Constante de rigidez del resorte
K_F	Constante de rigidez del resorte delantero
K_R	Constante de rigidez del resorte trasero
K_f	Constante de rigidez efectiva del resorte delantero
K_r	Constante de rigidez efectiva del resorte trasero
K_t	Constante de rigidez del neumático
C	Constante de amortiguamiento del amortiguador
C_F	Constante de amortiguamiento del amortiguador delantero
C_R	Constante de amortiguamiento del amortiguador trasero
C_t	Constante de amortiguamiento del neumático
α	Ángulo de inclinación del conjunto amortiguador-resorte
α_f	Ángulo de inclinación del conjunto amortiguador-resorte delantero
α_r	Ángulo de inclinación del conjunto amortiguador-resorte trasero
RR_f	Rigidez efectiva de la suspensión delantera

RR_r	Rigidez efectiva de la suspensión trasera
u	Recorrido de la suspensión
ξ	Amortiguamiento
S	Tensión admisible
S_y	Tensión de fluencia
S_μ	Tensión de rotura
Δz	Desplazamiento de la estructura
β	Ángulo de giro de la estructura respecto del eje "x"
ω	Ángulo de giro de la estructura respecto del eje "z"
R_t	Rigidez a la torsión
R_f	Rigidez a la flexión

Índice

Resumen	1	<i>2.6.2: Fuerzas aplicadas</i>	27
Capítulo 1: Introducción	2	2.7: Conclusiones	32
1.1: Descripción de los UTVs	3	Capítulo 3: Diseño de la	
1.2: Motivación	6	suspensión	34
1.3: Alcance	8	3.1: Introducción	35
1.4: Objetivos	8	3.2: Sistemas de suspensión	36
Capítulo 2: Diseño del chasis	9	<i>3.2.1: Presentación de los conceptos</i>	36
2.1: Introducción	10	<i>3.2.2: Configuraciones de la suspensión</i>	38
2.2: Lineamientos	10	<i>3.2.3: Elección de la suspensión</i>	41
<i>2.2.1: Dimensiones</i>	<i>10</i>	3.3: Consideraciones de diseño	45
<i>2.2.2: Conjunto motor</i>	<i>12</i>	3.4: Diseño de la geometría	51
2.3: Consideraciones de diseño	15	<i>3.4.1: Consideraciones preliminares</i>	51
<i>2.3.1: Entre ejes</i>	<i>15</i>	<i>3.4.2: Estudio de los parámetros de diseño</i>	54
<i>2.3.2: Ancho de vía</i>	<i>16</i>	3.5: Selección del conjunto	
<i>2.3.3: Consideraciones generales</i>	<i>16</i>	amortiguador-resorte	59
2.4: Diseño de la geometría	17	<i>3.5.1: Consideraciones en la selección</i>	59
2.5: Selección del material	19	<i>3.5.2: Análisis de las frecuencias de oscilación</i>	62
2.6: Solicitaciones	22	<i>3.5.3: Cálculo de las constantes del</i>	
<i>2.6.1: Distribución de masas</i>	<i>23</i>	<i>amortiguador-resorte</i>	69

3.6: Modelado y simulación	76	4.4.2.2: <i>Caída trasera</i>	100
3.6.1: <i>Introducción</i>	76	4.4.3: <i>Estudio de la curva</i>	102
3.6.2: <i>Modelado</i>	77	4.4.4: <i>Pandeo en la estructura</i>	105
3.6.3: <i>Caída</i>	79	4.4.4.1: <i>Caída delantera</i>	105
3.6.4: <i>Curva</i>	81	4.4.4.2: <i>Caída trasera</i>	107
3.7: Conclusiones	83	4.4.4.3: <i>Curva</i>	108
Capítulo 4: Estudio de la estructura	84	4.4.5: <i>Rigidez del chasis</i>	110
4.1: Introducción	85	4.4.5.1: <i>Rigidez a la torsión</i>	110
4.2: Detalles de la estructura	85	4.4.5.2: <i>Rigidez a la flexión</i>	112
4.2.1: <i>Ensamblaje</i>	85	4.5: Soldaduras	114
4.2.2: <i>Casos de carga</i>	88	4.5.1: <i>Consideraciones</i>	114
4.2.2.1: <i>Estudio de la caída</i>	89	4.5.2: <i>Análisis de la soldadura</i>	115
4.2.2.2: <i>Estudio de la curva</i>	91	4.6: Interpretación de los resultados	121
4.2.2.3: <i>Estudio del pandeo</i>	91	4.6.1: <i>Simulaciones</i>	121
4.2.2.4: <i>Estudio de la rigidez</i>	94	4.6.2: <i>Soldaduras</i>	123
4.3: Criterio de resistencia	96	4.7: Conclusiones	124
4.3.1: <i>Límite de fluencia y de rotura</i>	96	Capítulo 5: Análisis de seguridad	126
4.3.2: <i>Aplicación del criterio</i>	97	5.1: Introducción	127
4.4: Simulación	97	5.2: Normativa	127
4.4.1: <i>Introducción</i>	97	5.3: Evaluación - Test de carga estática	128
4.4.2: <i>Estudio de la caída</i>	98	5.3.1: <i>Descripción</i>	128
4.4.2.1: <i>Caída delantera</i>	98	5.3.2: <i>Aplicación</i>	129

5.4: Evaluación - Test de aplastamiento	135
5.4.1: Descripción	135
5.4.2: Aplicación	136
5.5: Conclusiones	141
Capítulo 6: Conclusión	
y Trabajos futuros	142
6.1: Conclusión del proyecto	143
6.2: Trabajos futuros	144
Anexo	147
Bibliografía	150

Resumen

La presente tesis se centra en el diseño de la estructura de un vehículo del tipo “UTV” (*Utility Task Vehicle*), comprendiendo chasis y suspensión. El alcance respeta el nivel de ingeniería básica.

Los criterios que atraviesan todo el proyecto están dados de manera tal que la fabricación pueda ejecutarse de manera íntegra en Argentina y como la primera de una serie de fases que abarcan la fabricación del vehículo completo.

Se especifican las condiciones de uso regular y las características del vehículo, a modo de llegar a una configuración óptima. Para modelar la estructura y simular su comportamiento bajo distintas condiciones de carga son utilizadas herramientas asistidas por computadora. Luego, se muestran los estudios pertinentes a las pruebas de seguridad.

Finalmente, se presentan las conclusiones en relación al cumplimiento de los objetivos de este trabajo, así como un breve desarrollo de los contenidos que ocuparán las fases futuras.

Capítulo 1

Introducción

1.1: Descripción de los UTVs

El término UTV, que denomina al vehículo al cual se dedica este proyecto, es un acrónimo de *Utility Task Vehicle*, o “vehículo de tareas utilitarias”, siendo esta la distinción más conocida. En el mercado también se utilizan otros nombres, como *Side by Side* o *Recreational Off-road Vehicle* (ROV) inconvenientemente traducido como “vehículo recreacional para uso fuera de pista”.

Los UTV son vehículos utilitarios hechos para transitar en superficies y caminos exigentes que, si bien suelen confundirse con los vehículos ATV, sigla que designa a los *All-terrain Vehicles* o “Vehículos para todo terreno” –coloquialmente conocidos como cuatriciclos o *quads* – hay una gran diferencia en cuanto al tamaño y su forma de manejo. Si bien ambos tipos de vehículo disponen de una gran similitud en cuanto a su configuración básica, compartiendo características en común, los UTVs son de mayores dimensiones y las particularidades asociadas a su manejo se asemeja a las de los automóviles, específicamente porque cuentan con volante y pedalera al piso en reemplazo del manillar de los ATVs que conjugan las funciones de dirección y acelerado/frenado, que asocian a este tipo de vehículos a las motocicletas.

Los UTVs pueden utilizarse en forma deportiva, o para tareas utilitarias. Es usual ver UTVs cumpliendo tareas asociadas a la caza o la agricultura, así como en competencias de alta exigencia, incluso abriéndose camino como categoría independiente en el Rally Dakar a partir del 2017 como respuesta a los competidores que pretendían participar del evento sin la necesidad de afrontar los altos costos que los vehículos de las restantes categorías traen aparejados. Las diferencias en cuanto al tamaño, capacidad de carga, suspensiones y conjunto motor son una consecuencia razonable a la función, dentro del amplio segmento que enmarcan los extremos mencionados arriba, para la cual el vehículo sea diseñado.

En cuanto a los UTVs, la configuración más común de uso utilitario se muestra en la *Imagen 1-1*, donde la cabina tiene capacidad para dos ocupantes ubicados lado a lado (de allí la denominación *Side by side*), y tanto la caja de carga como el conjunto motor quedan en posición trasera.



Imagen 1-1: Polaris Ranger XP 900

Todos los UTVs tienen una estructura de protección en la cabina, llamada “jaula”, la cual conforma una parte vital del chasis del vehículo y que es un elemento que define y particulariza a este tipo de vehículo. Ésta puede tener distintas configuraciones, como se observa desde la *Imagen 1-2* hasta la *Imagen 1-4*. Por último, existe una gran variedad de accesorios complementarios para estos vehículos, como: las puertas que pueden ser de tela o de paneles plásticos; el techo; diferentes paneles de la carrocería; luces; etcétera.



Imagen 1-2: Honda Pioneer 500



Imagen 1-3: Can-Am Commander 1000 LTD



Imagen 1-4: Kawasaki Mule 4010

Existen diferentes variantes de diseño entre las distintas compañías que fabrican estos tipos de vehículos, ofreciendo al consumidor una gran diversidad. Hay cabinas para dos, cuatro o seis personas, cajas más largas y de mayor capacidad, motores de diversa potencia, así como suspensiones con recorrido mayores, y una extensa línea de accesorios. En cuanto al conjunto motor, se ubica mayormente en la posición trasera y es de pequeñas dimensiones, generalmente propulsado a nafta, asociado a tracción trasera o integral.

Estos vehículos no son diseñados para el uso urbano (debido a que no cumplen con la reglamentación exigida). Su área de aplicación es el “fuera de pista”, transportando personas, y/o volúmenes de carga pequeños. Su principal ventaja es el tamaño reducido, lo cual hace que sean fáciles de maniobrar.

1.2: Motivación

El presente proyecto comenzó con una investigación de la oferta de los UTVs en la Argentina. La demanda de este tipo de vehículos ha ido incrementándose en el mercado americano en general y conquistando mucho terreno en

Argentina. Pasando, sin escalas, de los campos bonaerenses a las playas de las ciudades balnearias, [Ref. 1-1]. Irrumpiendo a principios de la década, se transformó rápidamente en un mercado de 4500 unidades al año, según un relevamiento del fabricante norteamericano Textron, [Ref. 1-2]. El mercado de los UTV avanza desde una posición emergente a otra cada vez más consolidada, tanto es así que comienzan a ganarle terreno a los cuatriciclos, no sólo por su comodidad y espacio (donde sale beneficiado tanto en pasajeros como en capacidad de carga, ampliamente) sino por una brecha de precios que comenzó siendo del 300% en detrimento de los UTV pero que se ha reducido al 20%.

Las posibilidades de un mercado en expansión, fuerte y dinámico, entra en consonancia con dos factores que consideramos de gran potencial: el creciente entusiasmo por el universo off-road y el elemento multidisciplinar propio del segmento, que diversifica las perspectivas de trabajo y reivindica su elección.

Aun así, se observó que todos los modelos disponibles en el país son importados, ya sea de forma completa o por medio del método CKD (completamente desmontado), el cual consiste en producir las partes en el país de origen y solo ensamblar el producto final en el país de destino. El relevamiento mencionado indica que el 55% de las unidades comercializadas corresponden a modelos masivos ensamblados generalmente en China, en tanto que el resto pertenecen a modelos de alta gama, segmento dominado por los fabricantes Can Am y Polaris. Esta característica del mercado local, determinada por la completa importación del vehículo, sea de manera total o en partes, fue la motivación principal que dio pie a la formación de este proyecto: desarrollar un UTV nacional.

La idea surgió de una discusión entre el autor y los docentes de la facultad. Al ser el proceso de diseño de un UTV muy extenso, se divide en varias partes. El chasis en conjunto con la suspensión será la primera etapa de estudio, y será abarcada en este proyecto. En el futuro se podrán desarrollar

proyectos dedicados a la dirección, circuitos eléctricos, fabricación, estudio de mercado, entre otros.

1.3: Alcance

Se establece como alcance del proyecto el diseño de la estructura de un UTV, que comprende el chasis y la suspensión. En nuestro caso un UTV utilitario, el cual presenta aspectos particulares:

- Uso utilitario, principalmente el asociado al trabajo pesado (para tareas de campo).
- Desarrollado para sobrepasar con facilidad terrenos irregulares y fuera de pista.
- Peso intermedio, fácil conducción, estable en curvas, y confortable.
- Ciertas capacidades deportivas, dentro de las limitaciones.
- Altura máxima de salto de 0,5 m, más allá de esa altura no se asegurará la resistencia de las partes que componen el UTV.

Este proyecto involucra un nivel de estudio de ingeniería básica, anterior a la ingeniería de detalle.

1.4: Objetivos

- Realizar el diseño (modelo CAD) de la estructura de un UTV utilitario enfocado a la producción local, de acuerdo con la disponibilidad de materiales y componentes existentes en el mercado.
- Presentar la geometría correspondiente del chasis y de la suspensión, seleccionar y definir todos los materiales y componentes involucrados.
- Comprobar la resistencia mecánica de la estructura teniendo en cuenta las solicitaciones en condiciones normales de funcionamiento, y realizar los análisis de seguridad según normas.

Capítulo 2

Diseño del chasis

2.1: Introducción

El chasis de un vehículo es una estructura interna que integra y da soporte a todos y cada uno de los componentes mecánicos que forman parte del coche, desde los ejes y el sistema de suspensión hasta el motor y la carrocería. Paralelamente, tiene una función igual o más importante que guarda relación con la seguridad de las personas que viajan dentro del vehículo ya que, además de servir de sujeción a los componentes mecánicos, debe responder de la mejor manera ante cualquier impacto y evitar la deformación.

A tal respecto y para garantizar la seguridad de los pasajeros en caso de choques, vuelcos o de una gran exigencia de uso, el diseño debe cumplir con estrictos requerimientos técnicos.

El diseño del chasis para un UTV dependerá, además de las solicitudes estéticas del fabricante, del tipo de uso que se pretende dar al vehículo. Un chasis de un vehículo orientado a competiciones deportivas tendrá especificaciones diferentes de aquel que porta un vehículo utilizado en tareas utilitarias o recreacionales.

Dado que el marco de este trabajo corresponde a un UTV de tipo utilitario, las características y lineamientos de diseño estarán definidos a partir de esta particularidad.

A lo largo del presente proyecto, el término *estructura* referirá al conjunto *chasis* más *suspensión*.

2.2: Lineamientos

2.2.1: Dimensiones

La primera consideración a tener en cuenta en el diseño del vehículo es el tamaño. A tal respecto, se contemplarán las dimensiones estándar de UTVs ya existentes en el mercado a fin de reafirmar un concepto estético en estrecha

relación al gusto ya establecido del usuario. Las dimensiones se presentan a continuación, en la *Imagen 2-1*.

Modelo	Dimensiones en cm (<i>largo, ancho, alto</i>)
Kawasaki Mule PRO-FX™ EPS LE	338 x 162 x 200
Polaris Ranger XP® 900 EPS	296 x 152 x 193
Yamaha Viking	310 x 156 x 192
Can-Am Commander™ 800R	300 x 149 x 183
Pioneer 1000 LE	296 x 160 x 203

Imagen 2-1: Comparativa de dimensiones en diferentes chasis de UTVs existentes en el mercado.

Vemos de qué manera se presentan y están dadas las dimensiones de una muestra de vehículos UTV de varios fabricantes. Según diferentes características y funciones estas medidas oscilan aunque permanecen dentro de un rango relativamente acotado por lo que la elección de uno u otro modelo como referencia para este trabajo no implicaría cambios considerables en relación a los restantes en términos de tamaño. Tales observaciones nos permiten reflotar consideraciones secundarias que orienten la elección.

El modelo XP 900 de la línea Ranger de Polaris cuenta con ciertas cualidades de interés, [Ref. 2-1].

Sus rasgos estéticos, por un lado, entran fuertemente en contacto con el que se pretende a la hora de pensar el diseño de nuestro UTV, así como su variabilidad de modelos. Por otro lado, este modelo en particular es una de las variantes más elegidas de Polaris que es, a su vez, una de las marcas más

reconocidas de fabricantes. Tal coalición surgida de un modelo líder de mercado y de consideraciones estéticas que entroncan con las deseadas hace que nos decantemos por este modelo, *Imagen 2-2*.

Las dimensiones son:

- **Ancho:** 1520 mm
- **Alto:** 1930 mm
- **Entre ejes:** 2060 mm
- **Largo:** 2940 mm



Imagen 2-2: Polaris Ranger XP 900

2.2.2: Conjunto motor

La elección del motor es un factor que se emparenta de manera explícita con la fabricación del chasis ya que sus dimensiones y peso influyen en el diseño y esquematización no sólo del chasis, sino también del sistema de suspensión. Sea de manera directa o indirecta, las distintas especificaciones propias de la materialidad física y espacial del motor, así como aquellas que el motor brinda

en materia de funcionamiento estarán vinculados a gran parte de los cálculos y consideraciones del presente trabajo. Por tal razón es importante conocerlo de antemano.

Los criterios de selección del motor deberán cumplir con ciertos requisitos impuestos por las especificaciones mínimas requeridas por este tipo de vehículos. Una de estas particularidades está ligada a la potencia mínima necesaria para un UTV que se encuentra alrededor de los 60 CV. Teniendo en cuenta este limitante y acotando el rango de fabricación en relación con los objetivos planteados, se descartan en primera instancia los motores de motocicletas nacionales cuyos motores entregan, en promedio, potencias cercanas a los 25 CV. Incluso la Guerrero GR9 650, la motocicleta nacional de mayores prestaciones en cuanto a potencia, porta un motor que, aunque potente, no llega a los 50 CV. Así, el motor a seleccionar pertenecerá al rubro automotor.

El motor seleccionado es el Volkswagen EA211 que se muestra en la *Imagen 2-3*. Naftero, con una cilindrada de un litro (1.0 l), tres cilindros en línea y doce válvulas, genera una potencia de 75 CV y un torque máximo de 95 Nm a 3000 rpm. La emisión de contaminantes cumple la norma Euro 5¹. Este motor, empleado en el automóvil Volkswagen up!, se encuentra ubicado en posición transversal ofreciendo tracción en el eje delantero, [Ref. 2-2].

¹ DOUE, (2007, junio 20) *Reglamento (CE) n o 715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo, de 20 de junio de 2007, sobre la homologación de tipo de los vehículos de motor por lo que se refiere a las emisiones procedentes de turismos y vehículos comerciales ligeros (Euro 5 y Euro 6) y sobre el acceso a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos (Texto pertinente a efectos del EEE).*



Imagen 2-3: Motor Volkswagen EA-211

Uno de los principales criterios de elección de este motor y aquello que lo posiciona por delante de otras opciones es que su fabricación está dada dentro de los límites del Mercosur, en contraposición a los motores de los UTV que son importados en su totalidad; además de ser un motor de fabricación masiva y muy común en la región, lo que facilita su acceso tanto en términos económicos como logísticos.

Respecto de sus dimensiones, incluyendo la caja de cambios, son:

- **Ancho:** 750 mm
- **Alto:** 530 mm
- **Largo:** 490 mm

Dado que los UTVs se suelen utilizar en suelos de poca adherencia, tales como arena o tierra, la tracción trasera es la configuración ideal para este tipo de vehículo. Teniendo en cuenta que al acelerar se transfiere la carga del eje delantero hacia el eje trasero y siendo la capacidad de tracción directamente proporcional a esta carga, se tiene más tracción utilizando el eje trasero como motriz.

De esta manera se diseña el UTV con el motor en la posición trasera.

2.3: Consideraciones de diseño

A partir de las dimensiones mencionadas anteriormente y la morfología del UTV de referencia y teniendo en cuenta las características de los modelos utilitarios se diseña el chasis. De este modo se vuelve necesario, en primer término, plantear factores geométricos tales como la distancia entre ejes y ancho de vías que influyen en la dinámica y maniobrabilidad del vehículo además de atender factores de índole general que será necesario tener en cuenta.

2.3.1: Entre ejes

Es la distancia entre el centro del eje delantero y el trasero, tal como se muestra en la *Imagen 2-4*. Está directamente relacionado con el andar y el manejo del vehículo dado que una distancia de entre ejes larga respecto de la longitud total del vehículo proporciona un amplio espacio en el habitáculo para los pasajeros y reduce la influencia de la carga distribuida en los ejes; por otro lado, una distancia corta facilita la maniobrabilidad en las curvas proporcionando un radio de giro más pequeño.

Otro factor a tener en cuenta son los sectores del chasis que sobresalen de los ejes hacia el exterior. A medida que estos sectores sean cada vez menores, menor será la tendencia a generar cabeceo en el vehículo; así, se obtienen resortes más blandos que provean mayor confort.

En el diseño se busca una distancia de entre ejes larga, claro que eso dependerá de la forma del vehículo: definido por el coeficiente de proporcionalidad (i) que representa la relación entre la distancia entre los ejes y el largo del vehículo, en este caso de **0,72** según [Ref. 2-3].

2.3.2: Ancho de vía

Es la distancia entre el centro del neumático delantero derecho y el izquierdo, vista en la *Imagen 2-4*. La importancia de este parámetro radica en la estabilidad del vehículo en las curvas; mientras mayor sea, más se evita la tendencia al rolido. Así también no es deseable un ancho de vías excesivamente amplio debido a que perjudica la maniobrabilidad del vehículo.

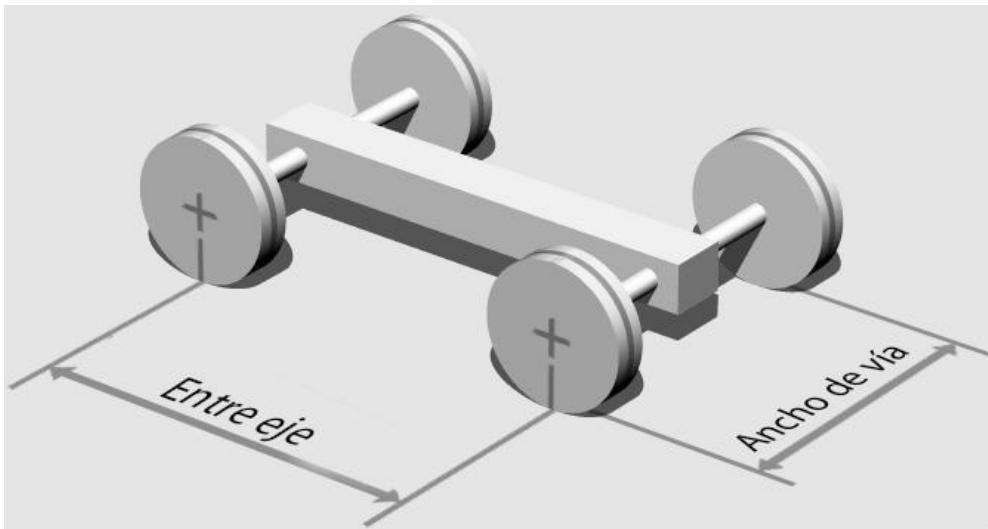


Imagen 2-4: Entre ejes y ancho de vía de un vehículo.

Para determinar las medidas del ancho de vía será necesario establecer en primera instancia el ancho total de UTV y así saber si dichas dimensiones están dentro del rango establecido. Se sabe que el coeficiente de proporcionalidad (i) para este caso es de **0,87** siguiendo la [Ref. 2-3].

2.3.3: Consideraciones generales

Las necesidades prácticas serán la principal prioridad en cuanto a la forma general del diseño en la parte trasera del chasis. Teniendo en cuenta que este UTV utilizará un motor de automóvil, el cual posee mayores dimensiones que los ofrecidos por la industria de estos tipos de vehículos, la región del motor

deberá ser mayor en comparación. Se deben tener en cuenta, además, la ubicación de los anclajes del motor (llamados generalmente *tacos*) que para este en particular son tres.

Otra consideración a tener presente en el diseño de la sección trasera es la ubicación de la caja de carga, la cual quedará fijada por sobre el motor, de este modo, las vigas de su base deberán formar una superficie plana para mayor facilidad en la sujeción.

Si bien el diseño de la cabina siguió, mayormente, el diseño impuesto por la mayoría de los fabricantes buscando una estética similar a la de los vehículos existentes; en el planteo se fijaron dimensiones y atributos particulares, sean las dimensiones de los asientos y puertas, así como los tableros de mando (torpedo) del vehículo. Se busca, de esta manera, brindar un espacio confortable y suficiente para albergar dos ocupantes.

Finalmente, para el diseño de la parte delantera del UTV se tuvo en cuenta el sistema de suspensión y el espacio requerido, análisis pertinente al tercer capítulo de este trabajo.

2.4: Diseño de la geometría

Se especificará, en primer lugar, la distancia entre ejes (L) deseada en el UTV para luego poder establecer el resto de las dimensiones. Se utilizará la distancia de nuestro Polaris de referencia y el coeficiente de proporcionalidad mencionado anteriormente.

$$i = 0,72 \quad L = 2050 \text{ mm}$$

Fijada la distancia entre los ejes, se procede a calcular el largo total del vehículo (l) que deberá poseer el UTV a través del análisis de [Ref. 2-3].

$$i = \frac{L}{l} \rightarrow l = \frac{2050}{0,72} = 2850 \text{ mm}$$

Así, queda determinado el **largo total** del UTV con un valor de **2850 mm**.

A partir de todas las consideraciones anteriores, especialmente la distancia entre ejes y el espacio para el motor, y luego de un intensivo proceso de ajuste y optimización, se adoptó la geometría del chasis a modo de cumplir con los requerimientos solicitados, la cual se observa en la *Imagen 2-5*.

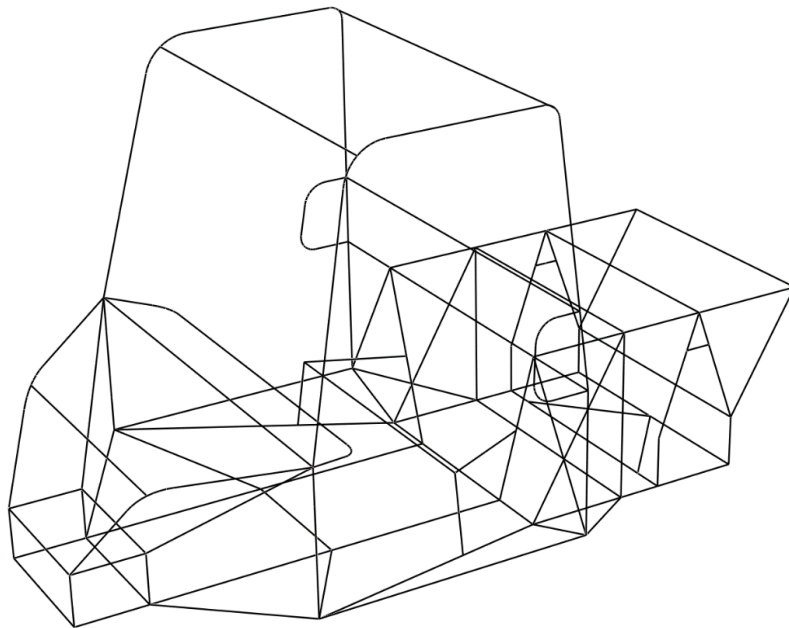


Imagen 2-5: Geometría del chasis

De este modo, y teniendo en cuenta que el diseño de la suspensión afectará el alto y el ancho total, quedan determinadas las dimensiones preliminares del chasis del UTV de la siguiente manera²:

- **Ancho:** 1500 mm
- **Altura:** 1500 mm
- **Entre ejes:** 2050 mm
- **Largo:** 2575 mm
- **Ancho de la caja:** 900 mm
- **Largo de la caja:** 1050 mm

El chasis estará conformado por un arreglo tridimensional de vigas soldadas, lo que le da el nombre de **chasis multitubular**. En la elección de vigas se tienen en cuenta dos variables, la sección transversal y el material.

2.5: Selección del material

En la industria de los UTVs el material comúnmente usado es el acero especial o DOM, denominado también como *recocido* según normas AISI 4130. Este tipo de acero, sin embargo, es de difícil obtención en el mercado local, de modo que, tras un relevamiento y análisis de los materiales existentes en el país según sus propiedades y aplicación, se seleccionó para el desarrollo del chasis el acero de calidad AISI/SAE 1030 ya que, no solo sus propiedades mecánicas son similares al acero especial en cuanto a resistencia y ductilidad, sino porque su cantidad de carbono hace que no sea necesario precalentarlo para soldar.

El tipo de acero elegido para el desarrollo de la estructura, denominado concretamente **ASTM A513-1** según [Ref. 2-4], está conformado por medio del

² El largo total del chasis estará incrementado en aproximadamente 200 mm por los plásticos y la parrilla delantera.

laminado en caliente, proceso que proporciona la ventaja de simplificar la soldadura de las uniones dada la buena soldabilidad a bajas temperaturas.

El hecho de que este material sea utilizado en competencias deportivas de máxima exigencia, como en las jaulas de los vehículos del Turismo Nacional [Ref. 2-5], vindica su elección y garantiza su fiabilidad, reuniendo así las propiedades mecánicas que satisfacen sobremanera las necesidades del UTV. Seguidamente se muestran las propiedades del material:

- **Módulo de Young:** 190000 MPa
- **Límite de fluencia:** 310 MPa
- **Coefficiente de Poisson:** 0,29
- **Densidad:** 7850 kg/m³

En nuestro caso, algunas vigas de la estructura tienen sección cuadrada y otras sección circular; ambas con costura. Observando modelos de UTVs similares se notó la utilización de vigas huecas, principalmente para reducir el peso.

Las vigas de sección cuadrada cuentan entre sus características la de ofrecer mayor resistencia a las sollicitaciones que las vigas de sección circular, tomando como referencia dimensiones similares. Con este dato en cuenta, se definió que la sección cuadrada es la óptima para las vigas que se encuentran en la zona inferior del chasis, donde se deberán anclar la mayor cantidad de partes y por tanto soportar grandes esfuerzos como los provenientes del motor y la transmisión. Otra ventaja que sustenta la elección de este tipo de viga es que, al disponer de caras planas, se facilitan los anclajes de todas las partes que constituyen al UTV, tales como motor, asientos, caja de carga, entre otros.

Las vigas de sección circular, por otro lado, son utilizadas mayormente en las zonas visibles para el usuario, no solo por cuestiones estéticas, sino porque al no contar con zonas con filo son más adecuadas para la seguridad de

los pasajeros en la cabina. Otra observación pertinente son las curvaturas, las cuales son difíciles de realizar en vigas de sección cuadrada.

Queda determinada, de esta manera, una sección cuadrada inicial de **40 mm** de lado y **3 mm** de espesor, teniendo presente las dimensiones que ofrecen otros vehículos del segmento. A modo de ejemplo, se observa la *Imagen 2-6*.



Imagen 2-6: Ejemplo sección cuadrada

Para el caso de las vigas de sección circular, se establecen vigas de sección circular con un diámetro inicial de **50 mm** y un espesor de **3 mm**, siguiendo las dimensiones estándar. En la *Imagen 2-7* se muestra un ejemplo.



Imagen 2-7: Ejemplo sección circular

Una vez definidas las vigas a usar, queda conformado el chasis del UTV como se observa a continuación en la *Imagen 2-8*:

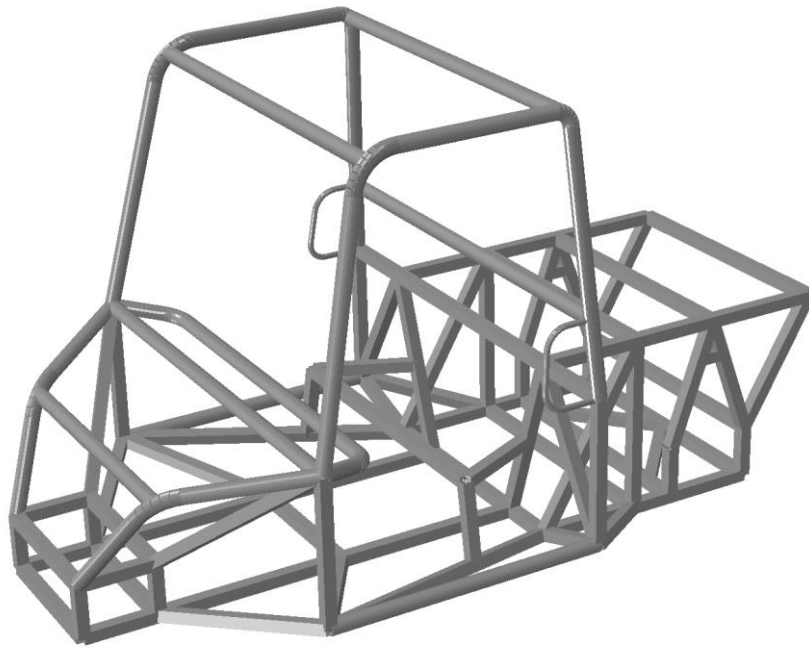


Imagen 2-8: Chasis UTV

2.6: Solicitaciones

Diseñado y seleccionado el material del chasis del UTV, se deben definir las solicitaciones actuantes teniendo en cuenta el uso regular. Para ello se deben tener presentes las especificaciones del UTV, tales como la masa del chasis, la masa de los componentes, la masa de los ocupantes y la capacidad de carga. Se detallarán a continuación, tomando como referencia al Polaris Ranger XP 900 visto en la *Imagen 2-2* y al diseño del chasis realizado en este proyecto:

- a) **Caja, carga y luces traseras:** 460 kg
- b) **Pasajeros (x 2) y asiento:** 305 kg

- c) **Conjunto motor y transmisión:** 300 kg
- d) **Chasis:** 191 kg
- e) **Batería y componentes eléctricos:** 100 kg
- f) **Instrumental y torpedo:** 50 kg
- g) **Plásticos, parrilla y luces delanteras:** 50 kg
- h) **Tanque de combustible:** 35 kg
- i) **Plásticos laterales (x 2):** 6 kg
- j) **Plástico del techo:** 5 kg
- k) **Puertas (x 2):** 4 kg

Se estima de este modo una masa total de **1500kg**.³

El análisis considera las situaciones más severas que ocurren en el uso regular, para las cuales se adoptan los siguientes valores:

- Dos ocupantes, cada uno con peso de 150 kg
- Carga máxima a transportar en la caja, 400 kg
- Aceleración y desaceleración con pedal totalmente presionado
- Resistencia al movimiento a velocidad elevada, 70 km/h
- Subida con una inclinación elevada, 30°

2.6.1: Distribución de masas

Dado que todos los componentes del vehículo serán fijados al chasis, se asume de esta manera que estas cargas se distribuirán a lo largo de las vigas correspondientes. Una excepción a esto es el motor, cuyas solicitaciones serán transmitidas al chasis mediante tres puntos (tacos del motor). Se considera que

³ *Excluyendo la suspensión.*

las magnitudes se distribuyen equivalentemente entre los tres anclajes, dos en la parte delantera y otro en la parte trasera del motor.

El siguiente esfuerzo a distinguir es el peso de las puertas, que al igual que el motor se vinculan al chasis a partir de dos apoyos por lado (bisagras).

Seguidamente, desde la *Imagen 2-9* hasta la *Imagen 2-19*, se muestran los esquemas de aplicación de cada carga involucrada en el UTV. Se distinguen las vigas solicitadas uniformemente, y en los casos del motor y las puertas, los puntos solicitados.

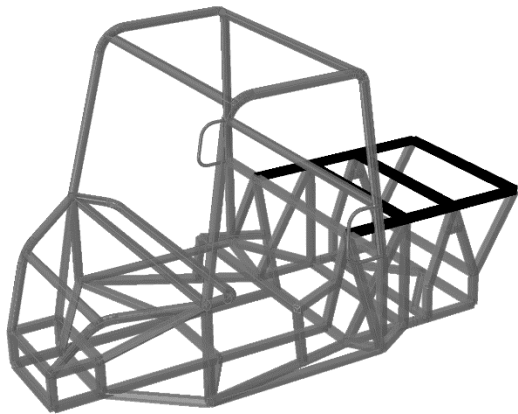


Imagen 2-9: Pesos a

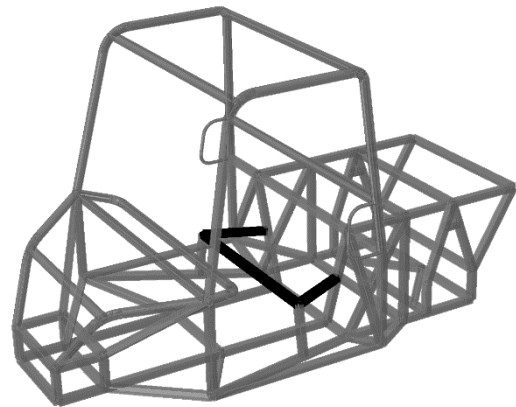


Imagen 2-10: Pesos b

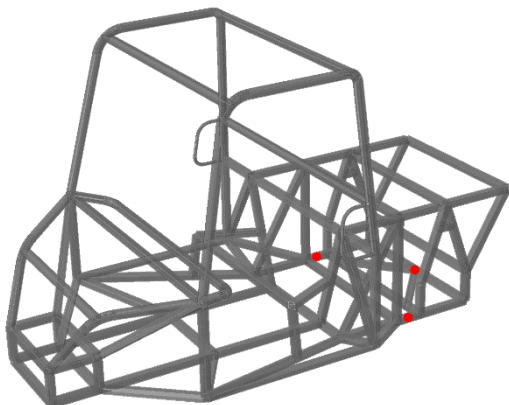


Imagen 2-11: Pesos c

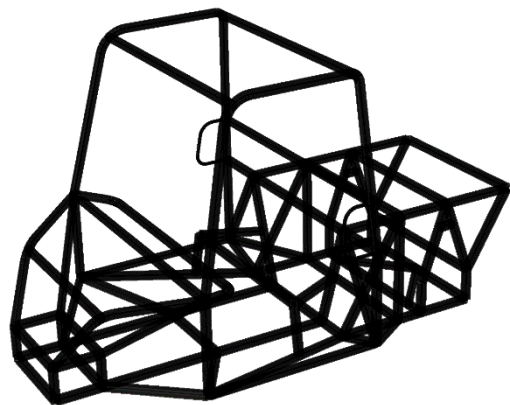


Imagen 2-12: Pesos d

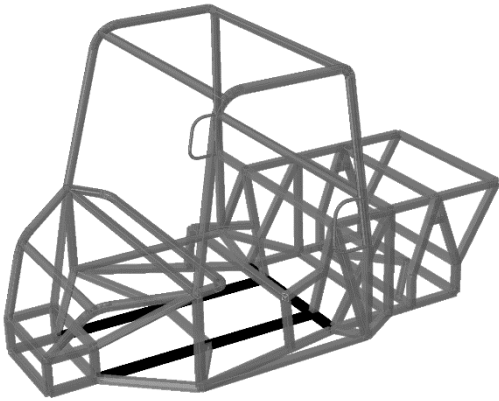


Imagen 2-13: Pesos e

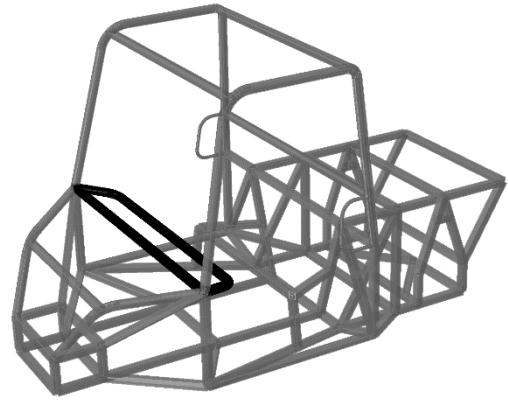


Imagen 2-14: Pesos f

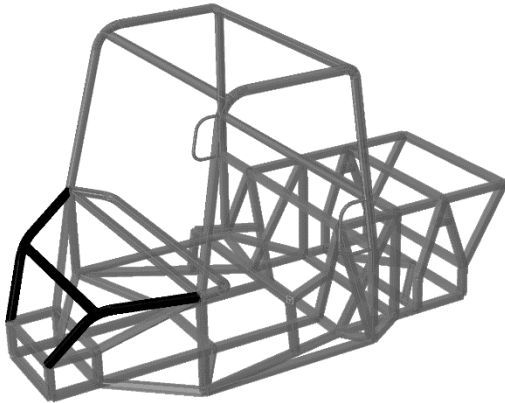


Imagen 2-15: Pesos g

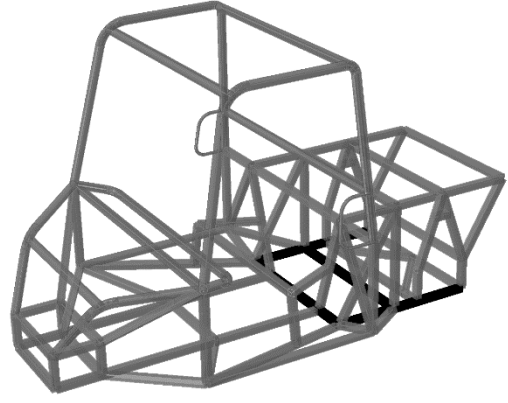


Imagen 2-16: Pesos h

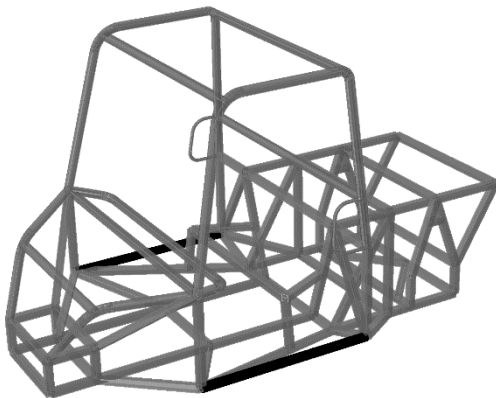


Imagen 2-17: Pesos i

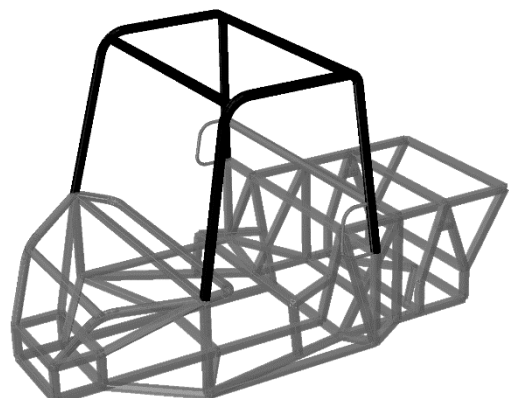


Imagen 2-18: Pesos j

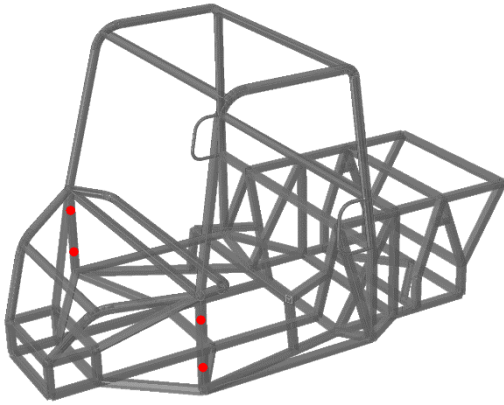


Imagen 2-19: Pesos k

A continuación, se detallan los valores de cada una:

Pesos	Fuerza
a) Caja, carga y luces traseras	4500 N
b) Pasajeros y asiento	3000 N
c) Conjunto motor y transmisión	3000 N
d) Chasis	1900 N
e) Batería y componentes eléctricos	1000 N
f) Instrumental y torpedo	500 N
g) Plásticos, parrilla y luces delanteras	500 N
h) Tanque de combustible	350 N
i) Plástico lateral	30 N

j)	Plástico del techo	50 N
k)	Puerta	20 N

2.6.2: Fuerzas aplicadas

En este apartado se tienen en cuenta las sollicitaciones dinámicas debido al movimiento del vehículo. Estas están dadas, principalmente, por la aceleración y el frenado. Para el análisis se considerará una masa un 15% mayor a la del chasis, que sustituyen los componentes de las ruedas y la suspensión a diseñar. Se tomarán las dimensiones de nuestro UTV de referencia para completar el siguiente estudio visto en [Ref. 2-6] y los fundamentos pertinentes.

Seguidamente, en la *Imagen 2-20*, se muestran las sollicitaciones involucradas.

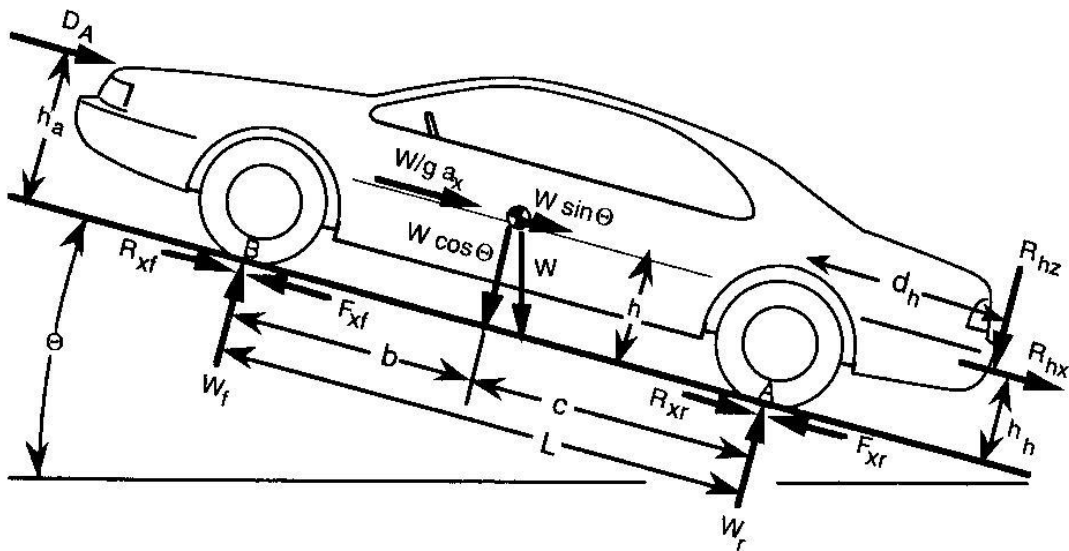


Imagen 2-20: Esfuerzos dinámicos

A continuación, se detalla el estudio e implicancia de cada sollicitación:

- **Fuerza aerodinámica:** Representa la resistencia del viento al avance del vehículo, por lo que se opone al movimiento de este. Para el cálculo se deberán tener en cuenta, la densidad del aire (δ_{aire}), ya que es el fluido que genera la resistencia; el coeficiente de resistencia aerodinámica (C_x) que depende exclusivamente del diseño del vehículo, [Ref. 2-6]; el alto (L_1) y el ancho (L_2), los cuales forman el área frontal involucrada; y la velocidad (V) promedio a la cual el vehículo circulará. A continuación, se muestran los valores:

$$\delta_{aire} = 1 \frac{kg}{m^3} \quad C_x = 0,45 \quad L_1 = 1930 \text{ mm} \quad L_2 = 1520 \text{ mm} \quad V = 70 \frac{km}{h}$$

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \delta_{aire} C_x L_1 L_2 V^2$$

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \times 1 \times 0,45 \times 1,93 \times 1,52 \times 19,4^2 = 248,5 \text{ N}$$

- **Fuerza de rodadura:** Esta es la fuerza que genera el neumático al hacer contacto con el piso ya que, al deformarse, genera cierta resistencia al movimiento del vehículo. Esta resistencia será vencida a través del torque del motor. Hay dos variables involucradas en esta fuerza. Una de ellas es el factor de resistencia a la rodadura ($f_{rodadura}$), que depende de la experiencia de la industria, [Ref. 2-6]; la otra es el peso del vehículo (W). El cálculo se muestra a continuación:

$$f_{rodadura} = 0,3 \quad W = 17000 \text{ N}$$

$$F_{rodadura} = f_{rodadura} W$$

$$F_{rodadura} = 0,3 \times 17000 = 5100 \text{ N}$$

- **Fuerza tractiva:** Es la fuerza generada a través del torque del motor y que es transmitida a las ruedas por medio de la transmisión, haciendo que el vehículo avance. Se relaciona directamente con la aceleración (A), donde el cálculo se realizará teniendo en cuenta que permanecerá constante en el rango estudiado (aceleración de 0-70 km/h en 8 s, y en suelo liso). Además, se tendrá en cuenta la masa del vehículo (M) que es la otra variable involucrada en el análisis. Siguiendo [Ref. 2-6] se realiza el correspondiente cálculo:

$$A = \frac{V_f - V_i}{t} = \frac{19,4 - 0}{8} = 2,4 \frac{m}{s^2} \quad M = 1700 \text{ kg}$$

$$F_{tractiva} = A M$$

$$F_{tractiva} = 2,4 \times 1700 = 4080 \text{ N}$$

- **Fuerza de frenado:** Esta se genera a partir del mecanismo de frenado para detener al vehículo. Se asocia con la desaceleración (D), para el cálculo se analiza un cierto rango (desaceleración de 70-0 km/h en 20 m, y en suelo liso). También, se tiene presente la masa del vehículo (M) que es la otra variable involucrada en el análisis. Se realizará en cálculo siguiendo [Ref. 2-6]:

$$D = \frac{V_i^2}{2l} = \frac{19,4^2}{2 \times 20} = 9,4 \frac{m}{s^2} \quad M = 1700 \text{ kg}$$

$$F_{frenado} = D M$$

$$F_{frenado} = 9,4 \times 1700 = 15980 \text{ N}$$

- **Fuerza normal:** Representan las reacciones del piso sobre el vehículo aplicadas en los neumáticos, teniendo en cuenta la dinámica de los pesos

sobre cada eje. Debido a la distribución de masas en el vehículo, cada eje tendrá su respectiva reacción. Para el análisis de la fuerza en cada eje se tendrán en cuenta tres términos, una referida a la situación estática del vehículo (W_s); otra a la transferencia de carga debido a la aceleración del vehículo (W_a); y la última a la transferencia de carga por medio de cierta inclinación del camino (W_i). Entonces en el cálculo se especificará cada término de manera de obtener la fuerza normal en el eje delantero (W_f) y en el trasero (W_r), a través de [Ref. 2-6].

$$W = W_s + W_a + W_i$$

El término referido a la situación estática se compone del peso del vehículo (W) y de la relación entre la distancia entre ejes (L) y la distancia entre el centro de masas del vehículo y el eje trasero (c), para el eje delantero; y la distancia entre el centro de masas del vehículo y el eje delantero (b), para el eje trasero:

$$W = 17000 \text{ N} \quad L = 2050 \text{ mm} \quad b = 1496,5 \text{ mm} \quad c = 553,45 \text{ mm}$$

$$W_{fs} = W \frac{c}{L}$$

$$W_{fs} = 17000 \times \frac{0,55345}{2,05} = 4590 \text{ N}$$

$$W_{rs} = W \frac{b}{L}$$

$$W_{rs} = 17000 \times \frac{1,4965}{2,05} = 12410 \text{ N}$$

En el caso del término que tiene en cuenta la transferencia de carga debido a la aceleración del vehículo, se debe tener en cuenta al peso del vehículo (W), la aceleración (a) calculada anteriormente en la fuerza tractiva, la altura del centro de masa con relación al suelo (h), la distancia entre ejes del vehículo (L), y por último la gravedad (g):

$$W = 17000 \text{ N} \quad A = 2,4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad g = 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad L = 2050 \text{ mm} \quad h = 655 \text{ mm}$$

$$W_{fa} = -W \frac{a}{g} \frac{h}{L}$$

$$W_{fa} = -17000 \times \frac{2,4}{9,8} \times \frac{0,655}{2,05} = -1330 \text{ N}$$

$$W_{ra} = W \frac{a}{g} \frac{h}{L}$$

$$W_{ra} = 17000 \times \frac{2,4}{9,8} \times \frac{0,655}{2,05} = 1330 \text{ N}$$

Por último, el término relacionado con la transferencia de carga al presentarse una cierta inclinación en el piso involucra los siguientes parámetros, el peso del vehículo (W), la altura del centro de masa con relación al suelo (h), la distancia entre ejes del vehículo (L), y la inclinación medida desde el piso (γ):

$$W = 17000 \text{ N} \quad \gamma = 30^\circ \quad L = 2050 \text{ mm} \quad h = 655 \text{ mm}$$

$$W_{fi} = -W \frac{h}{L} \gamma$$

$$W_{fi} = -17000 \times \frac{0,655}{2,05} \times 0,525 = -2851,5 \text{ N}$$

$$W_{ri} = W \frac{h}{L} \gamma$$

$$W_{ri} = 17000 \times \frac{0,655}{2,05} \times 0,525 = 2851,5 \text{ N}$$

Una vez definidos y calculados los términos que conforman el cálculo de las fuerzas en los ejes, se procede a calcular cada una de ellas:

$$W_f = W_{fs} + W_{fa} + W_{fi}$$

$$W_f = 4590 - 1330 - 2851,5 = 408,5 \text{ N}$$

$$W_r = W_{rs} + W_{ra} + W_{ri}$$

$$W_r = 12410 + 1330 + 2851,5 = 16591,5 \text{ N}$$

Además de las fuerzas anteriormente descritas, se vuelve a hacer mención a las fuerzas del motor y de las puertas (distribución de masas), ya que éstas generarán en la estructura del chasis un determinado torque. Se localizará en los puntos de anclajes vistos anteriormente, con un valor definido en 9500 N/m.

2.7: Conclusiones

Se prediseñó el chasis multitubular del UTV utilitario a partir de todos los lineamientos y criterios de un vehículo de estas características. El chasis tiene dimensiones globales de 2575 mm de largo, 1500 mm de ancho y una altura de 1500 mm; asimismo, su peso es de 1500 kg.

Sumado a esto, se seleccionaron el material del chasis y especificaron las dimensiones de los tubos que lo conforman. El material de los tubos es el ASTM A513-1, disponible en el mercado local. En cuanto a los tubos, los componentes ubicados en la parte inferior del chasis son de sección cuadrada

de 40 mm de lado y 3 mm de espesor; en la parte superior se utilizan tubos de sección circular, midiendo 50 mm el diámetro y con un espesor de 3 mm.

Además, se obtuvo el conjunto de solicitaciones que representa el uso regular del vehículo.

Capítulo 3

Diseño de la suspensión

3.1: Introducción

La suspensión es una parte vital en cualquier tipo de vehículo, tiene un compromiso entre el confort -suspensión blanda- y el control del vehículo e impide el movimiento relativo entre el chasis y el suelo -suspensión rígida-. A continuación, se muestran sus tres funciones principales:

- **Confort:** Proporcionar la conformidad vertical, para que las ruedas puedan seguir el camino irregular del terreno, aislando el chasis de la aspereza del camino; de manera que los pasajeros no sean afectados.
- **Seguridad:** Reaccionar de forma eficiente a las fuerzas y momentos producidos por los neumáticos, como las fuerzas laterales (curvas), fuerzas longitudinales (frenado y aceleración), y momentos de frenado y del motor; con el fin de proteger a los pasajeros y el propio sistema de suspensión, brindando estabilidad al vehículo.
- **Manejo:** Mantener los neumáticos en contacto con el suelo, con variaciones de cargas mínimas; controlando la dirección y el rolido del vehículo.

El estudio de ciertos parámetros es necesario, ya que por medio de ellos se elegirá el sistema adecuado de suspensión. Además, se deberá tener presente el uso al cual va a estar sometido el vehículo, y sus características específicas.

El conjunto amortiguador-resorte es el componente más importante que compone el sistema de suspensión, ya que aísla las irregularidades del terreno de la cabina de los pasajeros. Por este motivo la selección del conjunto amortiguador-resorte adecuado es de vital importancia para proveerle al UTV el confort de marcha deseado y el correcto funcionamiento de la suspensión como conjunto, teniendo presentes las características del UTV y su aplicación.

3.2: Sistemas de suspensión

3.2.1: Presentación de los conceptos

En principio, debe saberse de qué se habla cuando se hace mención a la suspensión o sus componentes, por lo que seguidamente se detallarán los conceptos pertinentes a la selección del sistema mecánico apropiado.

En primera instancia se deberán tener en cuenta los conceptos de masa suspendida y masa no suspendida, como se muestra en la *Imagen 3-1*.

- **Masa suspendida:** Es la parte de la masa total del vehículo que está soportada por encima de la suspensión, (chasis, motor, pasajeros, caja de carga, etc.).
- **Masa no suspendida:** Es la masa de los componentes de la suspensión (sin el conjunto amortiguador-resorte) y la masa debajo de ella, (ruedas, brazos de la suspensión, frenos, etc.).

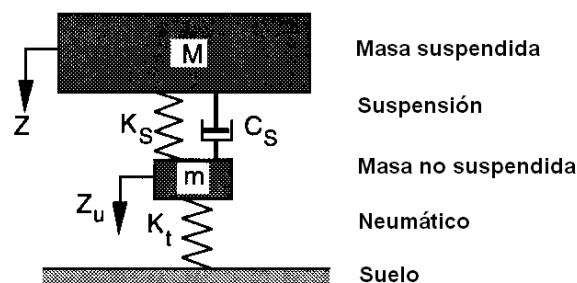


Imagen 3-1: Sistema mecánico: masa suspendida y no suspendida

Además, se deben tener presente los siguientes conceptos y sus implicancias:

- **Centro de gravedad:** Es el punto en donde actúa la resultante de todas las fuerzas de acción gravitatoria (peso), donde se concentra la masa del vehículo y donde éste está en equilibrio. Debe estar lo más cercano

posible al suelo para evitar el vuelco, principalmente en las curvas, teniendo en cuenta la relación con el eje de roloido.

- **Eje de roloido o eje de balanceo:** Es el eje instantáneo de rotación alrededor del cual gira la masa suspendida (chasis). Este se forma al unir el centro de roloido delantero con el trasero, los cuales se obtienen a partir del diseño de la suspensión. Debe tener una leve inclinación, debido a que por seguridad el centro de roloido trasero debe ser más alto que el delantero.

Otra consideración importante es que este no se mantiene en un solo lugar, se desplaza en relación al movimiento de los brazos de la suspensión, por lo que debe estar lo más cerca posible del centro de gravedad a modo de minimizar el momento de roloido ejercido por la aceleración lateral, que se intensifica, tal como en el caso del punto anterior, al tomar una curva.

En la *Imagen 3-2* se pueden observar los conceptos ya definidos.

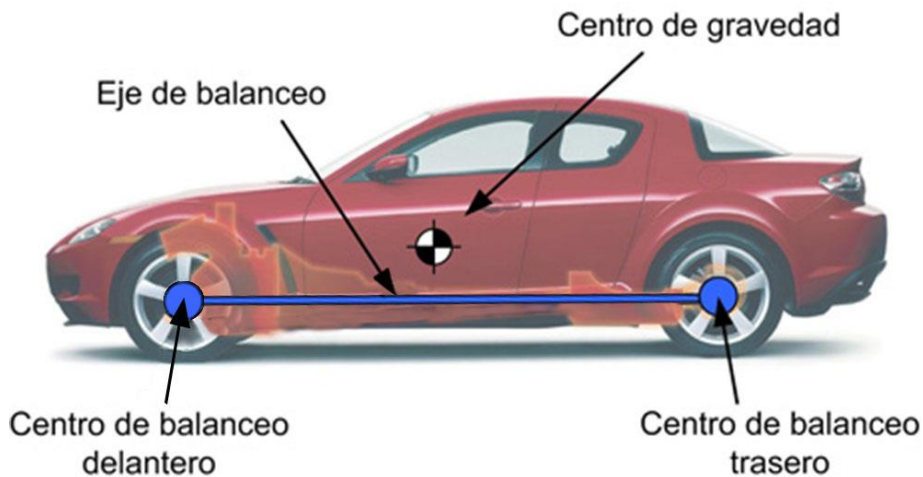


Imagen 3-2: Centro de gravedad y eje de balanceo

3.2.2: Configuraciones de la suspensión

Existen diferentes, y muy variados tipos de suspensión según el tipo de elementos empleados y la forma de montaje, entre los cuales se destacan tres grupos.

- **Eje rígido:** Se conforma por, precisamente, un eje que une ambas ruedas. Las ventajas que presenta este sistema son la sencillez del diseño, el bajo costo de fabricación y la poca variación de los parámetros de la rueda. Puede verse en la *Imagen 3-3*.

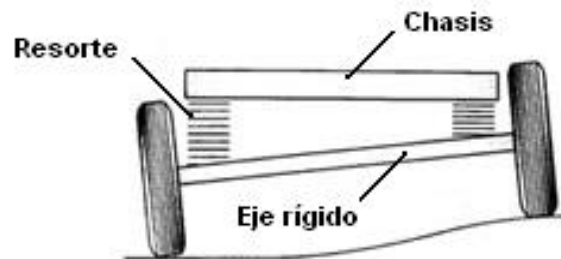


Imagen 3-3: Suspensión rígida

Entre las desventajas se encuentra el inconveniente de que al estar unidas ambas ruedas, las vibraciones producidas por la acción de las irregularidades del terreno, se transmiten de un lado del eje al otro. Al pasar una rueda sobre alguna irregularidad el eje se inclina de forma completa, lo cual trae aparejado una alta inestabilidad en las curvas, efecto no deseado en estos tipos de vehículos por su elevado centro de gravedad. Además, se necesita gran espacio debajo del motor para poder alojarla y tener un amplio recorrido de la suspensión, de manera que habría que subir el motor, elevando aún más el centro de gravedad. Todo esto sin mencionar, y no es un dato insignificante, el elevado peso que ostenta este tipo de estructuras.

- **Semi-rígida:** Esta suspensión se asemeja a la de eje rígido, pero con la diferencia de que posee un brazo articulado que permite cierta independencia de una rueda a la otra.

Los beneficios que puede aportar un sistema de estas características son, por un lado, el hecho de que, si bien las vibraciones se transmiten desde una rueda hacia la otra, esto sucede en menor medida. Sus dimensiones permiten que se pueda ganar espacio en comparación con el sistema de eje rígido; además de que tiene un menor peso de masas no suspendidas (el diferencial pasa a formar parte de la masa suspendida). La configuración se muestra en la *Imagen 3-4*.

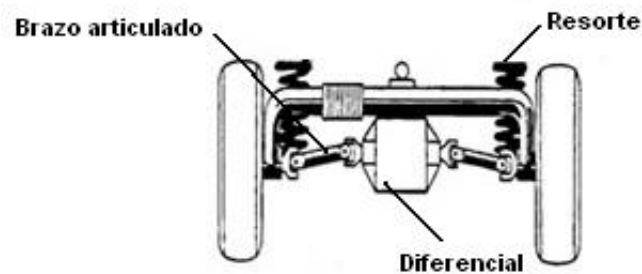


Imagen 3-4: Suspensión semi-rígida

Respecto a las desventajas el mayor inconveniente es que no asegura un buen balance cinemático por tener características de una suspensión rígida y una independiente. Por otro lado, tienen un costo tanto más elevado que el de eje rígido.

- **Independiente:** Este es un sistema en el cual las ruedas no están conectadas entre sí sino que se vinculan de manera independiente al chasis a través de brazos articulados tal como se aprecia en la *Imagen 3-5*.

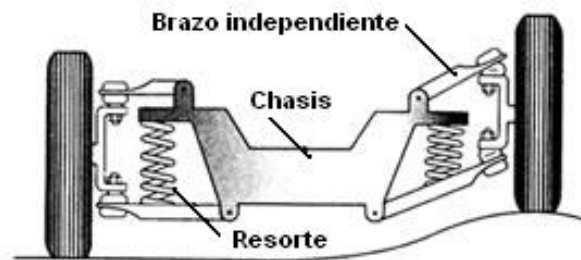


Imagen 3-5: Suspensión independiente

Presenta la ventaja de que cualquier tipo de vibración de una rueda no se transfiere o afecta a la otra, pudiendo así superar obstáculos con mayor eficiencia. Esta particularidad permite el diseño de suspensiones específicas y diferenciadas para las necesidades de cada vehículo lo que implica sistemas optimizados y más eficaces.

Al no ser pesada (menor peso no suspendido) brinda más confort a los pasajeros y mayor estabilidad en las curvas. Dado su reducido espacio, se obtiene un buen recorrido de la suspensión.

Es menester mencionar que, dado que requieren un esfuerzo de ingeniería adicional y un alto gasto de desarrollo, su desventaja más importante es el elevado costo de fabricación.

3.2.3: Elección de la suspensión

Se decide utilizar suspensión de tipo independiente a partir de diversos factores. Por un lado, las propiedades que poseen las ventajas más representativas de este tipo de suspensión no sólo son las más provechosas en relación a las restantes descritas, sino que además la posibilidad de poder operar en ciertas variables de su configuración la vuelven ideal para lograr una optimización plena, tomando como punto referencial las especificaciones y requisitos particulares, ya mencionados, que posee y debe disponer un vehículo de las características de un UTV. Por otro lado, se observó en las prestaciones que ofrecen restantes UTV suspensiones del tipo indicado, lo que potencia y refuerza la elección.

Dentro de las variantes existentes en el segmento de suspensiones independientes se adopta la denominada suspensión de *dobles triángulos*, *triángulos superpuestos* o *paralelogramo deformable*. Este sistema posee poco peso y ocupa un espacio reducido, aunque su principal ventaja y criterio de elección es la variación cinemática, esto es, la posibilidad de adoptar diversas geometrías variando diferentes parámetros de diseño de manera relativamente sencilla.

Se listan a continuación los principales componentes de la suspensión de dobles triángulos, que pueden observarse en la *Imagen 3-6*.

- **Mecanismo:** Determina la geometría y especifica la cinemática de la rueda, en los movimientos verticales y laterales.
 - **Brazos:** Describe la cinemática de la rueda respecto al chasis.
 - **Mango:** La zona en que está instalada la rueda, y el sistema de frenado y dirección.
 - **Rótula:** Mecanismo de unión del mango con los brazos.
 - **Bujes:** Unidades suplementarias para disipar la vibración.

- **Resorte:** Evita que las desigualdades del terreno se transmitan al vehículo en forma de golpes secos. Almacena la energía que genera la rueda al encontrar una irregularidad en el terreno.
- **Amortiguador:** Impide un balanceo excesivo del chasis y mantiene los neumáticos en contacto con el terreno. Evita el rebote constante del vehículo, disipando la energía proveniente del terreno.

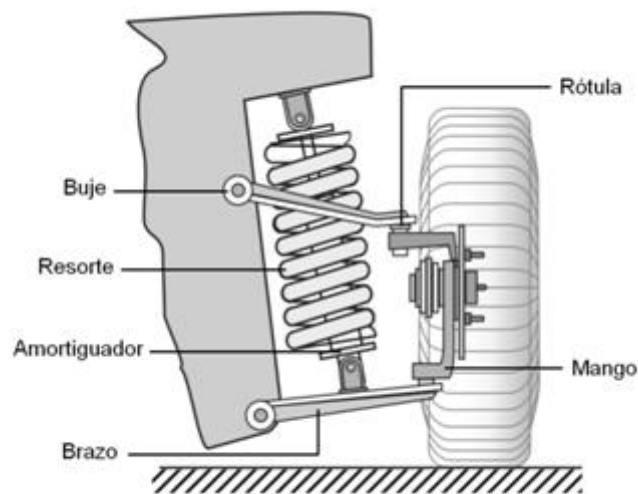


Imagen 3-6: Partes de la suspensión independiente (dobles triángulos)

Existen diferentes variantes de diseño de este tipo de amortiguación. Entre ellas se encuentran las geometrías de brazos negativos *Imagen 3-7*, positivos *Imagen 3-8*, paralelos horizontales *Imagen 3-9* o paralelos inclinados *Imagen 3-10*.

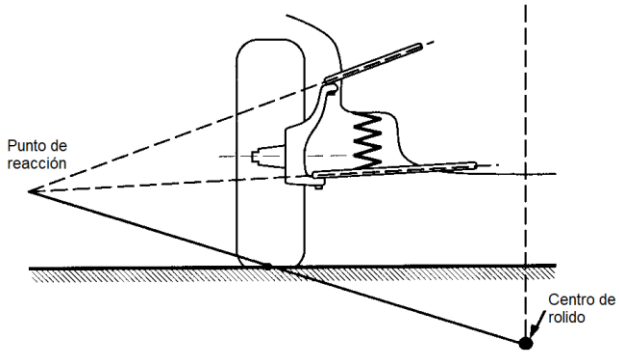


Imagen 3-7: Geometría de brazos negativos

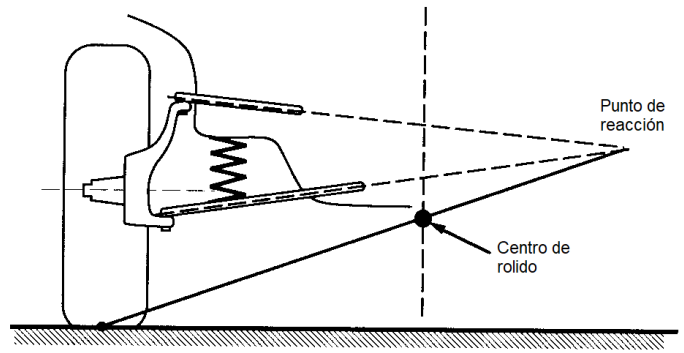


Imagen 3-8: Geometría de brazos positivos

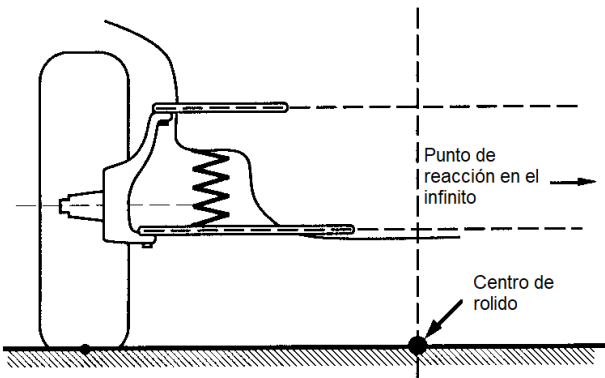


Imagen 3-9: Geometría de brazos paralelos horizontales

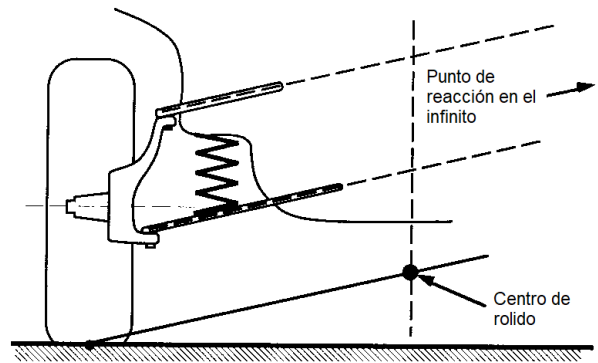


Imagen 3-10: Geometría de brazos paralelos inclinados

En la siguiente tabla se observan las características de las geometrías de cada suspensión independiente de dobles triángulos:

	GEOMETRÍAS			
CARACTERÍSTICAS	Negativas	Positivas	Paralelas horizontales	Paralelas inclinadas
Centro de roldo	Muy Bajo	Muy Alto	Bajo	Alto
Distancia al suelo	Bajo	Alto	Muy Bajo	Muy Alto
Recorrido	Bajo	Alto	Muy Bajo	Muy Alto
Facilidad de diseño	Difícil	Difícil	Fácil	Fácil

En este tipo de vehículos el centro de gravedad se encuentra elevado, por lo que el centro de roldo debe estar próximo a él, aunque sin sobrepasarlo. Si esto sucediese, se inclinaría el UTV hacia el interior de la curva, lo cual generaría una fuerza vertical indeseada en el neumático que levantaría el UTV del suelo.

Así, teniendo presente la información planteada, la geometría de brazos negativos junto a la de brazos paralelos horizontales se descartan debido a que generan un centro de roldo bajo, esto provoca que la distancia al centro de gravedad sea excesiva y por lo tanto desfavorable en maniobras con curvas. Además, generan una distancia al suelo baja y en consecuencia un bajo recorrido de la suspensión, lo cual impide que el UTV cumpla con los requerimientos de diseño. En contraposición los brazos positivos generan un centro de roldo demasiado alto, no siendo recomendados para el UTV debido a la pérdida de simetría en las curvas. El centro de roldo de las ruedas no coincide, generando que la fuerza lateral de la rueda en la parte exterior de la curva se mueva hacia abajo, y la de la rueda interior, que es más débil, hacia arriba del vehículo; como

consecuencia la fuerza lateral resultante se moverá hacia arriba, bajando la altura efectiva del centro de rolo.

A diferencia de las anteriores, con la geometría de brazos paralelos inclinados se obtiene idealmente un centro de rolo alto, que además se mueve en la línea central del UTV en las curvas debido a la caída de las ruedas respecto del vehículo (si no hubiera caída el centro de rolo permanecería estacionario en las curvas). Esta variante de suspensión posibilita un gran recorrido de la suspensión lejos del chasis, una condición deseada en un UTV y que resulta ampliamente provechosa en nuestro caso en particular en relación a la suspensión trasera, la cual está limitada tanto por el motor así como por el ancho del vehículo.

3.3: Consideraciones de diseño

Para definir la geometría de los brazos, es vital tener en cuenta el alineamiento de las ruedas, de este modo, se estudiará la implicancia de los parámetros de diseño con los que entra en relación. Algunos de ellos estarán vinculados estrictamente a las ruedas, así como al frenado y la aceleración, y otros lo estarán a la dirección; no obstante, todos son esenciales en el diseño de la suspensión como un sistema único. Por esta razón, se definirá y analizará a continuación cada parámetro, observando la influencia que ejercen en la suspensión:

- **Caída:** Representa el ángulo de la rueda con respecto a la vertical del vehículo. En nuestro caso, el UTV debe estar preparado para los caminos fuera de pista, por lo que necesita tener una caída negativa, a modo de aumentar la estabilidad en las curvas. Hay que tener en cuenta que ángulos excesivos acarrearán un desgaste asimétrico en los neumáticos, por lo que se recomienda que el ángulo de caída esté entre 0° - 5° según [Ref. 3-1]. Se observa la caída en la *Imagen 3-11*.

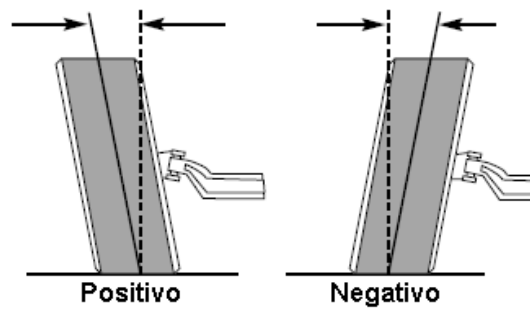


Imagen 3-11: Caída

- **Avance:** Constituye el ángulo del eje de dirección respecto a la vertical del vehículo. El avance debe ser positivo para mantener la rueda alineada en todo momento. Además, favorece el alineamiento del neumático a la hora de enderezar las ruedas luego de una curva, asegurando la estabilidad del vehículo. Según [Ref. 3-1] el ángulo de avance tiene que estar entre 0° - 5° , y se observa en la *Imagen 3-12*.

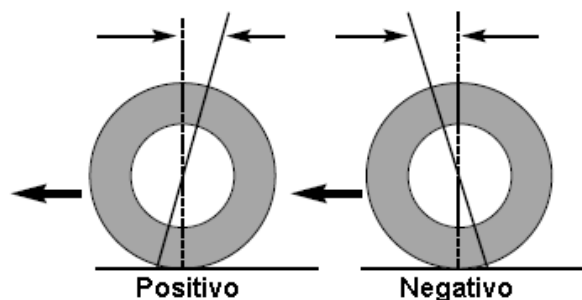


Imagen 3-12: Avance

- **Convergencia:** Este concepto refiere al ángulo que identifica la dirección exacta hacia la cual las ruedas apuntan en relación al eje longitudinal del vehículo. Diremos que hay convergencia positiva o negativa, observable en la *Imagen 3-13*. En nuestro análisis, se necesita

tener convergencia positiva en las ruedas delanteras debido a que la tracción del UTV se encuentra en la parte trasera. Al doblar, la convergencia positiva favorece a que el neumático siga en la dirección correcta, enderezándolo debido a la fuerza de rolido del vehículo. Hay que considerar que si el ángulo es excesivo se produce un desgaste indeseado en los neumáticos.⁴

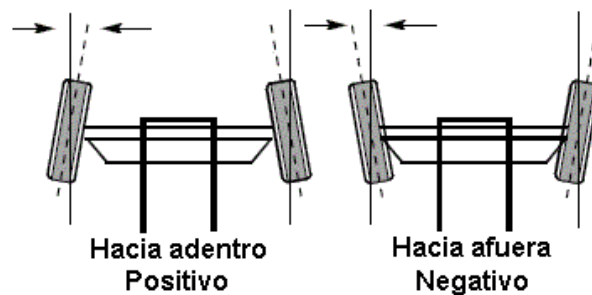


Imagen 3-13: Convergencia

- **Radio pivote:** Es la distancia entre la prolongación del eje de dirección o pivote y el centro de la rueda, medida donde el neumático está en contacto con el suelo. Es significativo tenerlo en cuenta a la hora del frenado, así como también en la aceleración, ya que genera un momento en la rueda alrededor del eje vertical que afecta la estabilidad del vehículo. Para minimizar el efecto este debe ser cercano a cero sin llegar a serlo ya que, si bien se tendría gran estabilidad, se generaría un rozamiento lateral en los neumáticos que los desgastaría de manera despareja cuando se está en una curva. De esta manera, se busca armonía entre una mayor estabilidad del UTV, generando un momento en la rueda contrario al generado por el vehículo al frenar o acelerar, implicando a su vez el

⁴ Este parámetro no se estudiará en profundidad, ya que se relaciona con la dirección del vehículo, la cual está fuera del alcance de este proyecto.

mínimo desgaste posible en las cubiertas. En la *Imagen 3-14* se observa el radio pivote.

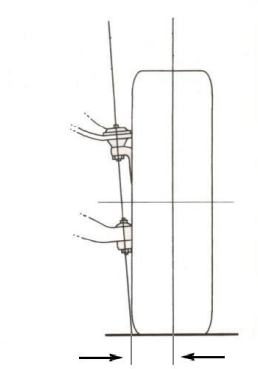


Imagen 3-14: Radio pivote

- **Eje de dirección o pivote:** Representa el eje alrededor del cual la rueda gira, y se obtiene por la unión de las rótulas de ambos brazos. Este debe tener cierta inclinación, obteniéndose por tener el brazo superior más corto que el inferior. Además, combinándolo con la caída de la rueda se debe obtener un radio pivote lo más cerca de cero posible. De esta manera se reduce el esfuerzo que el conductor debe hacer al doblar a baja velocidad, con la ventaja de que al liberar la dirección las ruedas se enderezan. Por otra parte, también reduce el desgaste del neumático. La inclinación respecto de la vertical del eje de dirección que se utiliza en los vehículos debe estar en el rango de **5°-15°** según [Ref. 3-1], mucha más inclinación generaría que el neumático se levante, este se observa en la *Imagen 3-15*.

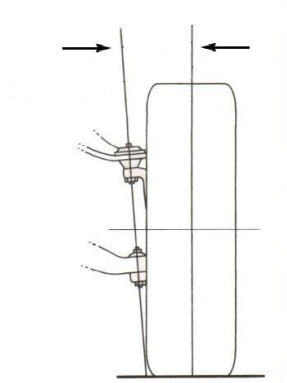


Imagen 3-15: Eje pivote

- **Anti-hundimiento:** Es el porcentaje de la distancia al centro de gravedad del vehículo en la dirección vertical medido desde el suelo (analizando los brazos del eje delantero), y representa la cantidad de fuerza transferida al mecanismo de la suspensión. Previene que el vehículo se hunda en la parte delantera a la hora de desacelerar o frenar, evitando que el conjunto amortiguador-resorte se sobrecargue (comprimiéndose demasiado), debido a la transferencia de esas fuerzas a los mecanismos de la suspensión. De esta forma se reducen los cambios en la geometría de la suspensión y se mantienen las características dinámicas del UTV, permaneciendo constante la distancia al suelo. Ahora bien, esto hace que se necesiten componentes más rígidos para poder soportar las fuerzas transferidas. Según [Ref. 3-1] un correcto anti-hundimiento está en el rango del **50%**. Este parámetro se muestra en la *Imagen 3-16*.

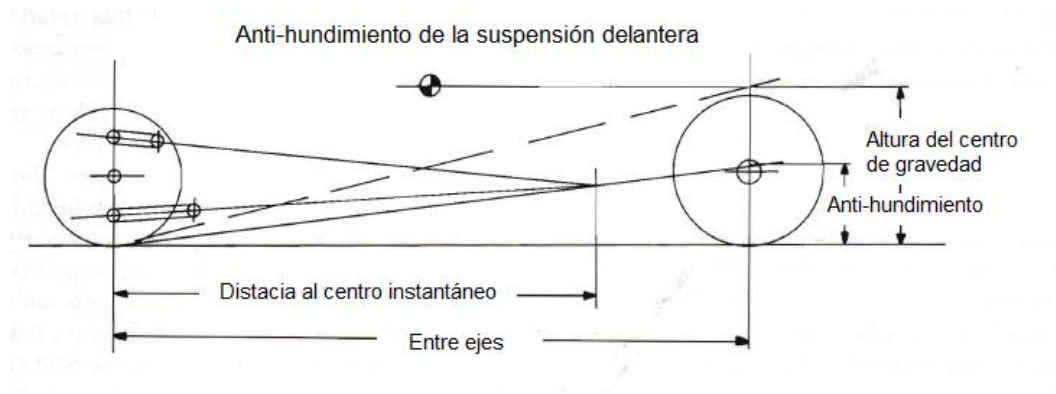


Imagen 3-16: Anti-hundimiento

- Anti-levantamiento:** Representa el porcentaje de la distancia al centro de gravedad medido desde el suelo y analizando el eje tractivo, en nuestro caso el trasero. Evita que, para este caso, el vehículo se eleve en la parte delantera a la hora de acelerar, haciendo que las fuerzas se transfieran al mecanismo de la suspensión y no al conjunto amortiguador-resorte. Con esta geometría se compensa la pérdida de tracción al acelerar que habría debido al hundimiento de la parte trasera del UTV, lo que generaría que la caída negativa aumentara, y así el parche de contacto disminuiría. Además, se mantiene la geometría de la suspensión y las características dinámicas, pero se deberá tener componentes más rígidos para soportar las fuerzas de aceleración. El porcentaje de anti-levantamiento es del **20%** según [Ref. 3-1]. A continuación, en la *Imagen 3-17* se expone esta variable.

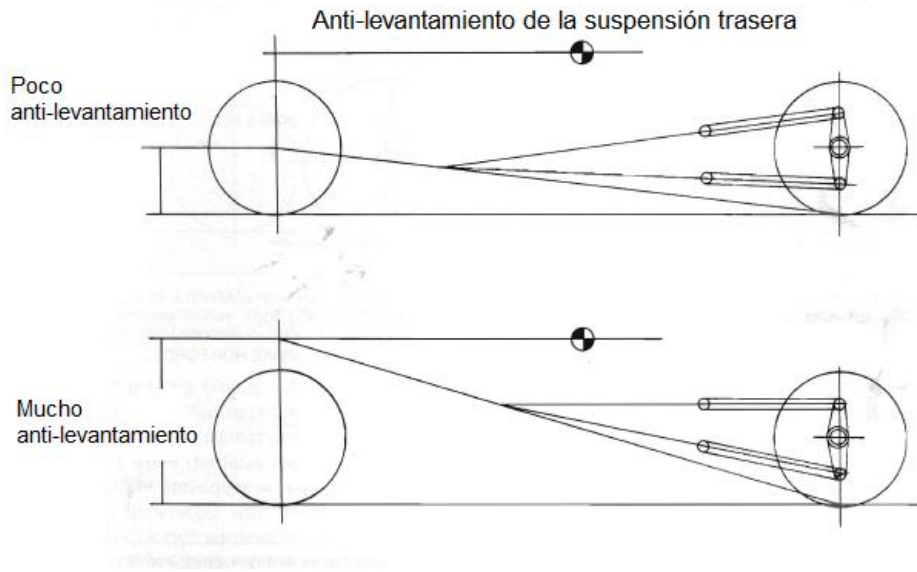


Imagen 3-17: Anti-levantamiento

Ya hemos visto los parámetros directamente incidentes en la suspensión. A continuación, se procederá a interrelacionar dichos elementos entre sí atendiendo a las configuraciones pretendidas para el UTV y contemplando las limitantes existentes en el vehículo. Todo esto, a manera de obtener el diseño más adecuado de la geometría de los brazos para el UTV.

3.4: Diseño de la geometría

3.4.1: Consideraciones preliminares

Lo primero que se tiene en cuenta en el diseño son las limitantes del UTV proyectado, en relación con las dimensiones de ciertos parámetros que se observan en la industria. Seguidamente se menciona cada una de las variables involucradas:

- **Ancho:** Deberá ser mayor al que normalmente se usa en la industria de los UTVs. Esto está asociado al espacio del motor escogido, que es de mayores dimensiones en comparación con los que se utilizan en estos vehículos. Sabiendo que se requiere un largo mínimo para los brazos de

la suspensión, el ancho total del UTV aumenta. Teniendo en cuenta, aun así, que un mayor ancho proveerá mayor estabilidad en las curvas; se establece un ancho para el UTV de **1910 mm**.

- **Brazos:** La longitud de los brazos merecen una atención especial en estos vehículos ya que son los que proveen el recorrido de la suspensión. En nuestro caso el limitante está en la suspensión trasera por la disposición del motor, entonces se determina una longitud mínima en los brazos traseros de aproximadamente 250 mm, valor que comprende el extremo mínimo del rango observado en la industria (250 a 300 mm). En el caso de la delantera no hay inconvenientes, por lo que queda determinada por el ancho del UTV.

La distancia entre los brazos superiores e inferiores también ha de ser tenida en cuenta, ya que determinará la longitud del mango de la suspensión. Se debe tener presente que entre ellos se alojará la dirección del UTV. A partir de observaciones realizadas a la industria se determina una distancia de **180 mm**.

Otra dimensión importante es la distancia entre los anclajes de cada brazo al chasis. Al igual que con la distancia entre los brazos, se toma como referencia a los fabricantes y se establece una distancia de **300 mm** para los brazos traseros y de **250 mm** para los delanteros.

- **Distancia al suelo:** A partir de ella se seleccionará la inclinación necesaria de los brazos respecto de la horizontal. En este caso la distancia al suelo será de aproximadamente **300 mm**, según lo observado en vehículos similares de uso fuera de pista.
- **Neumáticos:** Factor que incide de manera directa en el ancho total y en la distancia del mango, y por lo tanto, en las dimensiones de los brazos, así como en la distancia al piso. Se utilizarán **26"x9"-12"** adelante y **26"x10"-12"** atrás.

Junto a lo ya descrito, se verificará que el ancho de vía (H) del UTV esté dentro del rango establecido en [Ref. 3-2], tal como se explicó en el capítulo anterior. Para eso se tiene en cuenta el ancho (U) deseado en el UTV y el coeficiente de proporcionalidad (i), pudiendo así establecer el resto de las dimensiones.

$$i = 0,87 \quad U = 1910 \text{ mm}$$

$$i = \frac{H}{U} \quad \rightarrow \quad H = 0,87 \times 1910 = 1662 \text{ mm}$$

De esta manera, queda determinado el ancho de vía del UTV en **1662 mm**. Cabe mencionar que, al tener los neumáticos delanteros diferente ancho respecto de los traseros, existirá también una pequeña diferencia entre el ancho de vía de los ejes delantero y trasero. Habiendo corroborado esta medida en relación al eje con los neumáticos más anchos, esto es, el trasero, queda implícitamente hecha la inclusión dentro del rango permitido del eje restante.

A partir del diseño del chasis visto en el segundo capítulo, se deben tener presentes ciertas dimensiones que influirán en el diseño de la geometría de la suspensión. Entre ellas se encuentran, el ancho del chasis en la parte delantera (500 mm) y en la parte trasera (900 mm), así como la distancia entre ejes (2050 mm).

De esta manera, y a través de todas las variables implicadas en el diseño de la geometría y del análisis propuesto de las limitantes del UTV, se procede a realizar el estudio de cada parámetro en conjunto con el resto para así poder definir la geometría adecuada.

3.4.2 Estudio de los parámetros de diseño

En principio, se estudian los ángulos del eje de dirección o eje pivote y el de la caída de la rueda, ya que fijarán el radio pivote, debiendo ser este lo más cercano a cero posible. La distancia entre los brazos adquiere trascendencia en la medida en que es la responsable de que la caída de la rueda varíe en compresión o extensión, además de determinar la longitud del mango en conjunto con el ángulo de la dirección. El brazo superior es de menor longitud que el inferior, para poder conseguir que en compresión tengamos una caída negativa, y en extensión, neutra o ligeramente positiva. Por medio del análisis de estas variables, se obtiene la longitud real de los brazos de la suspensión. En la *Imagen 3-18* se observa el diseño de la suspensión delantera, y en la *Imagen 3-19*, la trasera.

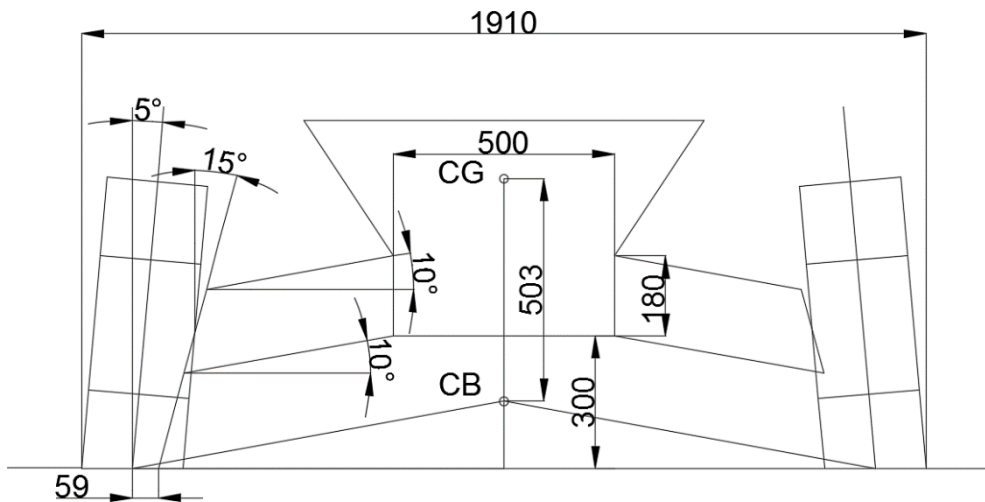


Imagen 3-18: Suspensión delantera

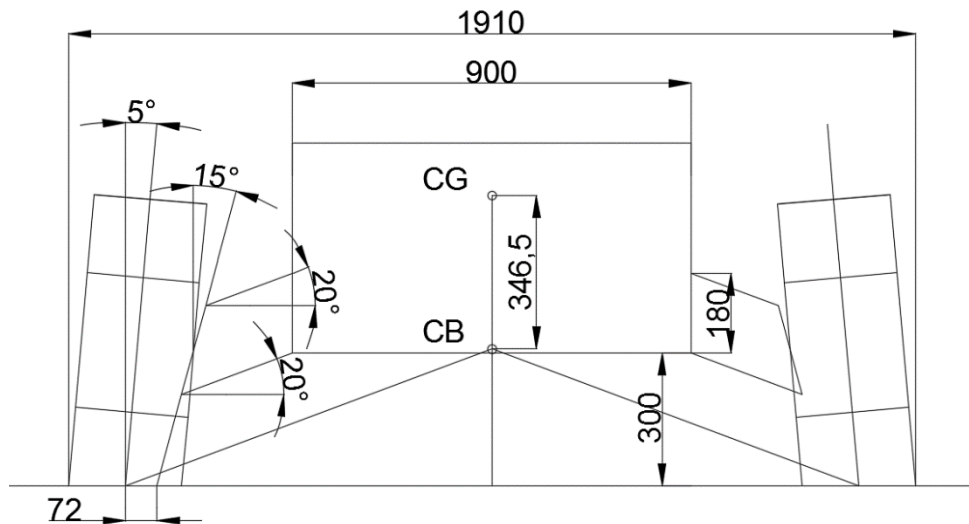


Imagen 3-19: Suspensión trasera

Con la distancia entre brazos de **180 mm**, la distancia al suelo de **300 mm**, el eje de dirección con **15°** de inclinación y la caída con **5°**, ambos respecto de la vertical, se obtienen las dimensiones de los brazos de la suspensión.

En la suspensión delantera los brazos inferiores tienen una longitud de **481 mm**, y los superiores **430 mm**, ambos con **10°** de inclinación respecto de la horizontal; en la suspensión trasera los brazos inferiores tienen **266 mm** de longitud y los superiores **210 mm**, con una inclinación de **20°**. A continuación, en la *Imagen 3-20* se pueden observar las dimensiones de los brazos.

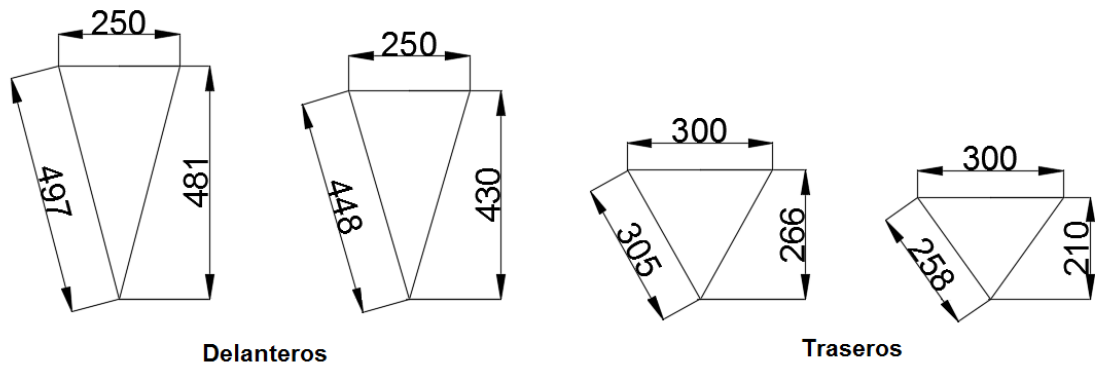


Imagen 3-20: Geometría de los brazos de la suspensión (vista superior)

También en este análisis queda detallada la longitud del mango en **195 mm**. Una vez dispuesta la geometría se estableció el radio pivote de **59 mm** para las ruedas delanteras y de **72 mm** para las traseras.

Luego del estudio realizado anteriormente, se debe continuar con el ángulo de avance en conjunto con los porcentajes de anti-hundimiento y anti-levantamiento, obteniendo las inclinaciones adecuadas de los brazos. Sabiendo las distancias entre los anclajes de los brazos de la suspensión al chasis del UTV, se completa el diseño de la geometría de los brazos de la suspensión como se muestra en la *Imagen 3-21* para los brazos delanteros y en la *Imagen 3-22* para los traseros.

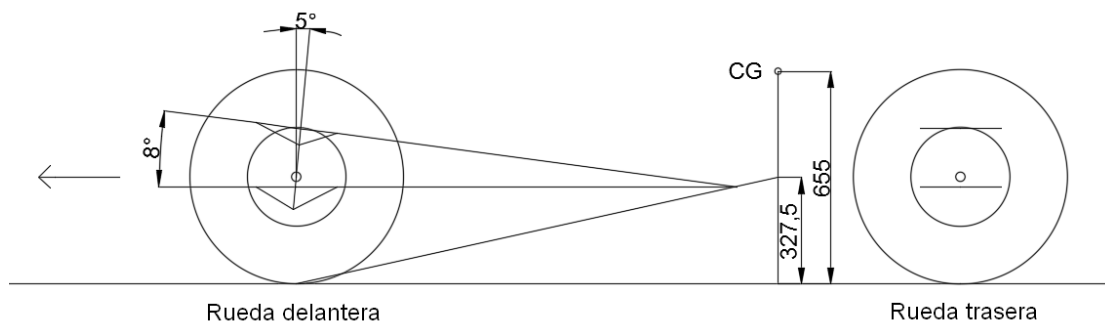


Imagen 3-21: Cálculo anti-hundimiento

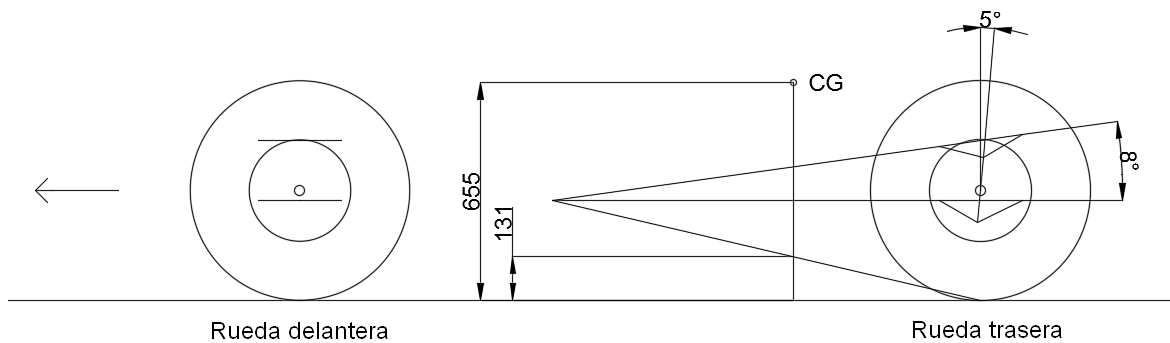


Imagen 3-22: Cálculo anti-levantamiento

Se dispone un avance positivo de **5°** de inclinación respecto de la vertical, un anti-hundimiento del **50%** y un anti-levantamiento del **20%**. De ellos deviene una inclinación de **8°** para el brazo superior delantero y de **8°** para el brazo superior trasero, ambos respecto de la horizontal.

Una vez determinadas las geometrías de los brazos a partir de todas las variables vistas anteriormente, queda por establecer la sección de estos. En este caso los brazos de la suspensión se conformarán de vigas de sección circular maciza de **40 mm** de diámetro como medida inicial. En la *Imagen 3-23* se observa el diseño final de la geometría de los brazos de la suspensión y sus respectivas secciones.

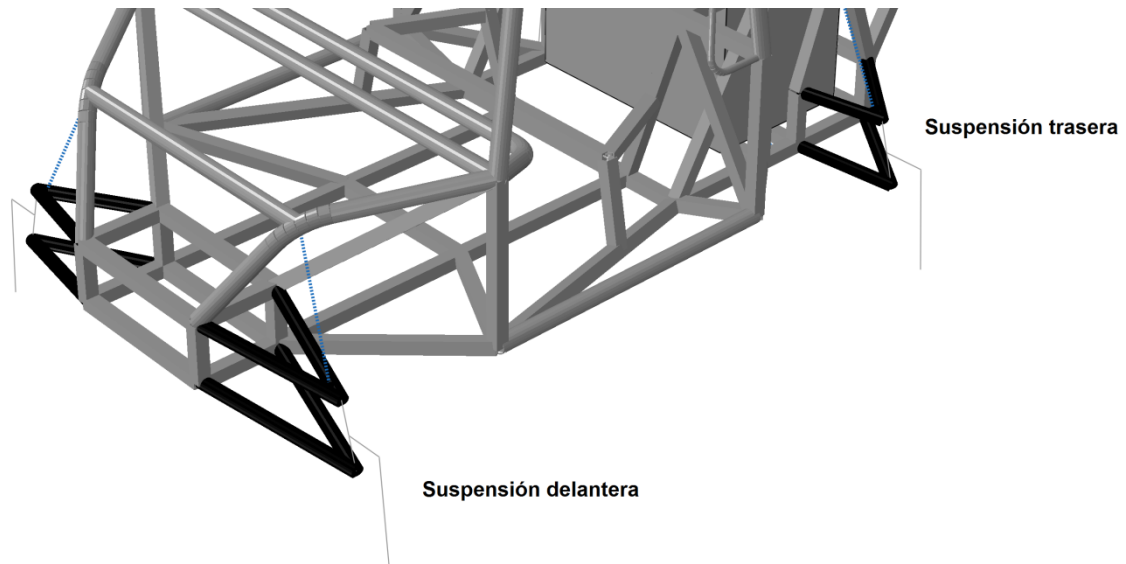


Imagen 3-23: Brazos de la suspensión

Tener ya dispuesta la geometría de los brazos nos permite analizar el eje de rolido o de balanceo del UTV. Por cuestiones de seguridad y estabilidad en las curvas, el centro de rolido trasero debe ser superior al delantero. Conociendo los ángulos de inclinación de los brazos respecto de la horizontal, se sabe entonces que el centro de rolido trasero está **157 mm** más elevado que el delantero. Quedando de esta forma finalizado el análisis respecto de la geometría de los brazos. En la *Imagen 3-18* y en la *Imagen 3-19* se ve la relación del centro de balanceo delantero y trasero con el centro de gravedad respectivamente, y en la *Imagen 3-24* la relación del eje de balanceo respecto al centro de balanceo delantero y trasero.

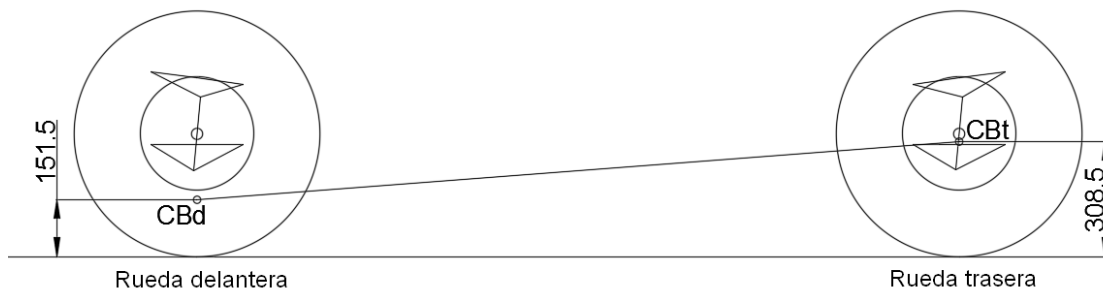


Imagen 3-24: Cálculo del eje de balanceo

3.5: Selección del conjunto amortiguador-resorte

3.5.1: Consideraciones en la selección

Lo primero a tener en cuenta para la selección del conjunto amortiguador-resorte es el espacio disponible para el mismo. Por lo tanto, se estudiarán ciertas características para que pueda alojarse de manera adecuada, y realizar su función de manera óptima.

En la *Imagen 3-25* se podrán observar los parámetros a analizar.

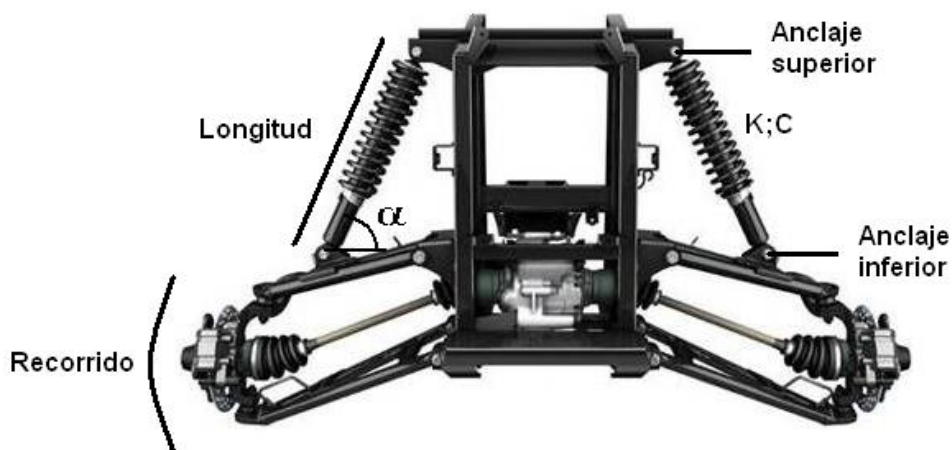


Imagen 3-25: Parámetros involucrados en la selección del conjunto amortiguador-resorte

- **Anclajes:** El conjunto amortiguador-resorte se fija en dos puntos, uno dispuesto en el chasis (anclaje superior) y otro en el brazo de la suspensión (anclaje inferior). El anclaje superior queda determinado según el diseño del chasis, visto en el segundo capítulo. Se disponen los anclajes superiores delanteros a una distancia de **486.5 mm** en la dirección vertical medidos desde el chasis, y en los traseros es de **474 mm**. Con respecto a los anclajes inferiores, originalmente debe seleccionarse si el mismo estará colocado en el brazo superior o en el inferior; por cuestiones de simplicidad y espacio se decide anclar el conjunto amortiguador-resorte en el brazo superior.

Finalmente, y asiéndonos de la información presentada, precisaremos la distancia en relación a la longitud total del brazo en que se ubicará el sistema de amortiguación. Las distintas empresas que proveen estos vehículos lo anclan a una distancia porcentual de entre **50-90%** de la distancia total del brazo medido desde el chasis. Pero para saber la diferencia porcentual correcta hay que estudiar el ángulo de inclinación del conjunto amortiguador-resorte.

- **Longitud:** La longitud total del conjunto amortiguador-resorte queda establecida por los anclajes superiores e inferiores. Luego, se podrá seleccionar la longitud inicial del resorte.
- **Constante de rigidez:** Por medio de este parámetro (K) se obtendrá una suspensión más o menos rígida, proveyendo el confort de marcha deseado para el UTV. Para los resortes delanteros la constante será diferente que para los traseros.
- **Constante de amortiguamiento:** A partir de este parámetro (C) se seleccionará el amortiguador adecuado que acompañará al resorte proveyendo así el confort adecuado en el habitáculo.
- **Recorrido:** El recorrido de la suspensión representa la distancia que la rueda recorre hacia arriba o hacia abajo respecto de su centro instantáneo

de rotación, esto es, cuando la suspensión varía su posición de equilibrio (por ejemplo, en el caso que la rueda pase sobre una diferencia de nivel en el camino). En general, los fabricantes de UTVs delimitan el recorrido máximo de la suspensión, a partir del cual la suspensión no puede seguir su recorrido (tope). Demarcar el recorrido está asociado a que la rueda no debe hacer contacto con el chasis, colocándose un tope al amortiguador cuando este llega a comprimirse totalmente. Por otro lado, el recorrido debe ser lo bastante amplio como para sobrepasar obstáculos considerables con solvencia, requerimiento que resulta fundamental para este tipo de vehículos.

En contraposición a un auto de calle, cuyo andar suave determinado por la superficie que transita precisa un recorrido de suspensión corto, el UTV se emparenta con el auto de rally, en el cual se priorizan las configuraciones de la suspensión por sobre el confort y se lo dota de un sistema de largo recorrido adaptándolo a las necesidades de transitar vasto número de terrenos. Siguiendo la información que brindan las compañías de estos vehículos, se determina un recorrido de la rueda aproximado de **270 mm**.

Inclinación: Esta variable (α) determinará la distancia del anclaje inferior respecto de la longitud del brazo. La industria de estos vehículos ofrece, en sus distintas variantes, un rango de entre **50°-70°** para los resortes delanteros y traseros independientemente de la ubicación de los anclajes. Estos ángulos se miden respecto de la horizontal del UTV y dependen del espacio disponible. Para obtener la inclinación adecuada del conjunto se tiene en cuenta que, mientras más cerca esté el anclaje inferior al chasis, a una misma constante del resorte, mayor recorrido habrá (deseado). Ahora bien, mientras más separado esté el anclaje inferior del chasis, esto es, una menor inclinación respecto de la horizontal, más rígida será la suspensión debido a que se comprime

menos, resultando en un menor recorrido. Pero también hay que tener en cuenta que para la misma longitud, si no se inclinarán los conjuntos, el centro de masa se elevaría, factor que pretende evitarse. Además, si la inclinación es menor a 90° el resorte puede ser más largo, bajando el centro de masas, y obteniendo una constante de rigidez mayor a la que se obtendría si no existiera dicha inclinación. Por todo esto, es conveniente que el conjunto amortiguador-resorte se ubique con una inclinación determinada.

3.5.2: Análisis de las frecuencias de oscilación

Este análisis estudia cómo afectan las vibraciones de la suspensión generadas por las irregularidades del camino a la cabina de pasajeros. Para brindarle la comodidad adecuada a los pasajeros las frecuencias de oscilación del UTV, deben estar en el rango de **1 Hz-2,5 Hz** según [Ref. 3-1].

Otra consideración importante es que en el análisis de frecuencias el amortiguador no tiene incidencia, ya que tiene poco efecto en el cálculo con respecto al resorte. Luego de obtener la constante de rigidez del resorte, sí se obtendrá la constante del amortiguador para conformar el conjunto amortiguador-resorte propiamente dicho, estableciendo el amortiguamiento adecuado para el buen uso del UTV.

En principio, y a partir de las consideraciones del apartado anterior, se realizará un cálculo preliminar de aproximación siguiendo el método estudiado en [Ref. 3-5], donde se considera únicamente la carga estática del peso propio.

En función de la masa total (M), que fue verificada una vez diseñada la suspensión, la aplicación de la gravedad (g) y el recorrido máximo de la rueda (u):

$$M = 1700 \text{ kg} \quad u = 0,27 \text{ m} \quad g = 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Se calculan entonces las constantes de rigidez mínimas de los resortes delanteros (K_F) y traseros (K_R) a utilizar. El cálculo se muestra a continuación:

$$M \text{ eje delantero} = 600 \text{ kg} \quad \rightarrow \quad M \text{ por rueda} = 300 \text{ kg}$$

$$M \text{ eje trasero} = 1100 \text{ kg} \quad \rightarrow \quad M \text{ por rueda} = 550 \text{ kg}$$

$$\Delta u = \frac{u}{2} = \frac{0,27}{2} = 0,135 \text{ m}$$

$$K_F = \frac{\Delta M_f g}{\Delta u} = \frac{300 \times 9,8}{0,135} = 21778 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad \rightarrow \quad \text{Mínimo delantero}$$

$$K_R = \frac{\Delta M_r g}{\Delta u} = \frac{550 \times 9,8}{0,135} = 39926 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad \rightarrow \quad \text{Mínimo trasero}$$

Mediante el cálculo anterior se obtuvieron los valores mínimos admisibles de las constantes de rigidez de los resortes. Por ello, y para evitar un desbalanceo excesivo en el vehículo a causa de la disparidad de las suspensiones, se fija primero la constante mínima del resorte delantero para con ella obtener la constante mínima trasera, esta vez afectada por los requerimientos de este tipo de vehículo, a continuación, se observa el análisis correspondiente:

$$K_F b \cong K_R c$$

Sabiendo la distribución de masas, se saben también las distancias al centro de masas del UTV respecto al eje delantero (b) y al trasero (c) vistas en la *Imagen 3-26*, siendo:

$$b = 1485 \text{ mm} \quad c = 565 \text{ mm}$$

Entonces, a partir de las constantes mínimas de rigidez se calcula un estimativo de las constantes propias de rigidez de los resortes, que luego se verificarán en el análisis de las frecuencias. Se calcula así la rigidez trasera considerando el límite menor, en este caso, la rigidez del resorte delantero.

$$K_R = \frac{K_F b}{c} \cong \frac{21.778 \times 1485}{565} \cong 57 \frac{N}{mm}$$

De esta manera, se obtienen las constantes de los resortes en primera instancia.

Definidas las constantes mínimas, se continúa con el análisis tomando al UTV como un cuerpo rígido de masa total (M) y momentos de inercia (I), y teniendo presente sus grados de libertad (tres de traslación y tres de rotación) como cualquier cuerpo rígido en el espacio. En el presente estudio se considerarán dos grados de rotación, el ángulo de *cabeceo* y el de *balanceo*, y un ángulo de traslación en el sentido vertical, el *rebote*, debido a que son los que más afectan la confortabilidad del habitáculo. En las *Imágenes 3-26 y 3-27*, se pueden observar los movimientos de rebote (Z), cabeceo (θ) y balanceo (φ), además de las distancias desde los anclajes delanteros y traseros de la suspensión hasta el centro de gravedad (b) y (c) respectivamente, además de las distancias laterales desde los anclajes de la suspensión hasta al centro de gravedad (a).

En cuanto al cálculo propiamente dicho, hay que tener en cuenta que los resortes son cuatro (uno por cada rueda), donde los delanteros tendrán una constante de rigidez (K_F) y los traseros otra (K_R). Cada resorte tendrá una cierta inclinación respecto de la horizontal como se vio en la *Imagen 3-25*, siendo para los delanteros (α_f) y para los traseros (α_r), obteniendo así las constantes de rigidez efectivas (K_f) y (K_r) respectivamente.

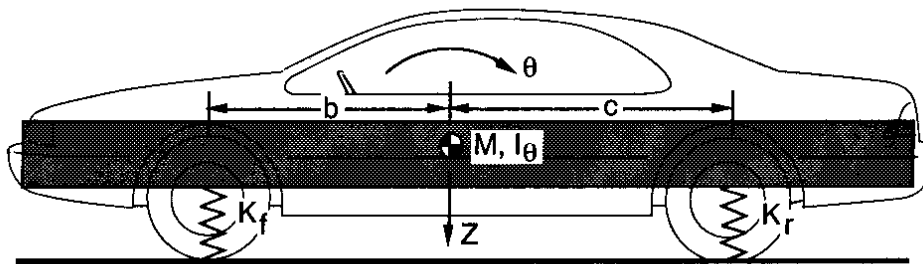


Imagen 3-26: Cuerpo aislado lateral

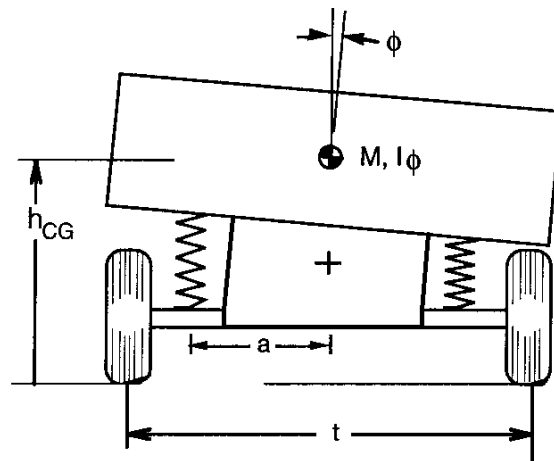


Imagen 3-27: Cuerpo aislado frontal

Una vez hechas las menciones anteriores, se pueden obtener las ecuaciones de movimiento del sistema, mediante el método de Lagrange.

$$\begin{aligned}
M\ddot{z} + (6K_f + 6K_r)z + (2K_r c - 2K_f b)\theta &= 0 \\
I_\theta \ddot{\theta} + (2K_r c - 2K_f b)z + (2K_r c^2 - 2K_f b^2)\theta &= 0 \\
I_\varphi \ddot{\varphi} + (2K_f a^2 - 2K_r a^2)\varphi &= 0
\end{aligned}$$

Siendo:

$$K_f = K_F \sin^2 \alpha_f \quad K_r = K_R \sin^2 \alpha_r$$

A partir del sistema de ecuaciones, se llega al determinante de la matriz de frecuencias siguiendo el libro [Ref. 3-3]:

$$\begin{vmatrix}
\left(\frac{6K_f + 6K_r}{M}\right) - \omega^2 & \frac{2K_r c - 2K_f b}{M} & 0 \\
\frac{2K_r c - 2K_f b}{I_\theta} & \left(\frac{2K_r c^2 - 2K_f b^2}{I_\theta}\right) - \omega^2 & 0 \\
0 & 0 & \left(\frac{2K_f a^2 - 2K_r a^2}{I_\varphi}\right) - \omega^2
\end{vmatrix} = 0$$

Observando el determinante se pueden distinguir las variables involucradas en el sistema, algunas de las cuales ya fueron establecidas y calculadas en pasos anteriores del diseño del UTV. Tal es el caso de la masa, los momentos de inercia y las distancias de los anclajes al centro de gravedad del UTV, obtenidas una vez se diseñó el chasis:

$$\begin{aligned}
M &= 1700 \text{ kg} & I_\theta &= 957 \text{ kgm}^2 & I_\varphi &= 514 \text{ kgm}^2 \\
a &= 0,45 \text{ m} & b &= 1,486 \text{ m} & c &= 0,564 \text{ m}
\end{aligned}$$

De este modo, las únicas variables que pueden ser modificadas en el análisis (variables de diseño) son las constantes (K) y los ángulos (α) de los resortes.

Una vez calculado el determinante de la matriz, se establecerán los autovalores del sistema obteniendo las frecuencias propias de oscilación, posteriormente se verificará que los mismos estén dentro del rango requerido para la confortabilidad de los ocupantes. Para ello se tendrán presentes los rangos de valores adecuados de constantes y ángulos de los resortes, las consideraciones realizadas en la sección anterior, y todos los requisitos del UTV.

El siguiente análisis gráfico se efectúa para comprobar qué valores de las constantes y de los ángulos del resorte satisfacen las solicitaciones requeridas, esto se observa en las *Imágenes 3-28, 3-29, 3-30 y 3-31*.

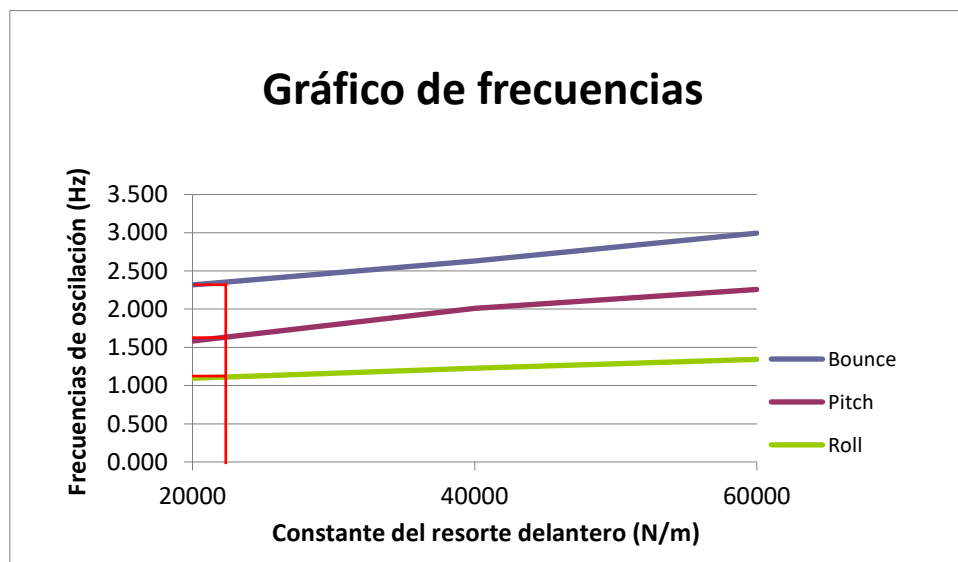


Imagen 3-28: Frecuencias vs. Resorte delantero

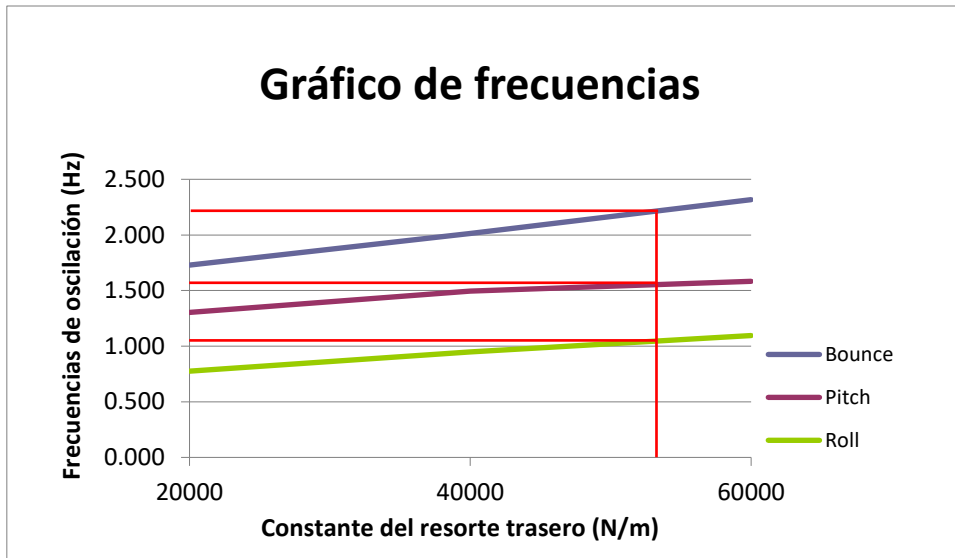


Imagen 3-29: Frecuencias vs. Resorte trasero

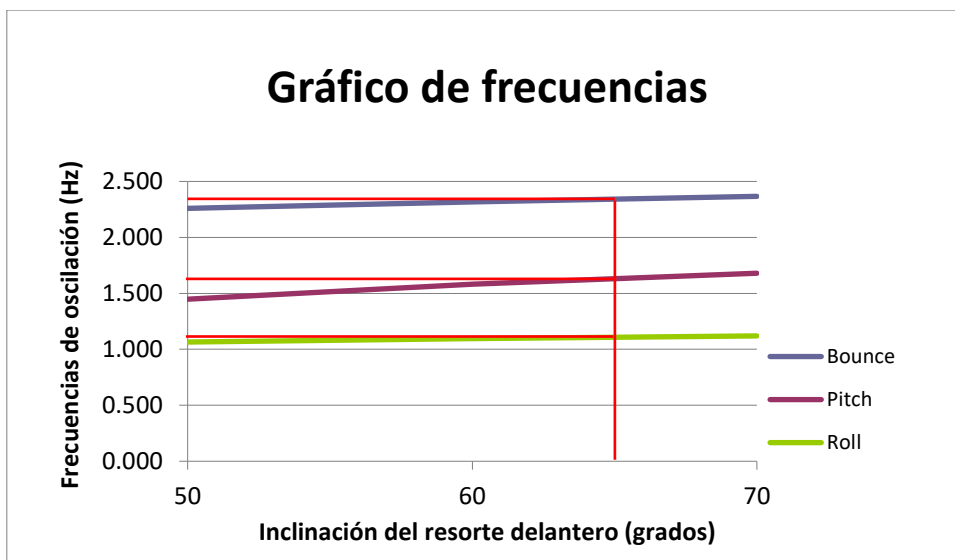


Imagen 3-30: Frecuencias vs. Inclinación delantera

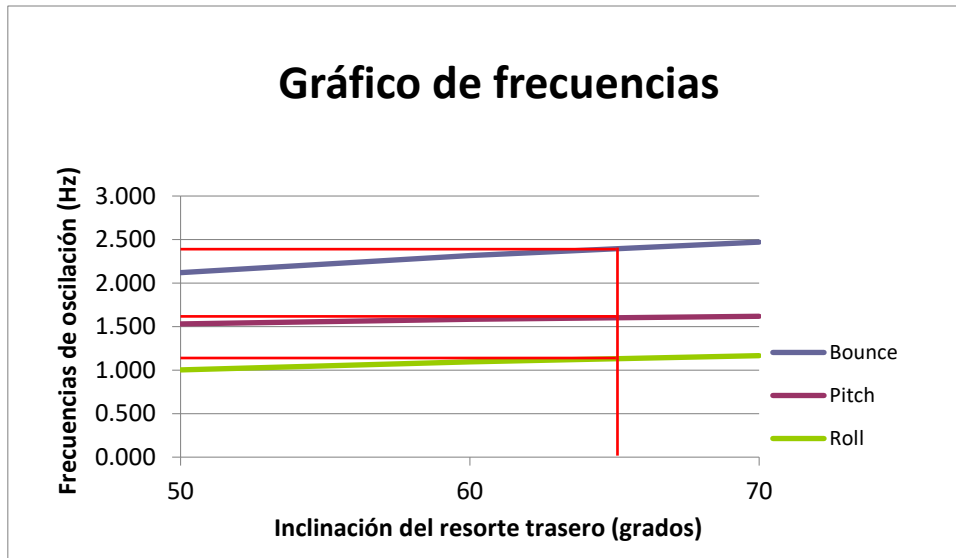


Imagen 3-31: Frecuencias vs. Inclinación trasera

3.5.3: Cálculo de las constantes del amortiguador-resorte

Una vez realizado el análisis pertinente a las frecuencias propias de oscilación, luego hay que analizar cómo las variables de diseño del UTV las afectan para poder determinar el conjunto amortiguador-resorte.

Conociendo la ubicación del anclaje superior y las longitudes de los brazos, se determina la ubicación del anclaje inferior siguiendo las consideraciones. Esta surge de un análisis iterativo de las distintas posibilidades de diseño, llegando a la óptima, vista en la *Imagen 3-32* para la suspensión delantera y en la *Imagen 3-33* para la trasera.

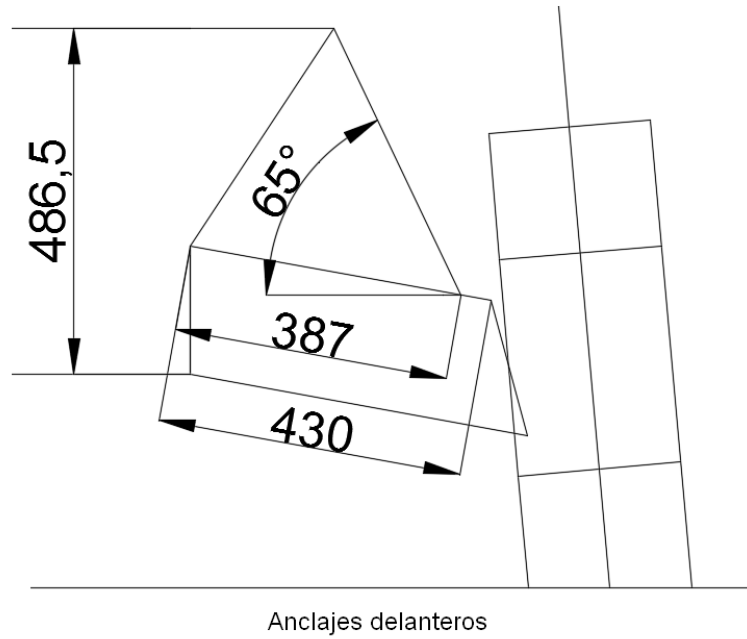


Imagen 3-32: Anclajes de la suspensión delantera

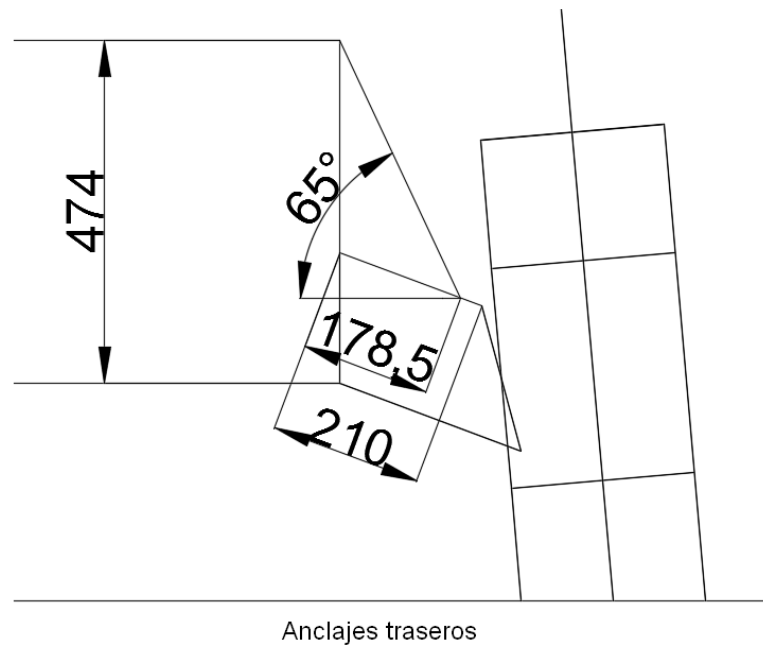


Imagen 3-33: Anclajes de la suspensión trasera

Así, queda establecida la longitud disponible para el conjunto.

Ahora bien, teniendo presentes las longitudes naturales, las constantes de rigidez mínimas, las constantes de rigidez provistas por los fabricantes (en nuestro caso siguiendo el catálogo de [Ref. 3-8]), y las inclinaciones del resorte que mejor satisfacen las necesidades del UTV, se determinan las variables de diseño del conjunto amortiguador-resorte.

La constante de rigidez del resorte delantero es **22000 N/m** con un ángulo de inclinación de **65°**; y una constante de rigidez de **53000 N/m** con un ángulo de **65°** en la parte trasera, esto se observa en las *Imágenes 3-28, 3-29, 3-30 y 3-31*. Además, se cumple con que las frecuencias de oscilación están dentro del rango apropiado de **1 - 2,5 Hz** mencionado anteriormente.

Como puede verse, fue necesario realizar un ajuste en el módulo correspondiente a la constante de rigidez trasera en relación a la mínima estimada realizada en el cálculo previo (57000 N/m). Esto se debe a que las frecuencias de oscilación superaban el límite establecido.

La siguiente tabla muestra los valores de las correspondientes frecuencias:

Bounce	Pitch	Roll
2,347 Hz	1,686 Hz	1,110 Hz

En la *Imagen 3-34* se pueden ver los resortes seleccionados del catálogo de Eibach, donde el delantero está señalado con la letra “D” y el trasero con la “T”.



COILOVER | 3.00" I.D. (Off-Road)

Part Number	Length		Inside Diameter		Rate			Block Height		Travel		Load at Block Height		Weight	
	Inch	mm	Inch	mm	lb/inch	kg/mm	N/mm	Inch	mm	Inch	mm	lbs	N	lbs	kgs
0800.300.0500S	8.00	203	3.00	76	500	8.93	88	3.12	79	4.88	124	2.441	10,847	3.60	1.63
0800.300.0600S	8.00	203	3.00	76	600	10.71	106	3.36	85	4.64	118	2.788	12,392	4.15	1.88
10.00 (length in Inches) (Silver)															
1000.300.0100S	10.00	254	3.00	76	100	1.79	18	2.83	72	7.17	182	716	3,185	2.55	1.16
1000.300.0150S	10.00	254	3.00	76	150	2.68	26	2.91	74	7.09	180	1.063	4,728	2.54	1.15
1000.300.0200S	10.00	254	3.00	76	200	3.57	35	3.07	78	6.93	176	1.382	6,147	2.93	1.33
1000.300.0250S	10.00	254	3.00	76	250	4.46	44	3.35	85	6.65	169	1.662	7,393	3.43	1.56
1000.300.0300S	10.00	254	3.00	76	300	5.36	53	3.31	84	6.69	170	2.008	8,932	3.57	1.62
New! 1000.300.0350S	10.00	254	3.00	76	350	6.25	61	3.82	97	6.18	157	2.164	9,624	4.39	1.99
New! 1000.300.0400S	10.00	254	3.00	76	400	7.14	70	3.98	101	6.02	153	2.414	10,737	4.76	2.16
12.00 (length in Inches) (Silver)															
1200.300.0100S	12.00	305	3.00	76	100	1.79	18	2.87	73	9.13	232	912	4,057	2.34	1.06
1200.300.0125S	12.00	305	3.00	76	125	2.23	22	3.35	85	8.65	220	1.079	4,800	2.98	1.35
1200.300.0150S	12.00	305	3.00	76	150	2.68	26	3.19	81	8.81	224	1.319	5,867	2.89	1.31
1200.300.0175S	12.00	305	3.00	76	175	3.13	31	3.74	95	8.26	210	1.448	6,441	3.66	1.66
1200.300.0200S	12.00	305	3.00	76	200	3.57	35	3.66	93	8.34	212	1.664	7,402	3.70	1.68
1200.300.0225S	12.00	305	3.00	76	225	4.02	39	3.94	100	8.06	205	1.815	8,073	4.17	1.89
1200.300.0250S	12.00	305	3.00	76	250	4.46	44	3.94	100	8.06	205	2.014	8,959	4.28	1.94
1200.300.0275S	12.00	305	3.00	76	275	4.91	48	4.29	109	7.71	196	2.122	9,439	4.87	2.21
1200.300.0300S	12.00	305	3.00	76	300	5.36	53	4.33	110	7.67	195	2.305	10,253	5.03	2.28
1200.300.0325S	12.00	305	3.00	76	325	5.80	57	4.37	111	7.63	194	2.486	11,058	5.16	2.34
1200.300.0350S	12.00	305	3.00	76	350	6.25	61	4.41	112	7.59	193	2.657	11,819	5.36	2.43
1200.300.0375S	12.00	305	3.00	76	375	6.70	66	4.49	114	7.51	191	2.815	12,522	5.58	2.53
1200.300.0400S	12.00	305	3.00	76	400	7.14	70	4.57	116	7.43	189	2.970	13,211	5.80	2.63
1200.300.0450S	12.00	305	3.00	76	450	8.04	79	4.76	121	7.24	184	3.254	14,474	6.28	2.85
1200.300.0500S	12.00	305	3.00	76	500	8.93	88	5.00	127	7.00	178	3.503	15,582	6.86	3.11
1200.300.0600S	12.00	305	3.00	76	600	10.71	105	5.24	133	6.76	172	4.069	18,100	7.61	3.45
14.00 (length in Inches) (Silver)															
New! 1400.300.0100S	14.00	356	3.00	76	100	1.79	18	3.66	93	10.35	263	1.035	4,605	3.15	1.43
1400.300.0125S	14.00	356	3.00	76	125	2.23	22	3.98	101	10.02	255	1.254	5,578	3.77	1.71
1400.300.0150S	14.00	356	3.00	76	150	2.68	26	4.25	108	9.75	248	1.464	6,512	4.21	1.91
1400.300.0175S	14.00	356	3.00	76	175	3.13	31	4.45	113	9.55	243	1.673	7,442	4.63	2.10
1400.300.0200S	14.00	356	3.00	76	200	3.57	35	4.72	120	9.28	236	1.855	8,251	5.18	2.35
1400.300.0225S	14.00	356	3.00	76	225	4.02	39	4.65	118	9.35	237	2.103	9,355	5.20	2.36
1400.300.0250S	14.00	356	3.00	76	250	4.46	44	5.00	127	9.00	229	2.251	10,013	5.87	2.66
1400.300.0275S	14.00	356	3.00	76	275	4.91	48	4.96	126	9.04	230	2.484	11,049	5.95	2.70
1400.300.0300S	14.00	356	3.00	76	300	5.36	53	5.39	137	8.61	219	2.581	11,481	6.77	3.07
1400.300.0325S	14.00	356	3.00	76	325	5.80	57	5.24	133	8.76	223	2.843	12,646	6.79	3.08
1400.300.0350S	14.00	356	3.00	76	350	6.25	61	5.47	139	8.53	217	2.990	13,300	7.12	3.23
1400.300.0400S	14.00	356	3.00	76	400	7.14	70	5.59	142	8.41	214	3.362	14,955	7.61	3.45
1400.300.0450S	14.00	356	3.00	76	450	8.04	79	5.83	148	8.17	208	3.682	16,378	8.22	3.73
1400.300.0500S	14.00	356	3.00	76	500	8.93	88	6.02	153	7.98	203	3.979	17,699	8.89	4.03
1400.300.0550S	14.00	356	3.00	76	550	9.82	96	6.38	162	7.62	194	4.200	18,682	9.72	4.41
1400.300.0600S	14.00	356	3.00	76	600	10.71	105	6.26	159	7.74	197	4.638	20,631	9.72	4.41
1400.300.0650S	14.00	356	3.00	76	650	11.61	114	6.61	168	7.39	188	4.813	21,409	10.63	4.82
1400.300.0700S	14.00	356	3.00	76	700	12.50	123	6.57	167	7.43	189	5.198	23,121	10.73	4.87
16.00 (length in Inches) (Silver)															
1600.300.0075S	16.00	406	3.00	76	75	1.34	13	3.78	96	12.22	310	916	4,075	3.09	1.40
1600.300.0100S	16.00	406	3.00	76	100	1.79	18	4.45	113	11.55	293	1.155	5,138	4.08	1.85
D 1600.300.0125S	16.00	406	3.00	76	125	2.23	22	4.49	114	11.51	292	1.439	6,401	4.36	1.98
1600.300.0150S	16.00	406	3.00	76	150	2.68	26	5.08	129	10.92	277	1.638	7,286	5.33	2.42
1600.300.0175S	16.00	406	3.00	76	175	3.13	31	5.31	135	10.69	272	1.869	8,314	5.82	2.64
1600.300.0200S	16.00	406	3.00	76	200	3.57	35	5.55	141	10.45	265	2.090	9,297	6.41	2.91
1600.300.0225S	16.00	406	3.00	76	225	4.02	39	5.47	139	10.53	267	2.368	10,533	6.46	2.93
1600.300.0250S	16.00	406	3.00	76	250	4.46	44	5.83	148	10.17	258	2.546	11,325	7.19	3.26
T 1600.300.0300S	16.00	406	3.00	76	300	5.36	53	6.22	158	9.78	248	2.931	13,038	8.20	3.72
1600.300.0350S	16.00	406	3.00	76	350	6.25	61	6.46	164	9.54	242	3.342	14,866	8.75	3.97
1600.300.0400S	16.00	406	3.00	76	400	7.14	70	6.61	168	9.39	239	3.754	16,699	9.33	4.23
1600.300.0450S	16.00	406	3.00	76	450	8.04	79	6.81	173	9.19	233	4.130	18,371	10.39	4.71
1600.300.0500S	16.00	406	3.00	76	500	8.93	88	7.52	191	8.48	215	4.241	18,865	11.66	5.29
1600.300.0550S	16.00	406	3.00	76	550	9.82	96	7.60	193	8.40	213	4.629	20,591	12.30	5.58
1600.300.0600S	16.00	406	3.00	76	600	10.71	105	7.72	196	8.28	210	4.978	22,143	12.59	5.71
1600.300.0700S	16.00	406	3.00	76	700	12.50	123	8.03	204	7.97	202	5.575	24,799	13.83	6.27
1600.300.0800S	16.00	406	3.00	76	800	14.29	140	8.15	207	7.85	199	6.274	27,908	14.88	6.75
18.00 (length in Inches) (Silver)															
1800.300.0200S	18.00	457	3.00	76	200	3.57	35	6.34	161	11.66	296	2.330	10,364	7.81	3.54
1800.300.0300S	18.00	457	3.00	76	300	5.36	53	7.20	183	10.80	274	3.242	14,421	9.92	4.50
1800.300.0400S	18.00	457	3.00	76	400	7.14	70	7.76	197	10.24	260	4.100	18,238	11.75	5.33
1800.300.0450S	18.00	457	3.00	76	450	8.04	79	8.19	208	9.81	249	4.415	19,639	12.77	5.79
1800.300.0500S	18.00	457	3.00	76	500	8.93	88	8.43	214	9.57	243	4.780	21,262	13.63	6.18
1800.300.0550S	18.00	457	3.00	76	550	9.82	96	8.50	216	9.50	241	5.231	23,269	14.33	6.50
1800.300.0600S	18.00	457	3.00	76	600	10.71	105	8.86	225	9.14	232	5.496	24,447	15.44	7.00
1800.300.0650S	18.00	457	3.00	76	650	11.61	114	8.98	228	9.02	229	5.873	26,124	15.77	7.15
1800.300.0700S	18.00	457	3.00	76	700	12.50	123	9.09	231	8.91	226	6.227	27,699	16.69	7.57
1800.300.0800S	18.00	457	3.00	76	800	14.23	140	9.76	248	8.24	209	6.600	29,358	19.69	8.93

Imagen 3-34: Selección de los resortes

El siguiente paso será identificar el porcentaje de rigidez efectiva de la suspensión, mencionado al final de la sección anterior, siguiendo la [Ref. 3-1], donde la suspensión trasera debe ser entre un **10%-50%** más rígida que la delantera por cuestiones de seguridad y confortabilidad.

Para realizar el cálculo de verificación, se deberá conocer la constante de rigidez de los neumáticos (K_t) del UTV, esta se obtiene a partir del estudio realizado en [Ref. 3-9]. En la *Imagen 3-35* se muestra la obtención de este parámetro teniendo en cuenta las características de los neumáticos de estos tipos de vehículos.

TABLE 1.9 Vertical Stiffness of Tires

Tire	Inflation Pressure	Load	Static Stiffness	Nonrolling Dynamic Stiffness (Average)	Damping Coefficient
11-36 (4-ply)	82.7 kPa (12 psi)	6.67 kN (1500 lb)	357.5 kN/m (24,500 lb/ft)	379.4 kN/m (26,000 lb/ft)	2.4 kN · s/m (165 lb · s/ft)
		8.0 kN (1800 lb)	357.5 kN/m (24,500 lb/ft)	394.0 kN/m (27,000 lb/ft)	2.6 kN · s/m (180 lb · s/ft)
		9.34 kN (2100 lb)	—	423.2 kN/m (29,000 lb/ft)	3.4 kN · s/m (230 lb · s/ft)
7.5-16 (6-ply)	110.3 kPa (16 psi)	6.67 kN (1500 lb)	379.4 kN/m (26,000 lb/ft)	394.0 kN/m (27,000 lb/ft)	2.1 kN · s/m (145 lb · s/ft)
		8.0 kN (1800 lb)	386.7 kN/m (26,500 lb/ft)	437.8 kN/m (30,000 lb/ft)	2.5 kN · s/m (175 lb · s/ft)
		9.34 kN (2100 lb)	394.0 kN/m (27,000 lb/ft)	423.2 kN/m (29,000 lb/ft)	2.5 kN · s/m (175 lb · s/ft)
26 × 12.00-12 (2-ply)	15.5 kPa (2.25 psi)	3.56 kN (800 lb)	175.1 kN/m (12,000 lb/ft)	218.9 kN/m (15,000 lb/ft)	0.58 kN · s/m (40 lb · s/ft)
		4.45 kN (1000 lb)	175.1 kN/m (12,000 lb/ft)	233.5 kN/m (16,000 lb/ft)	0.66 kN · s/m (45 lb · s/ft)
		4.89 kN (1100 lb)	182.4 kN/m (12,500 lb/ft)	248.1 kN/m (17,000 lb/ft)	0.80 kN · s/m (55 lb · s/ft)
26 × 12.00-12 (2-ply)	193 kPa (28 psi)	3.56 kN (800 lb)	218.9 kN/m (15,000 lb/ft)	233.5 kN/m (16,000 lb/ft)	0.36 kN · s/m (25 lb · s/ft)
		4.45 kN (1100 lb)	226.2 kN/m (15,500 lb/ft)	262.7 kN/m (18,000 lb/ft)	0.66 kN · s/m (45 lb · s/ft)
		4.89 kN (1300 lb)	255.4 kN/m (17,500 lb/ft)	277.3 kN/m (19,000 lb/ft)	0.73 kN · s/m (50 lb · s/ft)
26 × 12.00-12 (2-ply)	27.6 kPa (4 psi)	1.78 kN (400 lb)	51.1 kN/m (3500 lb/ft)	—	0.47 kN · s/m (32 lb · s/ft)
		1.78 kN (400 lb)	68.6 kN/m (4700 lb/ft)	—	0.49 kN · s/m (34 lb · s/ft)

Source: Reference 1.36

Imagen 3-35: Selección de la constante del neumático

Junto a ello, se tienen presentes las constantes de rigidez efectivas de los resortes delanteros (K_f) y traseros (K_r), las cuales están afectadas por el ángulo de inclinación del resorte.

$$K_F = 22000 \frac{N}{m} \quad K_R = 53000 \frac{N}{m} \quad \alpha_f = \alpha_r = 65^\circ$$

$$K_f = K_F \sin^2 \alpha_f = 18071 \frac{N}{m} \quad K_r = K_R \sin^2 \alpha_r = 43534 \frac{N}{m}$$

$$K_t = 400000 \frac{N}{m}$$

De esta manera se obtiene la rigidez efectiva delantera (RR_f) y trasera (RR_r), las cuales se ven posteriormente:

$$RR_f = \frac{K_f K_t}{K_f + K_t} = \frac{18071 \times 400000}{18071 + 400000} = 20853 \frac{N}{m}$$

$$RR_r = \frac{K_r K_t}{K_r + K_t} = \frac{43534 \times 400000}{43534 + 400000} = 46799 \frac{N}{m}$$

De esta forma se constata que la rigidez efectiva de la suspensión trasera es un **45%** mayor a la delantera. Realizando un balance entre todas las variables de diseño, se afirma el cumplimiento de los requerimientos del UTV.

Finalmente, y en este punto, resta determinar el amortiguador correspondiente que acompañará al resorte. Según [Ref. 3-1] el factor de amortiguamiento debe estar entre **0,2-0,4** para un buen manejo, rango ubicado dentro del intervalo que define a un sistema subamortiguado. Se tomará para los cálculos un amortiguamiento promedio de **0,3**.

Sobre lo visto, y siguiendo el análisis visto en [Ref. 3-1] se podrá seleccionar el conjunto amortiguador-resorte adecuado para el confort de los pasajeros.

Para especificar el amortiguador a utilizar, se debe calcular la constante de amortiguamiento (C), considerándose la masa total del UTV (M) distribuida a los ejes a partir de la ubicación del centro masas. Se tiene entonces la masa en el eje delantero (M_f) y en el trasero (M_r), el amortiguamiento (ξ), y las constantes de rigidez de los resortes delanteros (K_F) y los traseros (K_R), vistas anteriormente.

$$M_f = 600 \text{ kg} \quad M_r = 1100 \text{ kg} \quad \xi = 0,3 \quad K_F = 22000 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad K_R = 53000 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Se procede a calcular las constantes de los amortiguadores por rueda para la suspensión delantera (C_F) y trasera (C_R):

$$C_F = \xi 2 \sqrt{\frac{K_F M_f}{2}} = 1541 \frac{\text{Ns}}{\text{m}} \quad C_R = \xi 2 \sqrt{\frac{K_R M_r}{2}} = 3239 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$$

Finalmente, queda determinada la suspensión delantera y la trasera del UTV. En la siguiente tabla se muestran los parámetros del conjunto amortiguador-resorte:

PARÁMETROS	Suspensión Delantera	Suspensión Trasera
Resorte	$K_F = 22000 \text{ N/m}$	$K_R = 53000 \text{ N/m}$
Amortiguador	$C_F = 1541 \text{ Ns/m}$	$C_R = 3239 \text{ Ns/m}$
Inclinación	$\alpha_f = 65^\circ$	$\alpha_r = 65^\circ$

A continuación, en la *Imagen 3-36* se observa el conjunto amortiguador-resorte.



Imagen 3-36: Conjunto amortiguador-resorte

3.6: Modelado y simulación

3.6.1: Introducción

En el desarrollo de esta sección, se modelará el UTV con el sistema de suspensión definido en los apartados anteriores. Esto se realizará teniendo en cuenta todos los parámetros de la suspensión mencionados en el diseño.

Se utilizará el programa de cálculo Working Model, del cual se obtendrán las fuerzas que luego se aplicarán al modelo de elementos finitos de la estructura que será estudiada en el cuarto capítulo. Este proceso se realizará a través de dos simulaciones que representan los estados más comprometedores para el sistema. Ellos son: una caída vertical y una curva, realizándose mediante un proceso iterativo para obtener la configuración final de la suspensión.

3.6.2: Modelado

En principio, se modelará el sistema a modo de poder establecer dos variables significativas — precarga y tope del conjunto amortiguador-resorte —, las cuales serán determinantes para las simulaciones de la caída vertical y la curva.

La precarga de los resortes del UTV se relaciona con la distancia al suelo medida desde el chasis, donde se estipuló una distancia de 300 mm cuando el vehículo está en equilibrio. En cambio, el tope del conjunto amortiguador-resorte se relaciona con el recorrido máximo de la suspensión fijado por el resorte seleccionado, siendo en este caso de 270 mm.⁵

En la *Imagen 3-37* se observa el modelado del UTV con las correspondientes suspensiones, donde se lo deja actuar hasta que llegue al equilibrio. Dado que el vehículo es simétrico respecto del plano que lo atraviesa longitudinalmente por su exacta mitad, la simulación se realiza teniendo en cuenta sólo una de sus mitades y, como tal, con la mitad del peso del vehículo distribuido según las masas, donde cada rueda representa a las dos para cada uno de sus ejes. También las suspensiones están afectadas por las proyecciones en el plano respecto a la inclinación del conjunto amortiguador-resorte.

⁵ *Mientras más largo el resorte (longitud natural) más recorrido y viceversa, a una misma constante y precarga. Por otro lado, el recorrido está delimitado en función de cuanta precarga existe en el resorte, a más precarga menos recorrido, y viceversa.*

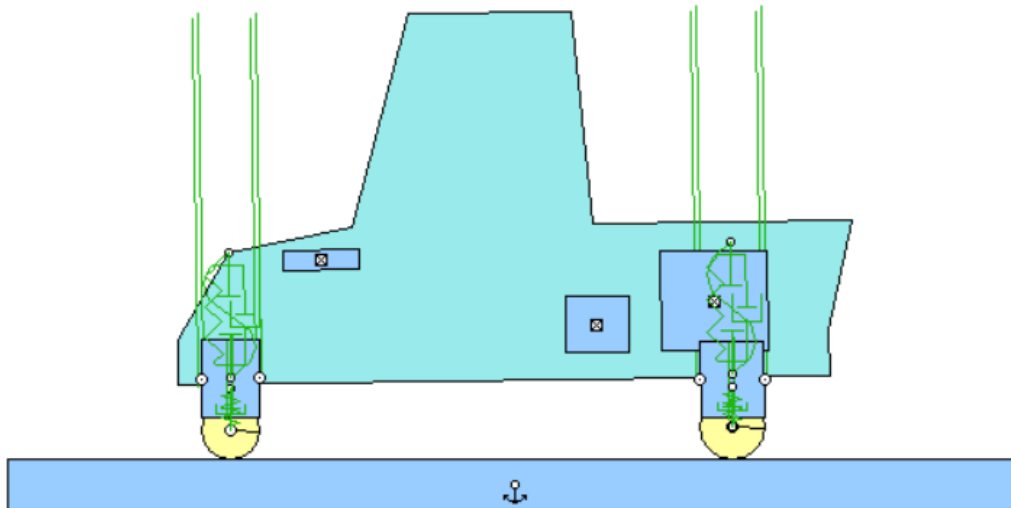


Imagen 3-37: Suspensiones en equilibrio

Siguiendo el análisis efectuado y a partir de las necesidades del UTV para su uso, se establecen las precargas en las suspensiones. Se determina así una precarga del **30%** en los resortes delanteros y en los traseros del **35%** respecto de la longitud natural del resorte, de este modo se asegura una distancia de 300 mm desde el chasis del UTV al suelo en posición de equilibrio. La precarga en la sección trasera, al disponer de mayor concentración de peso, será mayor que en la delantera, del mismo modo que la constante del resorte. A su vez, también se fija el tope del conjunto amortiguador-resorte que representa un **30%** de la longitud del conjunto.

Otro aspecto importante que sigue a esta simulación, es la verificación del cabeceo del vehículo visto en el análisis de frecuencias; principalmente porque contar con el centro de masa en la zona trasera, como sucede en este caso, da al UTV mayor propensión al balanceo.

Para esto se realiza una simulación idéntica a la vista en la *Imagen 3-37* con la diferencia de que en lugar de encontrarse el vehículo en posición de equilibrio, se lo deja caer desde una altura genérica, examinando de esta manera

si el cabeceo se encuentra dentro del rango de frecuencias establecido previamente.

3.6.3: Caída

Inicialmente se mencionarán las consideraciones del modelo a partir del cual se obtendrán las sollicitaciones:

- **Situación de carga:** Se deja caer al vehículo desde una altura de 0,5 m de manera estrictamente horizontal, sin inclinación. Las simulaciones serán independientes, una para el eje delantero y otra para el trasero, de forma que solo una rueda haga contacto con el suelo y de este modo ver representada la situación más perjudicial.
- **Simulación dinámica:** Sabemos que el vehículo es simétrico respecto de su vista lateral, por lo que el análisis se realizará considerando la mitad del vehículo, 850 kg y en el cual el chasis no hará contacto con el suelo. Se obtienen las máximas sollicitaciones en el parche de contacto del neumático con el piso para la rueda delantera y la trasera.

Luego de detallar la situación de carga y sus consideraciones se simula como en se muestra en la *Imagen 3-38* y en la *Imagen 3-39* que siguen a continuación.

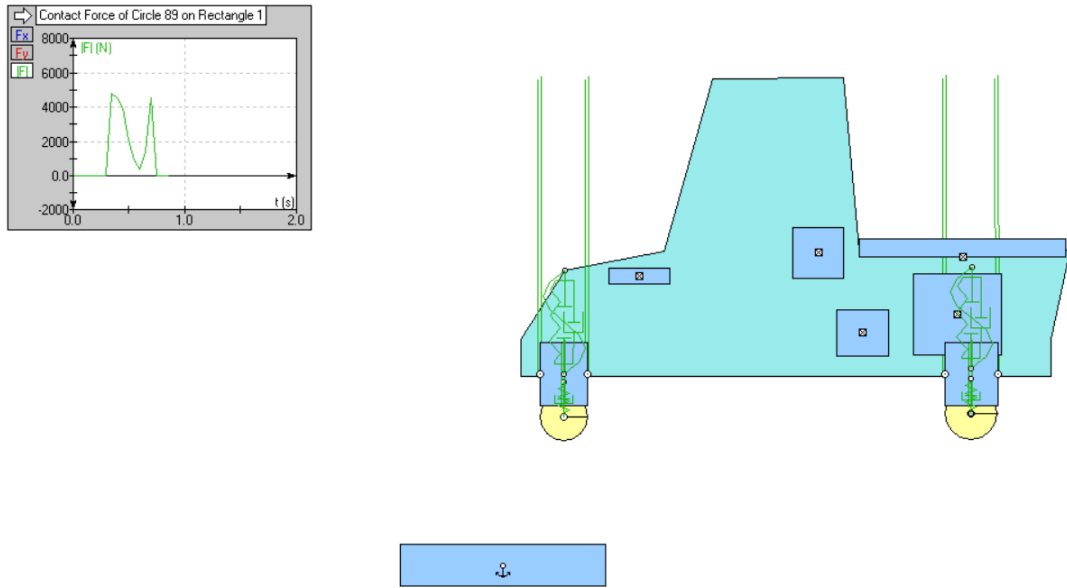


Imagen 3-38: Simulación de la caída delantera

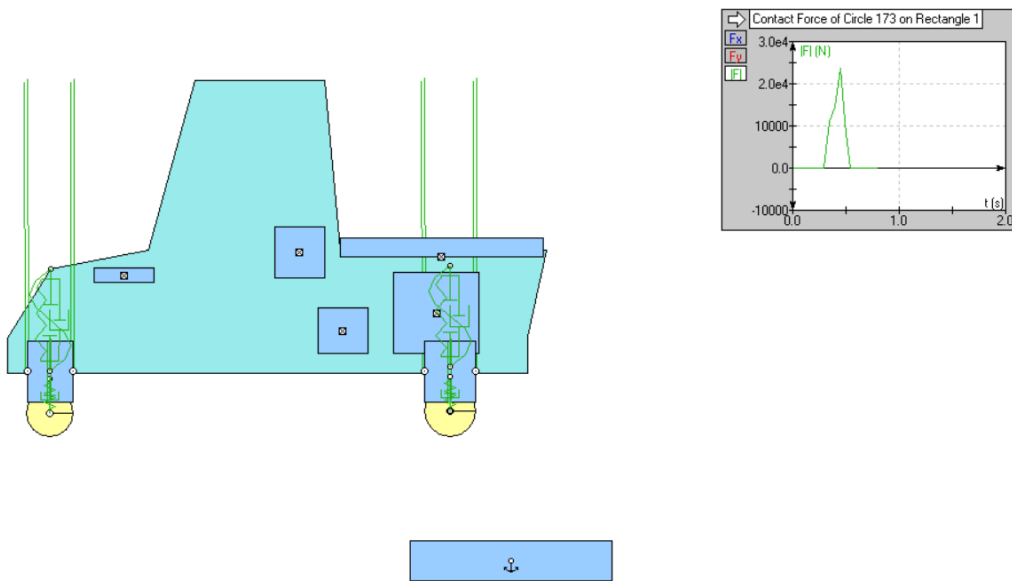


Imagen 3-39: Simulación de la caída trasera

Las fuerzas máximas por rueda, correspondientes a la suspensión delantera y a la trasera, se muestran en la siguiente tabla:

	Suspensión delantera	Suspensión trasera
Fuerza máxima (N)	5880	26950

Luego, a partir de estos valores representativos de una situación real de carga, se analizará la resistencia mecánica de la estructura en el cuarto capítulo.

3.6.4: Curva

Este caso presenta otras particularidades, que se mencionan a continuación:

- **Situación de carga:** Se deja caer al vehículo desde una altura de 0,5 m con una inclinación de 45° a modo de representar la condición más desfavorable, el impacto del vehículo contra el cordón al momento de doblar. Las simulaciones, al igual que en el caso anterior, son independientes, una para el eje delantero y otra para el trasero, donde solo la rueda exterior a la curva hace contacto con el cordón.
- **Simulación dinámica:** Se toma la parte delantera del vehículo (600 kg) y la trasera (1100 kg) de manera independiente y en vista frontal, donde el chasis no hará contacto con el suelo. También, se obtienen las máximas sollicitaciones en el parche de contacto del neumático con el piso para la rueda delantera y la trasera, al igual que la simulación en caída.

El análisis de este caso se observa en la *Imagen 3-40*, a partir del cual se obtienen las sollicitaciones máximas.

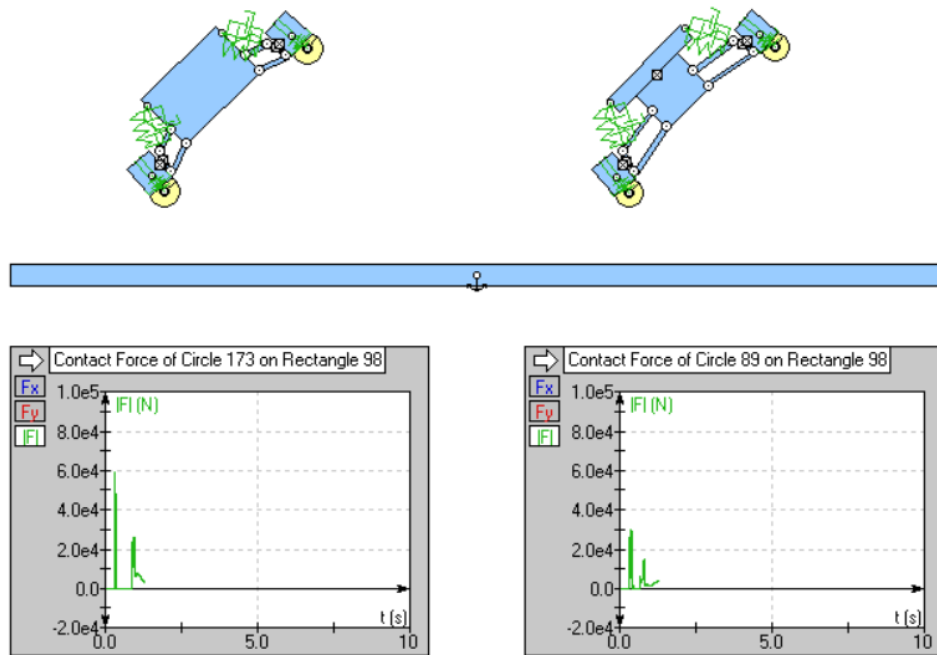


Imagen 3-40: Simulación de la curva, suspensión trasera (izquierda) y suspensión delantera (derecha)

A continuación, en la siguiente tabla se detallan las sollicitaciones obtenidas:

	Suspensión delantera	Suspensión trasera
Fuerza máxima (N)	26644	59380

En base a este estudio, en el cuarto capítulo, las fuerzas máximas se aplicarán de forma estática al igual que en el caso anterior, pero con la diferencia de que el eje de aplicación de las fuerzas es diferente, en este caso no se aplicarán en sentido vertical sino lateralmente hacia el lado interno de la curva.

3.7: Conclusiones

En consecuencia, a todo lo desarrollado en el presente capítulo, se diseñó y analizó la suspensión en base a distintos parámetros, obteniendo así un sistema de suspensión independiente, denominado de dobles triángulos, con brazos paralelos inclinados, el cual resulta apto para mantener la estabilidad del UTV.

A su vez, se dimensionó el sistema según ciertas consideraciones, y para completar el diseño se seleccionó el conjunto amortiguador-resorte de catálogo verificando que las frecuencias de oscilación estén dentro del rango permitido de 1 Hz-2,5 Hz. Entonces, la suspensión delantera tendrá una constante de rigidez de 22000 N/m y una constante de amortiguamiento de 1541 Ns/m, y la trasera de 53000 N/m y 3239 Ns/m respectivamente, ambos con una inclinación de 65° respecto de la horizontal.

Además, se modeló y simuló el sistema de suspensión diseñado para poder observar el correcto funcionamiento, determinando una precarga en los resortes del 30% para los delanteros y del 35% para los traseros. Por otro lado, a través de dos simulaciones críticas, una caída y una curva, se obtuvieron las solicitaciones máximas que se le aplicarán a la estructura de forma estática en el siguiente capítulo para corroborar la resistencia mecánica de la estructura.

Capítulo 4

Estudio de la estructura

4.1: Introducción

En este punto del proyecto, se conocen las geometrías del chasis y de la suspensión, es decir, ya se conoce la geometría completa propuesta para la estructura del UTV. Se someterá ahora dicha estructura a un análisis de esfuerzos para verificar su resistencia mecánica. Todo este estudio se realizará a partir del programa de cálculo de elementos finitos *Abaqus*.

Para ello, se definirán las solicitaciones a aplicar sobre la estructura, las características de las uniones entre el chasis y la suspensión, y los criterios de resistencia para de esta manera, y a partir de las simulaciones de los casos críticos y de las verificaciones al pandeo y de la rigidez, constatar si la estructura resiste mecánicamente o no; junto a ello, se elaborará el análisis para determinar las soldaduras correspondientes.

4.2: Detalles de la estructura

4.2.1: Ensamblaje

Para el análisis de la estructura hay que tener presente la unión entre sus componentes (chasis y suspensión). Se detallará, de esta manera, cómo se vinculan para así poder establecer cómo se trasladarán los esfuerzos a lo largo de la estructura.

Sabemos ya que el chasis está conformado por varias vigas de distintas secciones y longitudes, las cuales, como detallaremos más adelante, se unirán mediante soldadura. Desde el chasis, también unidos a él mediante soldadura, se extienden los brazos de la suspensión. Estos disponen, entre sí, del conjunto amortiguador-resorte, lo que implica que la conexión entre los brazos está dada por uniones móviles.

Estas dos partes principales, ya calculadas y obtenidas por separado deberán ensamblarse a modo de proveer el funcionamiento adecuado para el

UTV. Las uniones entre ambas partes quedarán determinadas mediante bujes como se ve en la *Imagen 4-1*, los cuales permiten el movimiento solamente alrededor de un eje, en este caso, alrededor de aquel que permita que los brazos de la suspensión suban y bajen respecto del chasis, a modo de bisagra.

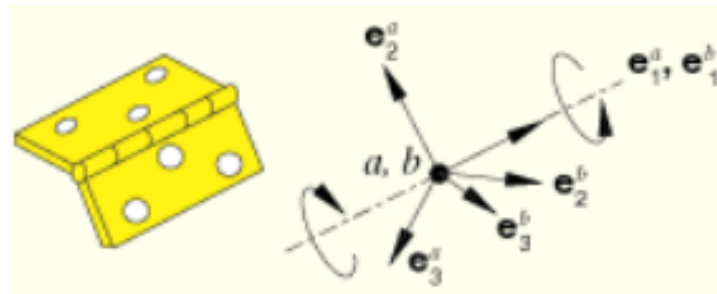


Imagen 4-1: Anclaje tipo hinge

De igual manera, el conjunto amortiguador-resorte se fija en sus extremos (suspensión y chasis), permitiendo que el conjunto se desplace en la dirección de su eje como se ve en la *Imagen 4-2*, rotando alrededor del anclaje tipo bisagra y obteniendo las cualidades que hacen a la suspensión.

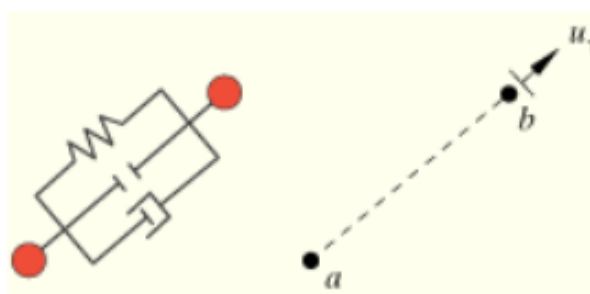


Imagen 4-2: Anclaje tipo axial

Por su parte, los brazos de la suspensión se conectan entre sí mediante el mango, evitando de esta manera el movimiento relativo entre ambos, y a su vez asegurando un adecuado funcionamiento. En esta parte de la suspensión,

también, se ensamblan los componentes de la rueda del vehículo y la dirección correspondiente a la parte delantera. La totalidad de esos componentes, con la adición del mango, conformarán un rígido que se ensamblará a los brazos superior e inferior de cada rueda mediante el anclaje tipo bisagra de la *Imagen 4-1*, y permitirán el movimiento alrededor del eje de los brazos, permitiendo que las ruedas suban y bajen.⁶

Todas estas uniones permitirán que las fuerzas que provengan de la rueda, específicamente del parche de contacto del neumático con el piso, se trasladen al chasis y distribuyan de manera adecuada, legitimando el funcionamiento deseado del conjunto amortiguador-resorte. A continuación, en la *Imagen 4-3*, se puede ver este ensamblaje.

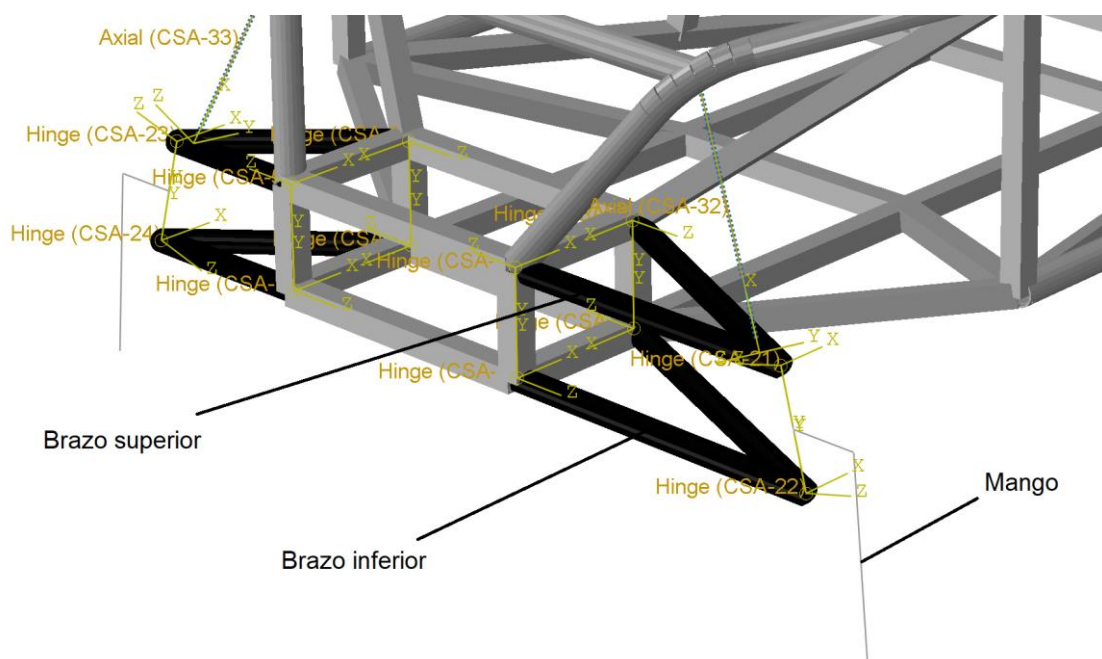


Imagen 4-3: Anclajes en la estructura

⁶ Considerar un análisis respecto a la dirección en los márgenes de este trabajo expandiría sus dimensiones considerablemente, de este modo no se tendrán uniones rotuladas en los brazos delanteros de la suspensión.

No puede quedar fuera de este apartado mencionar que la fijación a la estructura del motor, al ser éste un rígido indeformable, le aporta rigidez al chasis de manera considerable.⁷

4.2.2: Casos de carga

La estructura está sometida a diferentes sollicitaciones: existen fuerzas provenientes de la distribución de masas y fuerzas dinámicas propias del vehículo, obtenidas en el segundo capítulo. A su vez, también están las provenientes de la simulación dinámica de una caída y una curva vistas en el tercer capítulo.

El análisis de resistencia será realizado de manera estática tomando las sollicitaciones máximas, pretendiendo estudiar distintos casos de los esfuerzos más comprometedores para el uso regular del UTV. Luego, a partir de esos casos críticos, se verificará el pandeo y la rigidez de la estructura para certificar su resistencia.

Para realizar estos análisis se usará el método de Inertia Relief (alivio inercial), el cual equilibra las fuerzas aplicadas externamente a un cuerpo libre o parcialmente restringido procurando mantener el equilibrio estático. De este modo, las fuerzas de inercia experimentadas por la estructura se incluyen en la solución estática a través de la carga de alivio de inercia que equilibra la carga externa.

De acuerdo con los estudios hechos previamente, se obtiene que los casos a analizar para asegurar la resistencia mecánica de la estructura son la caída y la curva, teniendo presente la distribución de masas del UTV. Las fuerzas dinámicas son menores a estos casos de carga, en consecuencia, si la estructura

⁷ *Aun así, cabe que destacar que los anclajes entre ambos (chasis y motor) se realizan de manera rígida, siendo el estudio en detalle de los anclajes un área fuera del alcance del proyecto.*

es capaz de resistir mecánicamente a las solicitaciones impuestas en este estudio, se infiere que también soportará los esfuerzos dinámicos calculados en el segundo capítulo.

Los casos de carga a estudiar, que luego se simularán para verificar la resistencia de la estructura, son los que se presentan a continuación.

4.2.2.1: Estudio de la caída

Representa la caída vista en el tercer capítulo, donde se obtuvieron las fuerzas máximas para la suspensión delantera y trasera que aquí se aplicarán de manera estática en el parche de contacto del neumático. Conociendo estas fuerzas, se realiza una equivalente en función de la gravedad, determinando que la fuerza máxima delantera por rueda es de **1G** y la trasera de **3G**, las cuales serán ingresadas al modelo de manera vertical.

En la *Imagen 4-4* se observa el caso de carga de la caída delantera y en la *Imagen 4-5*, la trasera.

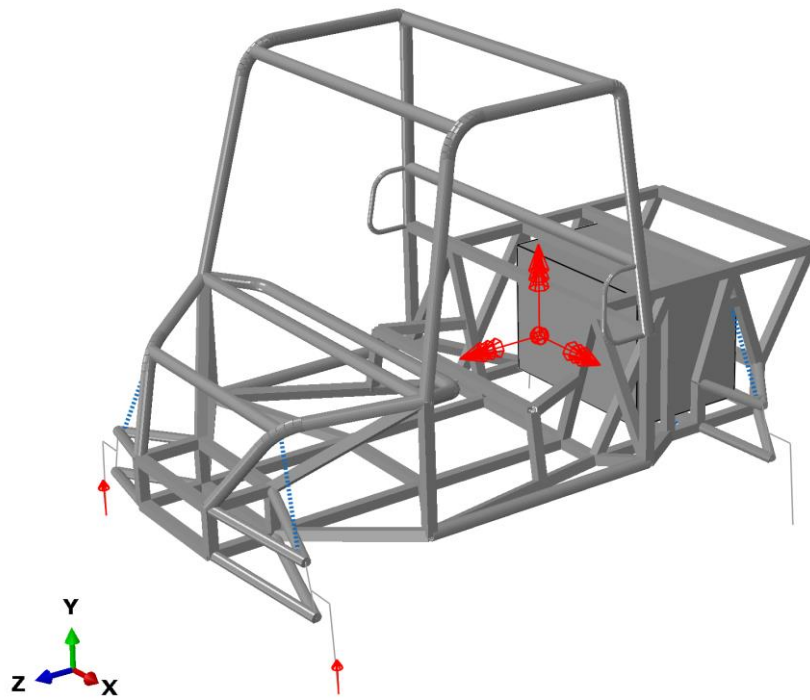


Imagen 4-4: Situación de carga (caída delantera)

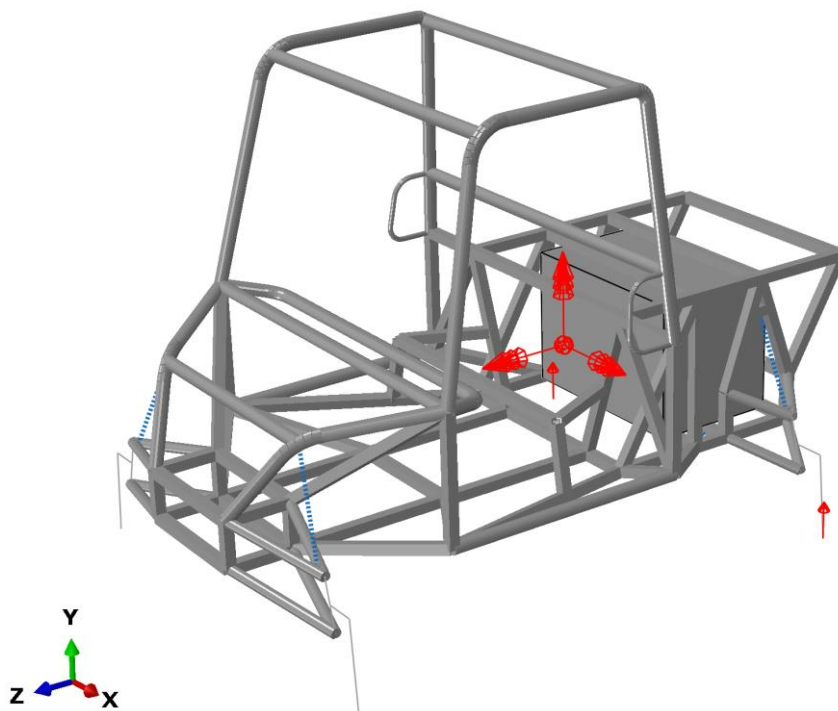


Imagen 4-5: Situación de carga (caída trasera)

4.2.2.2: Estudio de la curva

Tal como en el estudio de la caída, las fuerzas máximas a aplicar por rueda serán las mismas que se trabajaron en el tercer capítulo, aunque con una salvedad, en este caso se realizará un promedio entre las fuerzas delantera y trasera para así obtener una fuerza lateral complementaria, que será de **5G** y se aplicará a la estructura como puede verse en la *Imagen 4-6*, simulando una curva hacia el lado izquierdo.

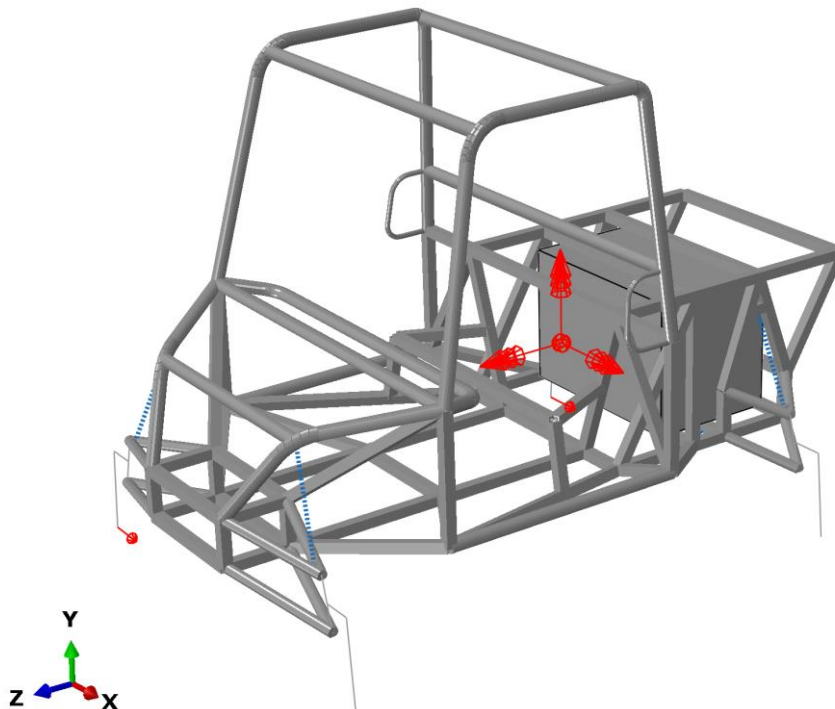


Imagen 4-6: Situación de carga (curva)

4.2.2.3: Estudio del pandeo

Es una verificación hecha a la estructura a partir de los casos críticos de carga en estudio (caída y curva), realizándose como un estudio diferenciado. En las simulaciones las ruedas contrarias a donde se aplicará la carga se bloquearán a modo de impedir cualquier movimiento debido que el software requiere de

estos apoyos para poder realizar el estudio correspondiente. Esto provocará que el estudio represente una situación más comprometedor para el análisis.

Luego se podrá obtener un coeficiente de pandeo conservador que determinará cuánto resiste al pandeo la estructura del UTV. La situación de carga se observa en la *Imagen 4-7* para la caída delantera, en la *Imagen 4-8* para la caída trasera, y para la curva en la *Imagen 4-9*.

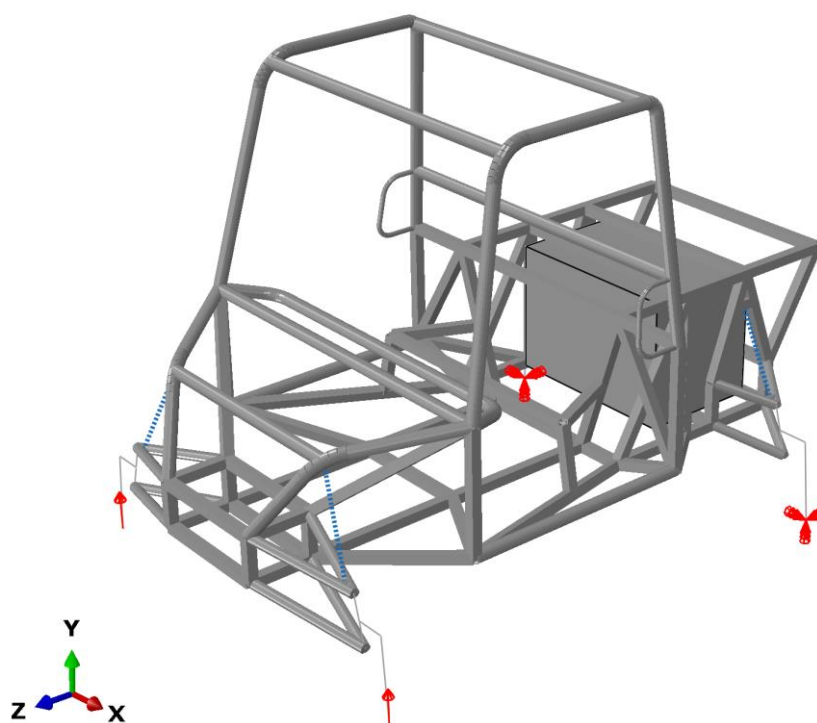


Imagen 4-7: Situación de carga (pandeo caída delantera)

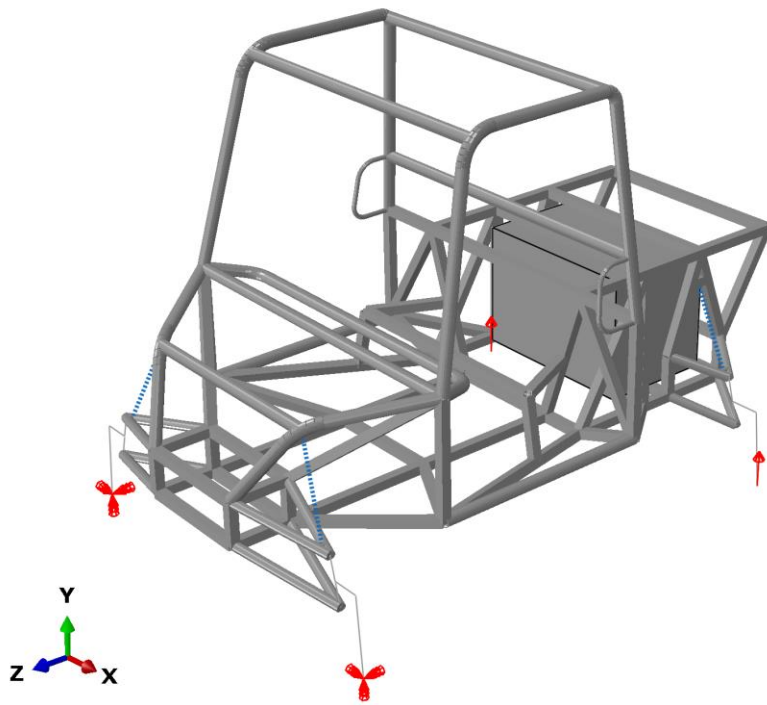


Imagen 4-8: Situación de carga (pandeo caída trasera)

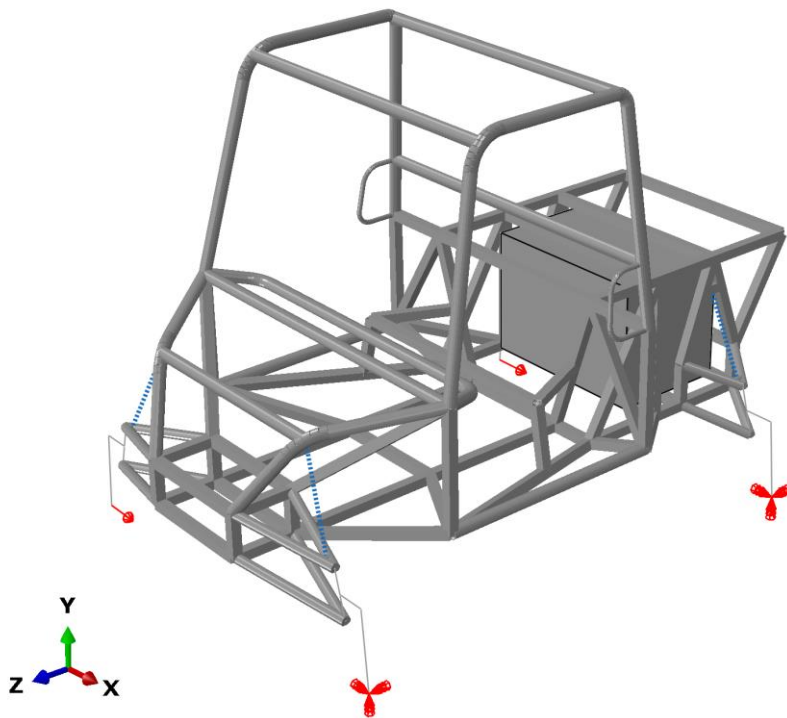


Imagen 4-9: Situación de carga (pandeo curva)

4.2.2.4: Estudio de la rigidez

Este análisis, a partir del cual se verificará la rigidez de la estructura respecto a la flexión y la torsión es, al igual que el pertinente al pandeo, de carácter complementario, y a través del mismo se busca asegurar que el chasis del UTV no se doble ni se gire ante las fuerzas dinámicas existentes en el vehículo.

Si el chasis no fuese lo suficientemente rígido quedaría propenso a la fatiga y, con el uso, al posterior debilitamiento, generando potenciales fallas a futuro. Además, la configuración de la suspensión variaría drásticamente en función de si el chasis se expone a la flexión o a la torsión, lo cual acarrearía un funcionamiento indebido de la misma.

Ante la necesidad de asegurar la estabilidad del vehículo frente a las cargas dinámicas, tal como cuando existe una diferencia de altura entre las ruedas, al pasar por un bache o, comprometiendo aún más la integridad del chasis, al realizar un salto; se verificará la rigidez a la torsión (resistencia a girar). Si esta magnitud resulta ser la adecuada, lo será también la rigidez a la flexión (resistencia a doblar) que, en comparación, afecta mínimamente la distribución de cargas. Por esta razón se la considera poco influyente ante las observaciones que devienen del análisis de la rigidez torsional, mucho más críticas para el vehículo.

Este ensayo suele realizarse de forma práctica como se observa en la *Imagen 4-10*, sin embargo, se realizará en primera medida un análisis teórico a través del software computacional a modo de obtener un estudio inicial y tener una noción primera de los valores.

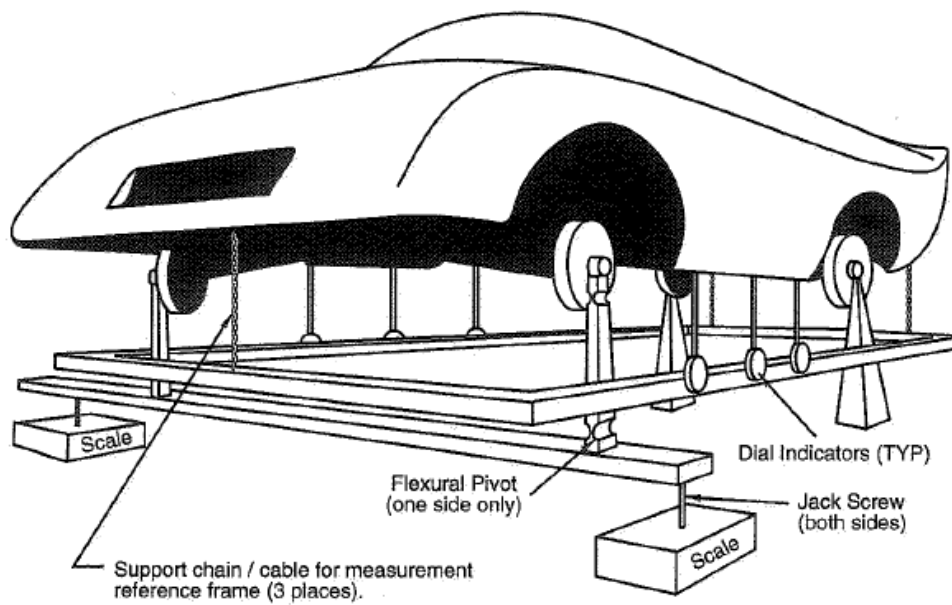


Imagen 4-10: Ensayo de la torsión del chasis de un vehículo (práctico)

Se aplicarán fuerzas unitarias, a partir de las cuales se obtendrán los parámetros de rigidez del vehículo, y se compararán con los estipulados por la industria. Luego, en la *Imagen 4-11* y en la *Imagen 4-12* se muestran las situaciones de carga para la rigidez a la torsión y a la flexión respectivamente.

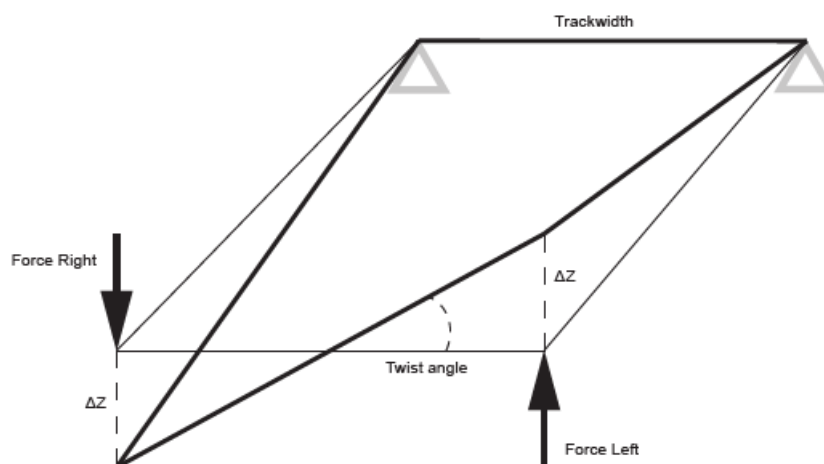


Imagen 4-11: Ensayo de la torsión del chasis de un vehículo (teórico)

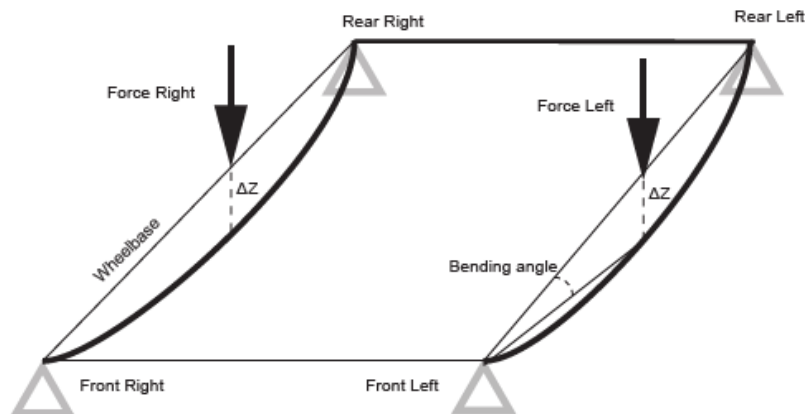


Imagen 4-12: Ensayo de la flexión del chasis de un vehículo (teórico)

4.3: Criterio de resistencia

4.3.1: Límite de fluencia y de rotura

Recordemos que el material a usar para la construcción de la estructura, el ASTM A513-1 [Ref. 4-1] ya fue seleccionado en el segundo capítulo, junto a ello, se mencionan las propiedades influyentes a la hora de determinar el criterio de resistencia.

En principio se define su tensión límite (límite elástico) o tensión máxima a soportar por el material sin sufrir deformaciones permanentes o plásticas, a partir de la cual dejaría de cumplirse la ley de Hooke. El material seleccionado, entonces, posee su límite elástico en **310 MPa**.

Otra propiedad a tener en cuenta es la tensión de rotura, la cual delimita la máxima tensión a soportar por el material antes de que su sección transversal se contraiga de manera significativa, rompiéndose. El material a utilizar posee su máxima resistencia en **427 MPa**.

4.3.2: Aplicación del criterio

Al conocer las solicitaciones y establecer la tensión límite del material, se debe verificar si la estructura soporta los casos de carga planteados anteriormente. La verificación se cumplimentará siempre y cuando el máximo valor alcanzado por la tensión de Von Mises en toda la estructura no sea mayor a la tensión admisible definida como la tensión límite del material, vista anteriormente y definida en un valor de **310 MPa**, analizando ambos casos de carga por separado.

En este análisis se verificarán los esfuerzos de tracción, compresión, corte y momentos. Respecto al pandeo se realizará una simulación diferenciada al igual que en el caso de la torsión y la flexión de la estructura. De esta manera se verificarán todos los esfuerzos involucrados en el cálculo.

El apartado siguiente muestra las simulaciones realizadas y sus resultados, teniendo en cuenta todo lo mencionado.

4.4: Simulación

4.4.1: Introducción

Una vez definidas las situaciones a examinar con sus respectivas solicitaciones en la estructura, se realizarán las simulaciones correspondientes al análisis y se presentarán los resultados obtenidos.

Para cada una de las variables a analizar se observará la distribución de valores mediante un diagrama de colores, anticipando que las secciones representadas en color gris serán las que sobrepasen el límite de tensión admisible, 310 MPa, llegando a la zona plástica o a la rotura del material dependiendo de la zona que se analice.

4.4.2: Estudio de la caída

4.4.2.1: Caída delantera

En este apartado se aplicarán las fuerzas (reacciones) de la caída obtenidas anteriormente en cada una de las ruedas delanteras (parche de contacto del neumático con el suelo) en dirección vertical, ilustrando de esta manera una caída del UTV desde medio metro de altura. En las *Imágenes 4-13, 4-14 y 4-15* se pueden ver las distribuciones de las tensiones de Von Mises.

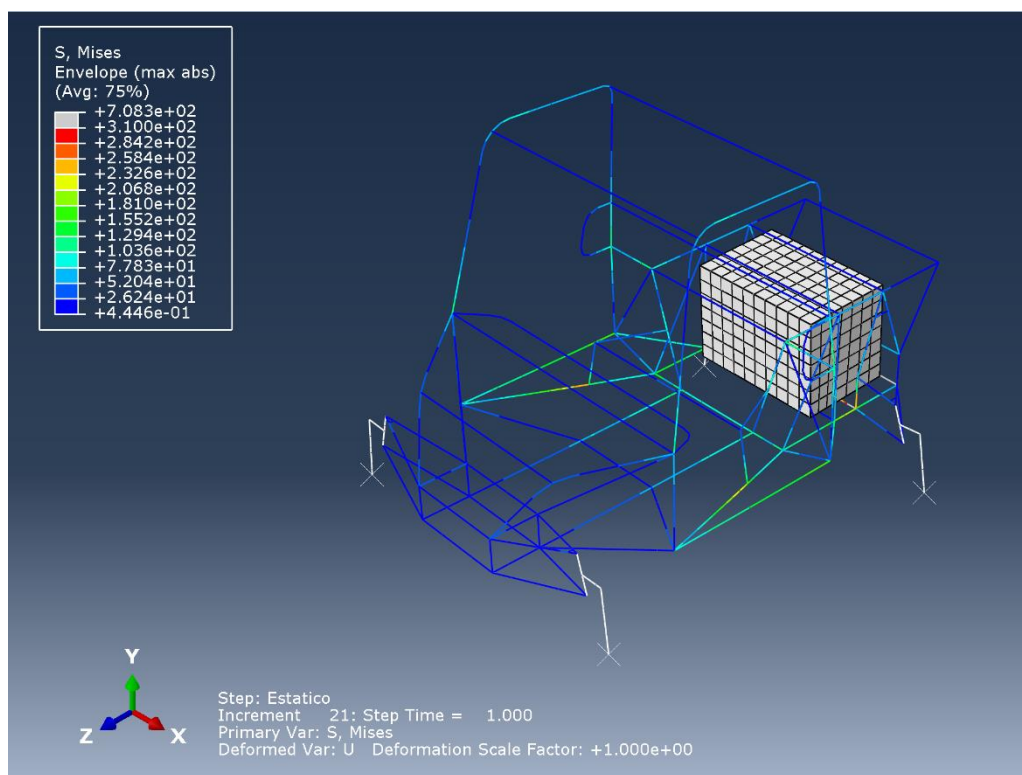


Imagen 4-13: Distribución de las tensiones de Von Mises (adelante)

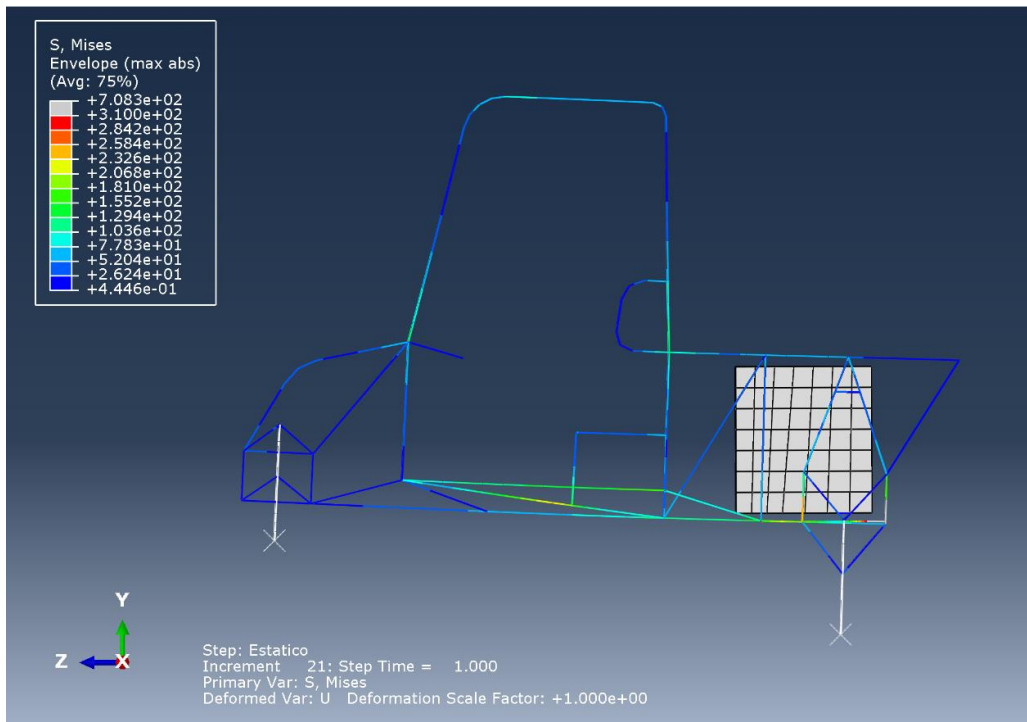


Imagen 4-14: Distribución de las tensiones de Von Mises (vista lateral)

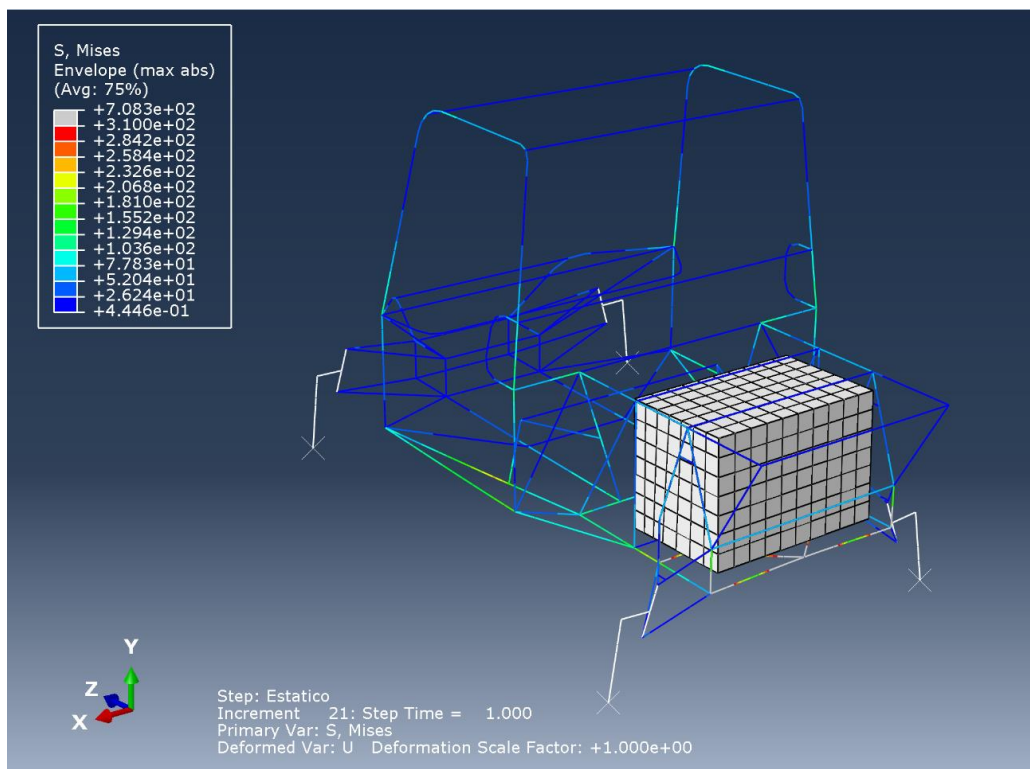


Imagen 4-15: Distribución de las tensiones de Von Mises (atrás)

A partir de la obtención de los resultados vistos, se ratifica que la estructura no sobrepasa la tensión admisible, cumpliendo con los requerimientos. Si bien hay ciertos puntos localizados en la zona del motor que sobrepasan este límite, visualizados en los gráficos de color gris, este es un fenómeno esperable ya que el motor se analiza como un cuerpo rígido al igual que sus uniones a la estructura. Estas zonas presentan una complejidad mayor en su análisis, por lo que se destacarán y analizarán más detalladamente en la sección de resultados.

4.4.2.2: Caída trasera

De manera análoga al análisis de la caída delantera, acá las fuerzas (reacciones) obtenidas anteriormente de la caída sobre el eje trasero del UTV, se aplicarán en las ruedas traseras (parche de contacto del neumático con el suelo) en la dirección vertical. En las *Imágenes 4-16, 4-17 y 4-18* se observan las distribuciones de las tensiones de Von Mises.

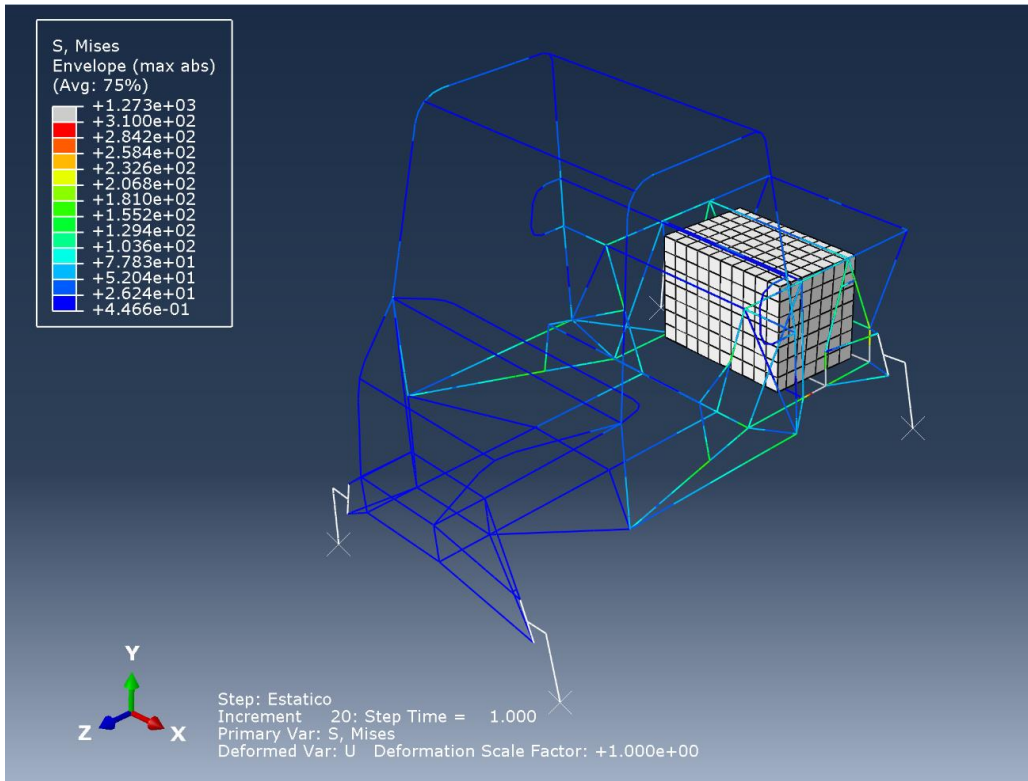


Imagen 4-16: Distribución de las tensiones de Von Mises (adelante)

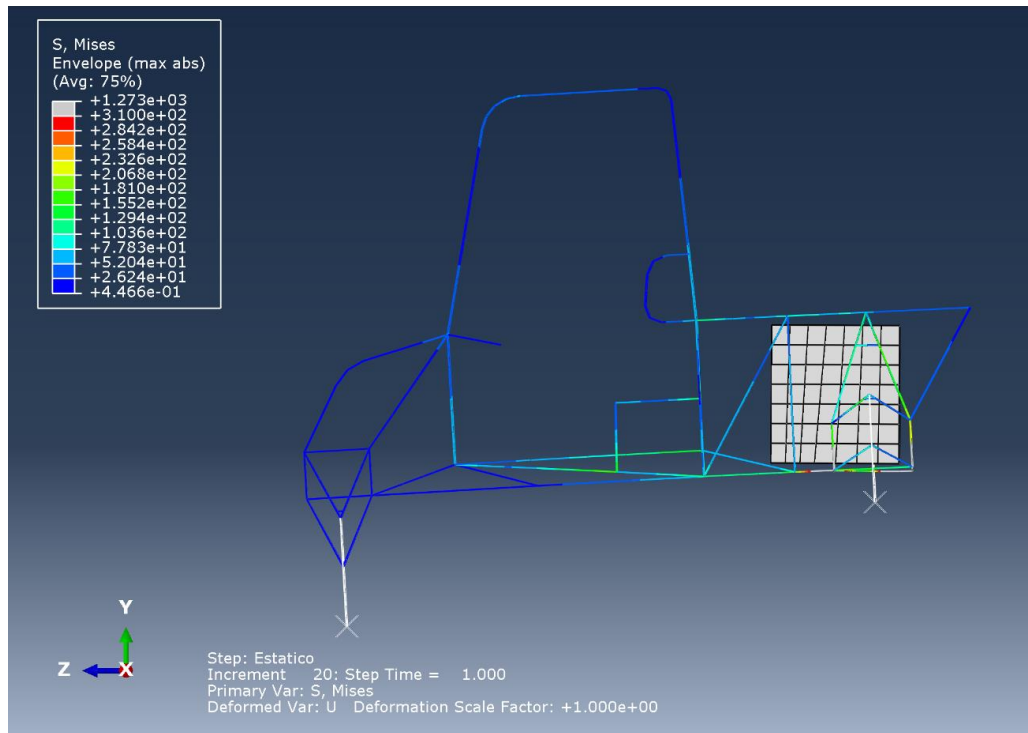


Imagen 4-17: Distribución de las tensiones de Von Mises (vista lateral)

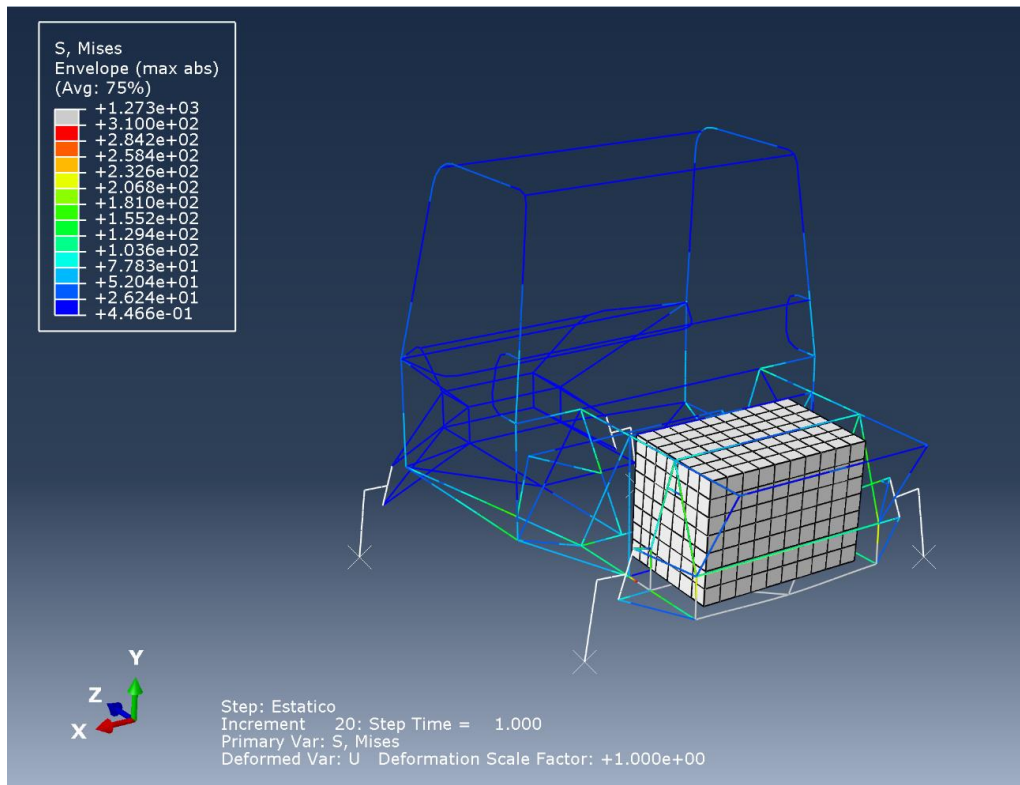


Imagen 4-18: Distribución de las tensiones de Von Mises (atrás)

La situación con respecto a la tensión límite es similar a la observada en el estudio de la caída delantera. Aun así, existe una diferencia notable. La máxima tensión a la cual llega la zona de la estructura que contiene al motor es un orden de magnitud más en relación al estudio anterior. Esto se debe a la distribución de los pesos en el vehículo, donde la zona trasera posee la mayor carga sufriendo más los impactos.

4.4.3: Estudio de la curva

En este caso las fuerzas (reacciones) se aplican de manera horizontal, en la zona lateral del parche de contacto de las ruedas del UTV, en el costado derecho. De esta forma se representa una curva en sentido izquierdo, simulando, por extensión, que las ruedas exteriores golpean contra un obstáculo al doblar.

Entonces, en las *Imágenes 4-19, 4-20, 4-21* se pueden diferenciar las distribuciones de las tensiones.

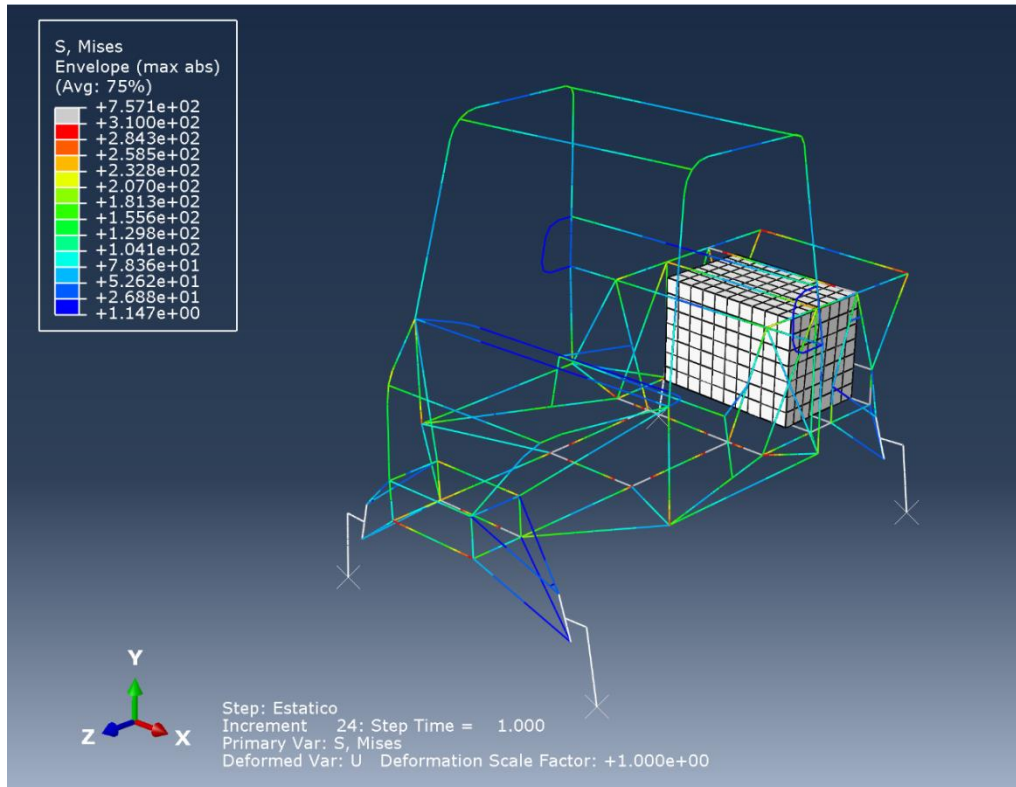


Imagen 4-19: Distribución de las tensiones de Von Mises (adelante)

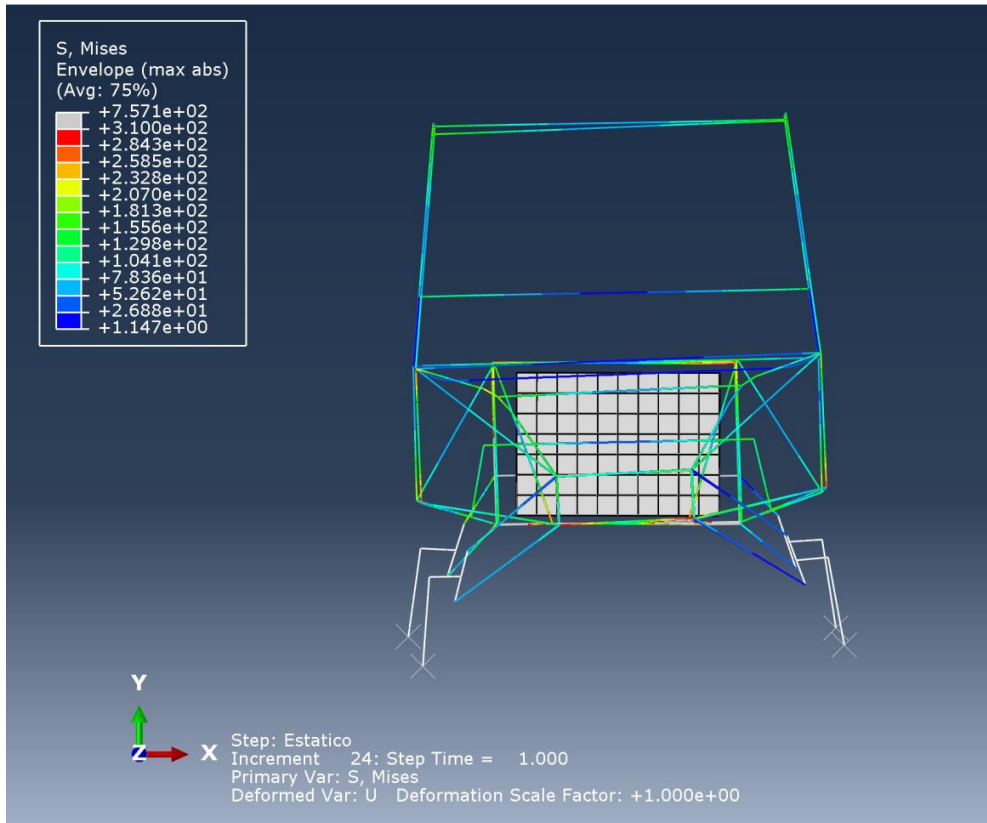


Imagen 4-20: Distribución de las tensiones de Von Mises (vista frontal)

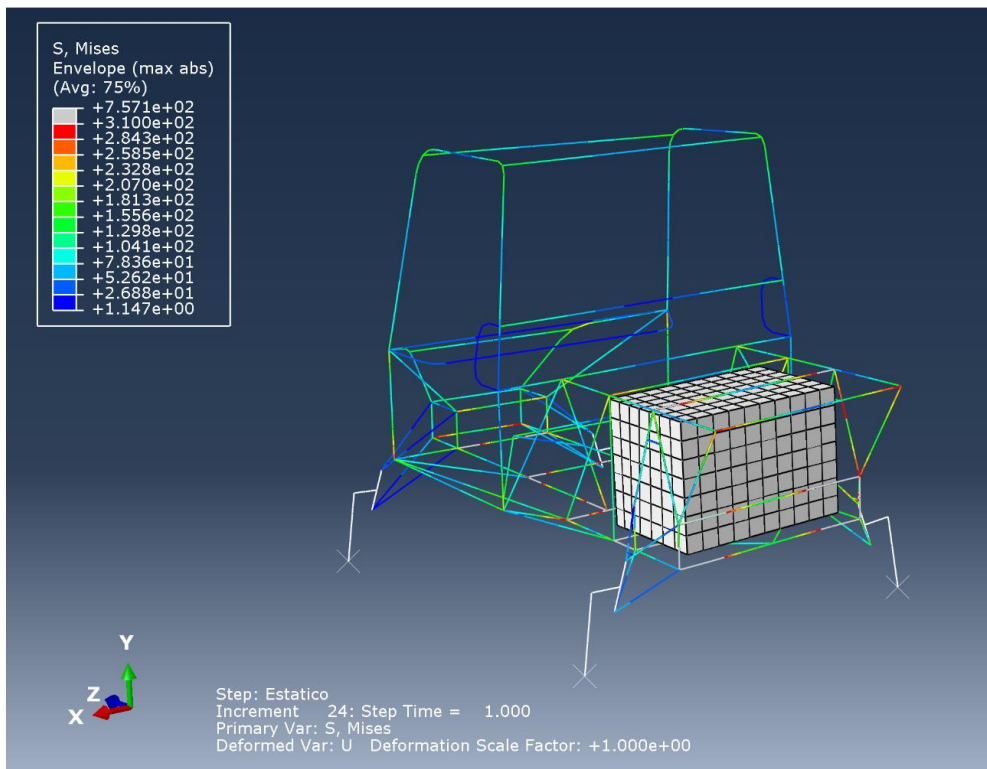


Imagen 4-21: Distribución de las tensiones de Von Mises (atrás)

De acuerdo con este estudio, se pudo observar que existen puntos críticos en la estructura tales como las uniones de la estructura en la zona baja, debajo de los ocupantes, coloreadas en gris. Esas zonas que sobrepasan la tensión admisible, incumpliendo con los requerimientos, deberán ser reforzadas, proceso que se apreciará en detalle en la sección de resultados. Cabe destacar que en la zona del motor se da una situación equivalente a la vista en los análisis de las caídas.

4.4.4: Pandeo en la estructura

4.4.4.1: Caída delantera

Aquí se observará a la estructura bajo la influencia de los esfuerzos representados en la caída sobre las ruedas delanteras. Así, se aplica la fuerza correspondiente en ellas fijando las ruedas traseras para no permitir ningún movimiento.

Se observa que para que la estructura se pandee se deberá aplicar una fuerza de **24,5** veces el valor aplicado. Sobra decir que la estructura satisface ampliamente los requerimientos respectivos al pandeo. En las *Imágenes 4-22 y 4-23* se puede ver la correspondiente simulación.

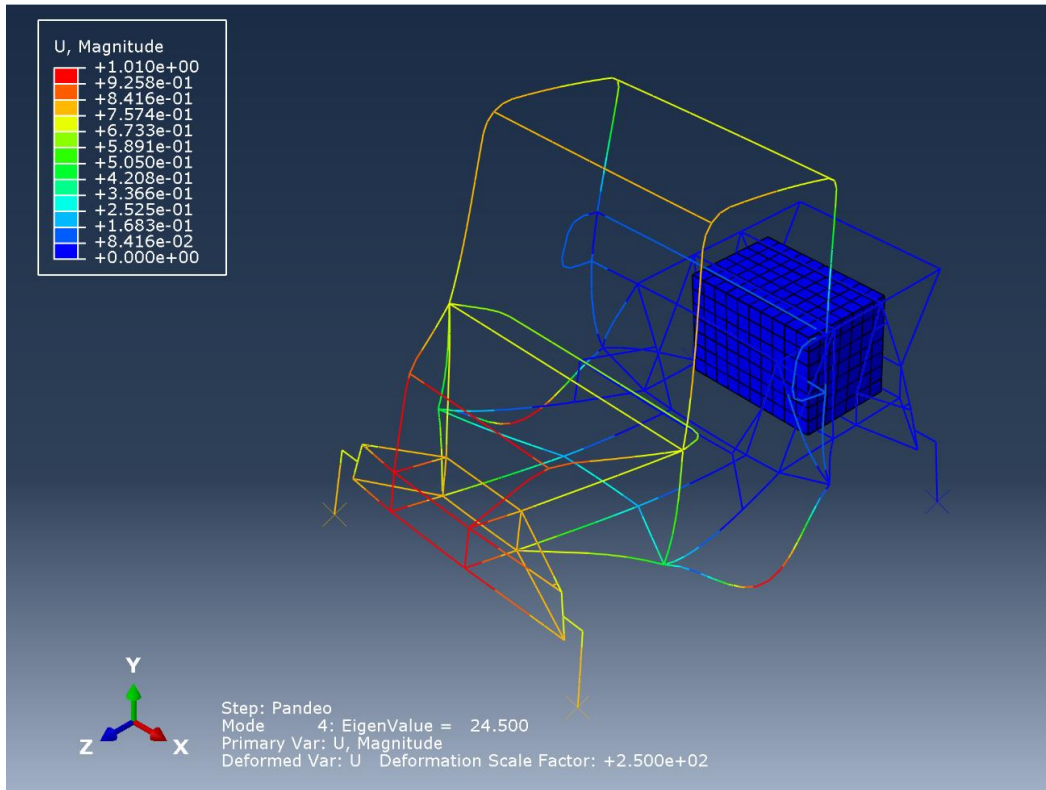


Imagen 4-22: Pandeo en la estructura (adelante)

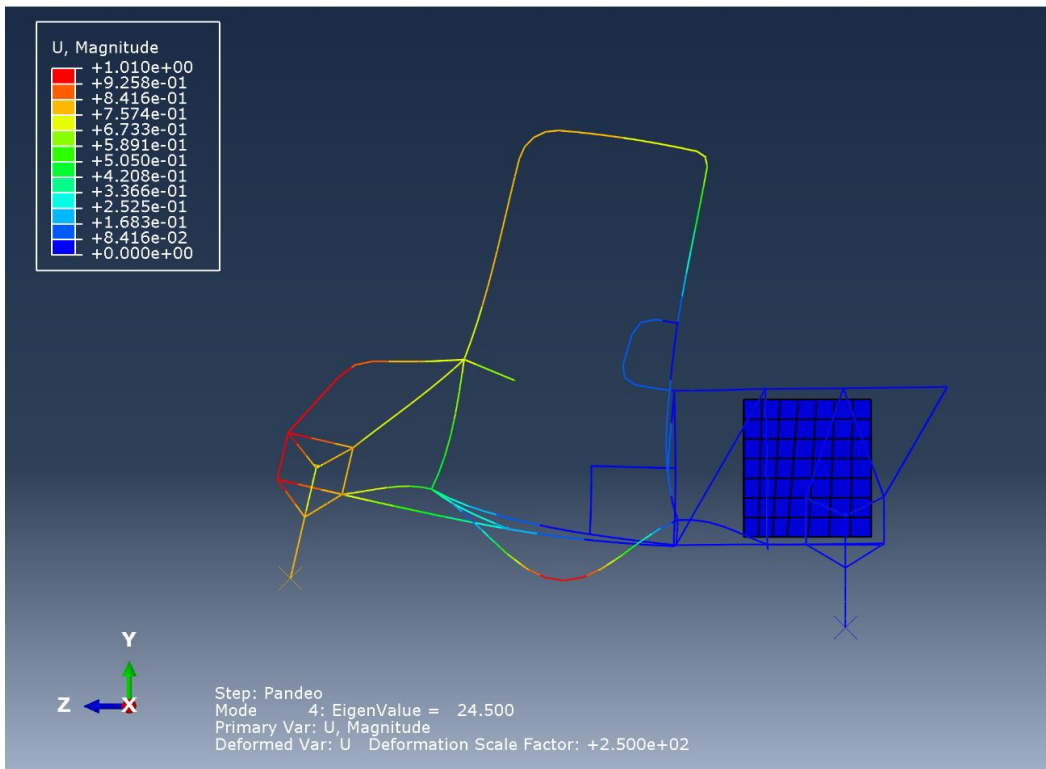


Imagen 4-23: Pandeo en la estructura (vista lateral)

4.4.4.2: Caída trasera

La simulación se realiza de la misma manera que la caída sobre las ruedas delanteras, pero con la diferencia de que las fuerzas se aplican en las ruedas traseras y las delanteras se fijan para evitar movimientos.

En este caso se obtiene que para que la estructura llegue a pandearse habrá que aplicar 4 veces la fuerza ya aplicada. A continuación, en las *Imágenes 4-24 y 4-25* se muestra este estudio.

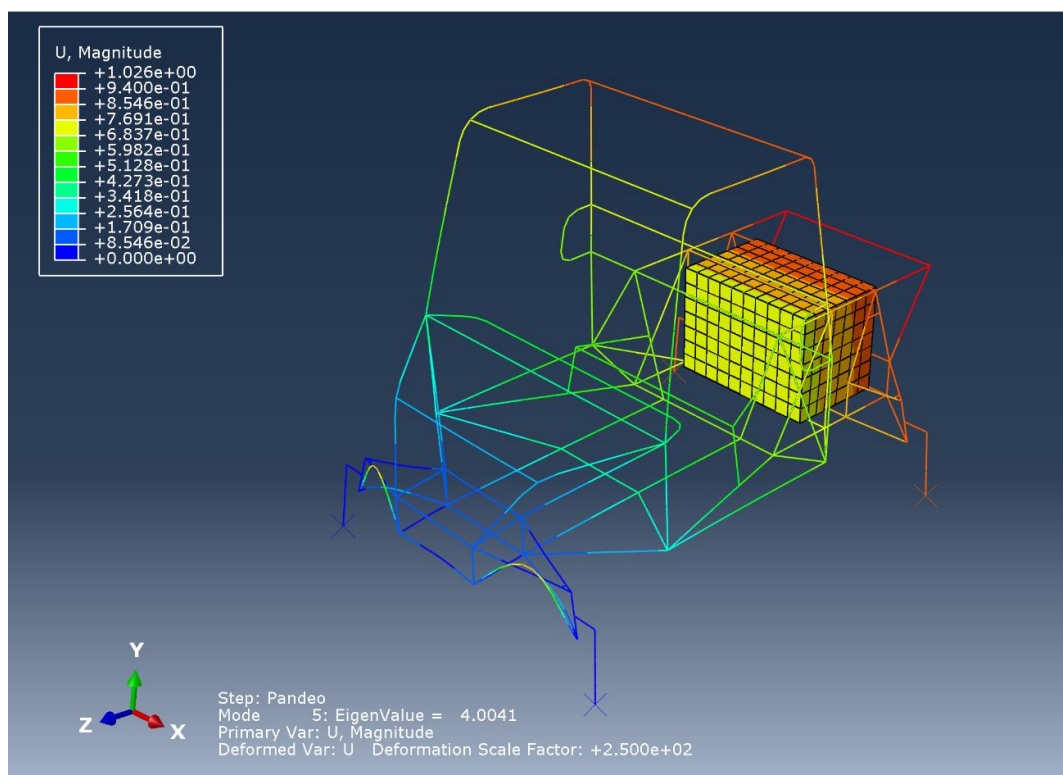


Imagen 4-24: Pandeo en la estructura (adelante)

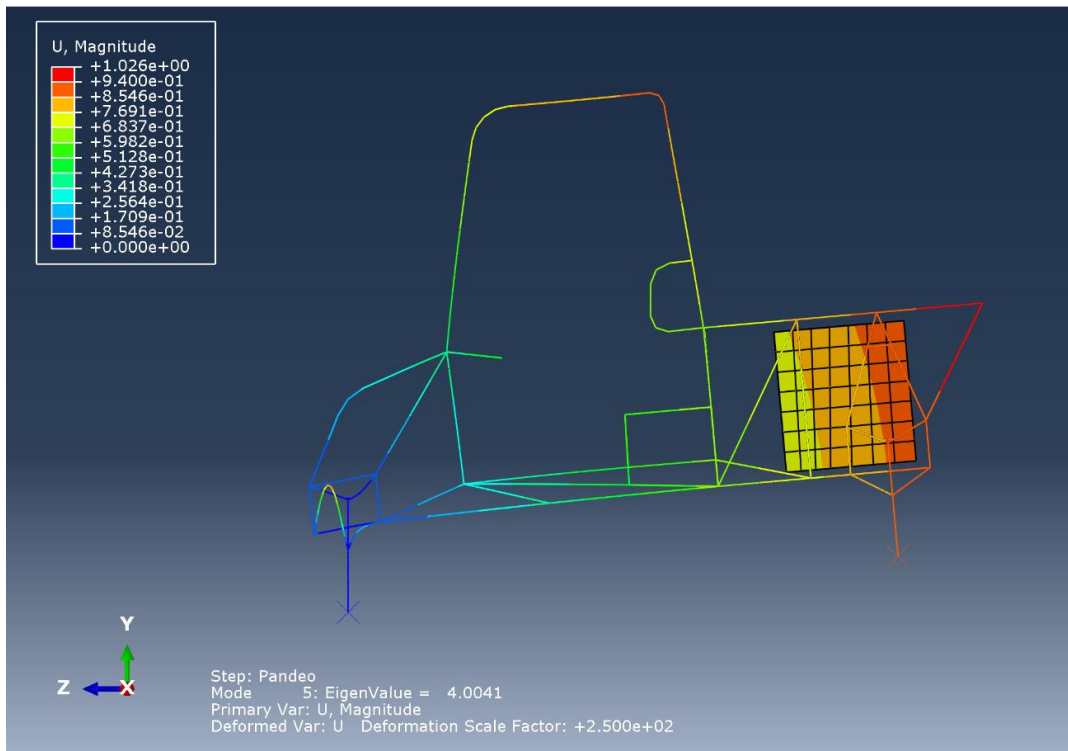


Imagen 4-25: Pandeo en la estructura (vista lateral)

4.4.4.3: Curva

Esta simulación se realiza con las fuerzas aplicadas horizontalmente para poder representar escenarios que van desde una curva hacia la izquierda hasta situaciones críticas tal como si el vehículo chocase lateralmente contra el cordón. En este caso las ruedas derechas son las que recibirán las fuerzas y las ruedas izquierdas serán las que se fijarán para la simulación.

Se obtiene un valor de **3,7** veces la fuerza aplicada, lo mínimo a aplicar para generar el pandeo en la estructura. Esto se puede observar en las *Imágenes 4-26 y 4-27*.

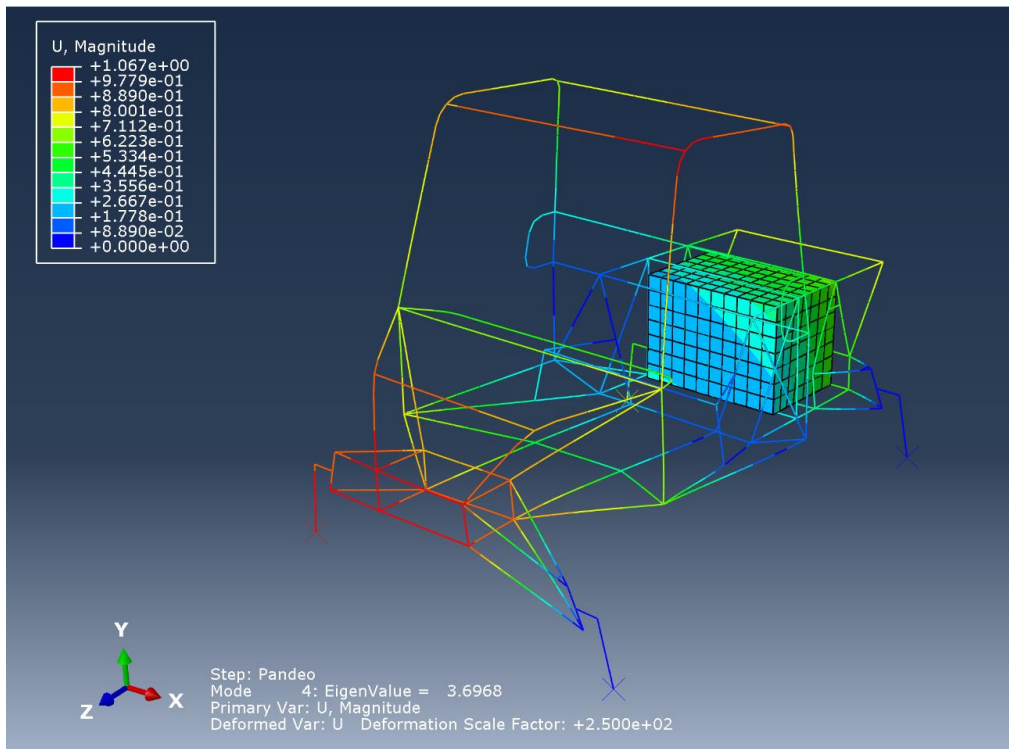


Imagen 4-26: Pandeo en la estructura (adelante)

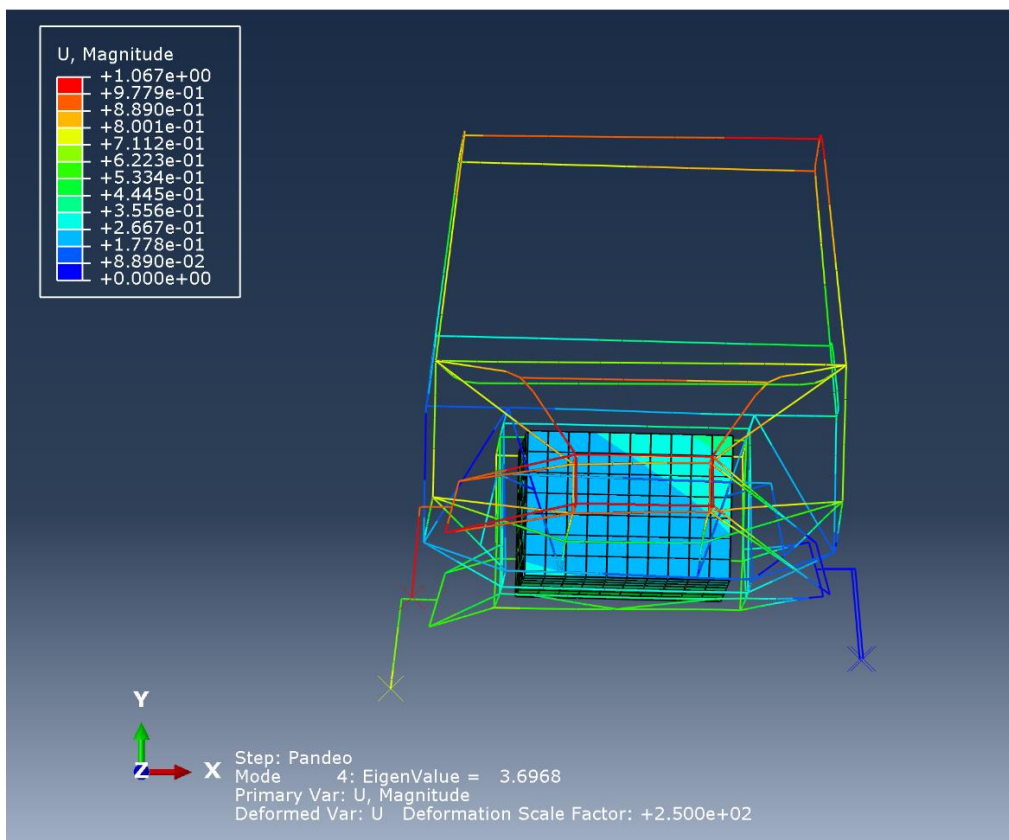


Imagen 4-27: Pandeo en la estructura (vista frontal)

4.4.5: Rigidez del chasis

4.4.5.1: Rigidez a la torsión

En esta simulación se aplicarán dos fuerzas (F) iguales en magnitud y dirección, pero en sentido opuesto, generando así una cupla (T) en las ruedas delanteras, que se encuentran a una distancia (d) de 1691 mm la una de la otra. A su vez las ruedas traseras están encastradas, y no permiten ningún movimiento.

De esta manera se mide el desplazamiento (Δz) por la estructura en el punto de aplicación de la carga y se calcula así el ángulo girado (β) respecto del eje "x", para poder obtener la rigidez a la torsión (R_t) del chasis del UTV. A continuación, se muestra el cálculo:

$$\beta = \tan^{-1} \frac{\Delta z}{0,5 d} = \tan^{-1} \frac{0,0026}{0,5 \times 1691} = 0,000176^\circ$$

$$R_t = \frac{T}{\beta} = \frac{1 \times 1,691}{0,000176} = 9598 \frac{Nm}{^\circ}$$

Puede verse que el valor de rigidez torsional que se obtuvo se encuentra dentro del rango establecido para vehículos según [Ref. 4-2], siendo este **5500 - 13500 Nm/°**. En las *Imágenes 4-28 y 4-29* se puede observar el estudio.

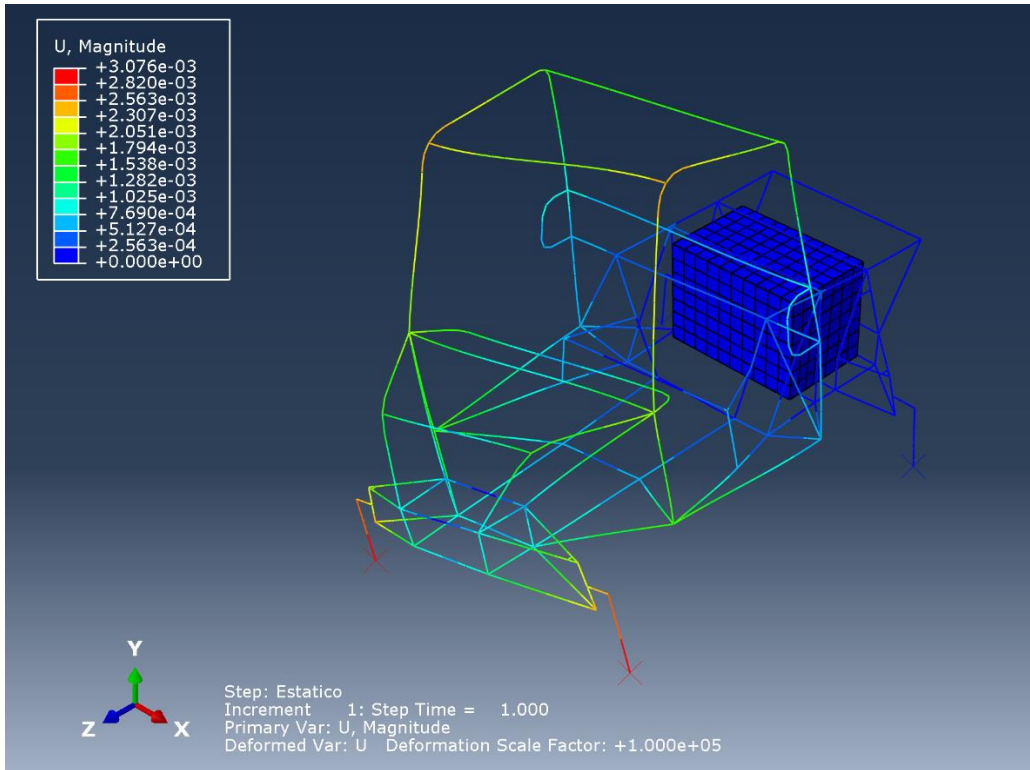


Imagen 4-28: Distribución de los desplazamientos en el eje “y” (adelante)

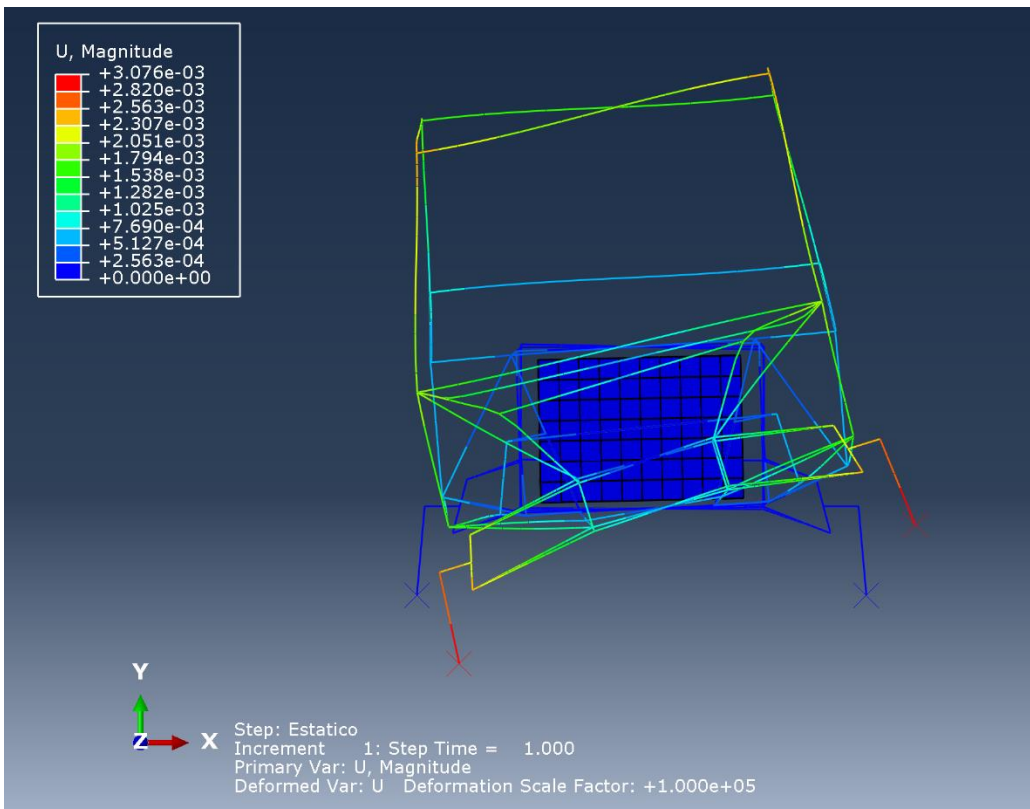


Imagen 4-29: Distribución de los desplazamientos en el eje “y” (vista frontal)

4.4.5.2: Rigidez a la flexión

Hemos comentado que la incidencia de esta magnitud está prácticamente supeditada a las comprobaciones que puedan hacerse respecto de la rigidez a la torsión y, a partir de las aseveraciones que puedan hacerse sobre esta, extender dichas conclusiones a este apartado. Aun así, resulta fructífero tener una referencia concreta sobre la rigidez a la flexión, por lo que preferimos no desmerecer este análisis en particular. Se debe en parte a las fuerzas provenientes de la distribución de masas (peso propio) que existe en el UTV, las cuales son bajas en relación con las dinámicas. El estudio se realiza en función de las cargas de aceleración y frenado que son las más exigentes para este caso.

Se aplican las fuerzas (F) con igual módulo y dirección, tal como en la cupla que se generó en el estudio de la torsión, aunque a diferencia de este aquí también son de igual sentido. Estas fuerzas se aplicarán sobre la mitad de la longitud del chasis, para cuya tarea nos serviremos del módulo de la distancia entre ejes (d), siendo en el UTV de 2050 mm. De este modo se mide el desplazamiento de la estructura (Δz) en ese punto para luego calcular el ángulo desplazado (ω) por el chasis en la dirección “z” y así obtener la rigidez a la flexión (R_f) de la estructura de la siguiente forma:

$$\omega = \tan^{-1} \frac{\Delta z}{0,5 d} = \tan^{-1} \frac{0,00044}{0,5 \times 2050} = 0,0000246^\circ$$
$$R_f = \frac{T}{\omega} = \frac{1 \times 1,025}{0,0000246} = 41675 \frac{Nm}{^\circ}$$

Las *Imágenes 4-30 y 4-31* que se pueden ver a continuación, muestran el análisis de la flexión en la estructura. Una vez más, no es necesario verificar los

resultados obtenidos en el análisis de esta sección, ya que en este tipo de vehículos si se verifica la torsión, también lo hace la flexión.

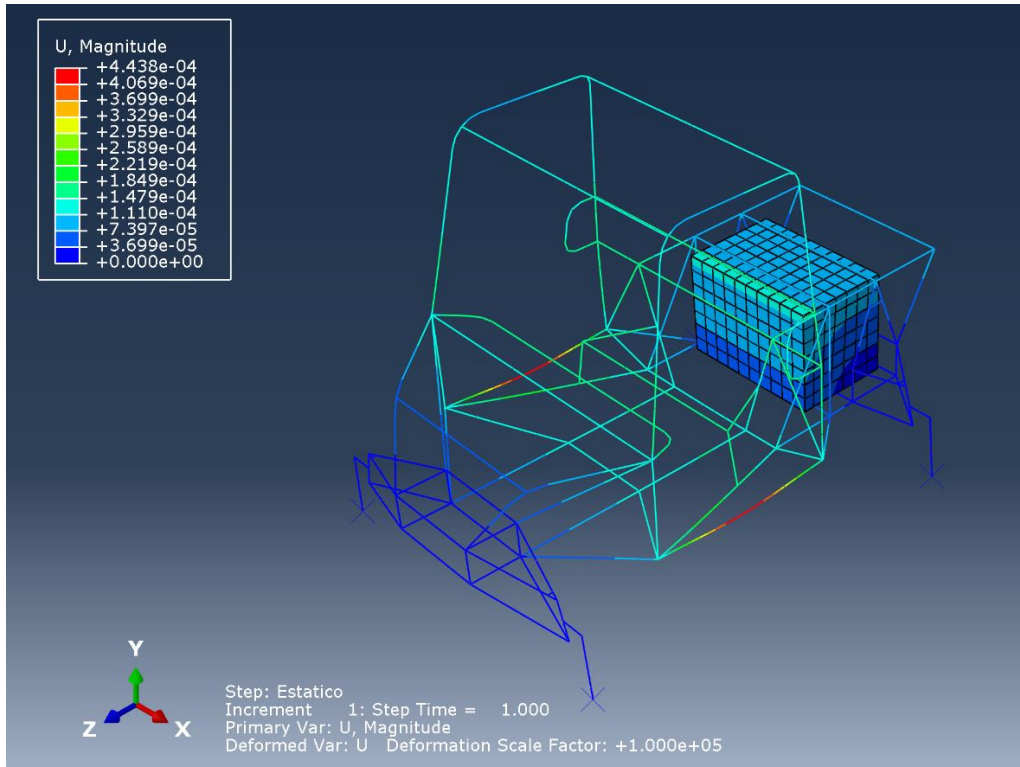


Imagen 4-30: Distribución de los desplazamientos en el eje “y” (adelante)

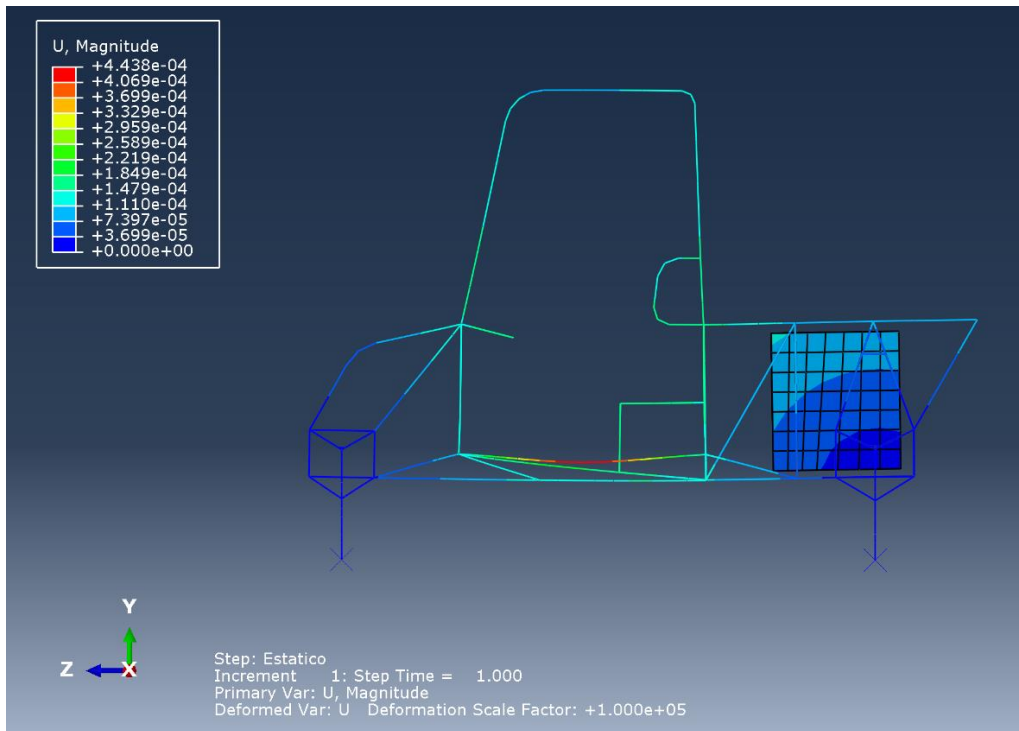


Imagen 4-31: Distribución de los desplazamientos en el eje “y” (vista lateral)

4.5: Soldaduras

4.5.1: Consideraciones

El estudio de las soldaduras influye en la resistencia final de la estructura. Debido a esto se realizará un estudio pertinente en el cual se fijarán ciertas consideraciones a la hora de presentarlo. Así se podrá definir el criterio de resistencia de la soldadura y su cálculo asociado para determinar el espesor mínimo.

Para definir el tipo de soldadura será necesario tener en cuenta el material a soldar, siendo este el ASTM A513-1 que, como se mencionó en el segundo capítulo, presenta ciertas propiedades frente a la soldadura, entre ellas, la buena soldabilidad a temperaturas bajas.

A su vez, un dato que también es menester definir, es el tipo de unión. Para este caso, una unión en “T” y en forma de filete, tal como se muestra en la *Imagen 4-32*.

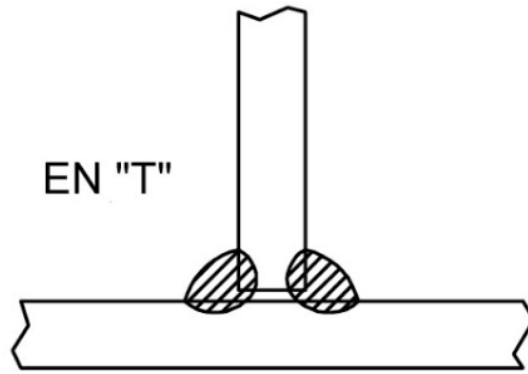


Imagen 4-32: Soldadura tipo "T" en filete

En una soldadura a filete el material de aporte no llega a poseer la misma resistencia que el material base. Una soldadura a tope, por otro lado, si logra tener la misma resistencia que el material de aporte, otorgando mayor resistencia. Para ser conservativo en el cálculo se define una unión a filete, la condición más desfavorable para la estructura.

Como consideración final, hay que tener presente que todas las soldaduras se realizarán de la misma manera, en función de la situación más crítica. Esto es para que a la hora de realizar las soldaduras, el soldador maneje siempre el mismo criterio evitando cualquier confusión.

4.5.2: Análisis de la soldadura

Una vez mencionadas todas las consideraciones, el objetivo es definir el criterio de resistencia en función de los esfuerzos presentes en la estructura (tracción, compresión, corte, flexión y torsión). Para ello se obtendrá el espesor del filete mínimo de soldadura que permitirá que la estructura cumpla los requerimientos mecánicos. Esto se realizará a través del análisis que se muestra a continuación según [Ref. 4-3].

En este estudio, uno de los pasos a seguir es la selección del material de aporte adecuado según la American Welding Society (AWS) visto en la

Imagen 4-33. Por medio de esta norma, se selecciona el electrodo E60XX, ya que es el que posee la tensión resistente más cercana a la tensión límite del material base (definido anteriormente y cuyo valor es 427 MPa).

Número de electrodo	Resistencia a la tracción		Límite de fluencia		Alargamiento por 100
	kg/cm ²	psi	kkg/cm ²	psi	
E60xx	4,350	62,000	3,520	50,000	17-25
E70xx	4,920	70,000	4,000	57,000	22
E80xx	5,620	80,000	4,700	67,000	19
E90xx	6,330	90,000	5,400	77,000	14-17
E100xx	7,030	100,000	6,000	87,000	13-16
E120xx	8,440	120,000	7,500	107,000	14

Imagen 4-33: Selección del electrodo según AWS

Luego, de forma más específica, se selecciona el electrodo correspondiente para realizar la soldadura a partir de la [Ref. 4-4]. De esta manera se tiene una referencia real del electrodo a usar para soldar toda la estructura.

Entonces, viendo cada una de las propiedades de los diferentes tipos de electrodos E60XX se determina el electrodo E6013 que, a partir de los beneficios estéticos que aportan su buena terminación de cordón y fácil desprendimiento de la escoria lo vuelven uno de los más utilizados en chapa fina, soldadura de filete, carpintería metálica y, entre otros, carrocerías de vehículos.

La química típica del metal de soldadura, así como las propiedades mecánicas típicas del depósito de soldadura se presentan en las *Imágenes 4-34 y 4-35* respectivamente.

Componente	%
C	0,070
P	0,014
Mn	0,450
S	0,008
Si	0,320

Imagen 4-34: Composición química del metal de soldadura (electrodo E6013)

Límite elástico (psi)	63000
Resistencia a la tensión (psi)	70000
Alargamiento a 2" (%)	29,7
Prueba Charpy con muesca en V. a 0°C (Nm)	78,64
Reducción de área (%)	58

Imagen 4-35: Propiedades mecánicas del metal de soldadura (electrodo E6013)

Este electrodo posee una tensión de fluencia (S_y) y una tensión de rotura (S_μ):

$$S_y = 434 \text{ MPa} \quad S_\mu = 483 \text{ MPa}$$

A partir de la selección del electrodo y definidas sus propiedades, resta calcular la tensión admisible (S), la cual está afectada por un coeficiente de resistencia de la American Welding Society (AWS), según [Ref. 4-3].

A continuación, se detalla el cálculo:

$$S = 0,3 S_{\mu} = 0,3 \times 483 = 145 \text{ MPa}$$

Seguidamente, se calcula el espesor mínimo en los filetes de las soldaduras de manera que no superen el límite admisible para la más perjudicial de las cargas a la cual puede estar sometido el UTV. Para ello se analizarán las uniones (nodos) de la soldadura que mayores esfuerzos presentan luego de las simulaciones. Analizando la tensión de Von Mises en cada uno de los casos de carga, se establecen cuatro nodos particulares. En la *Imagen 4-36* que sigue a continuación se pueden observar estas uniones que, por ser simétricas, permiten acotar el análisis a un solo lado de la estructura.

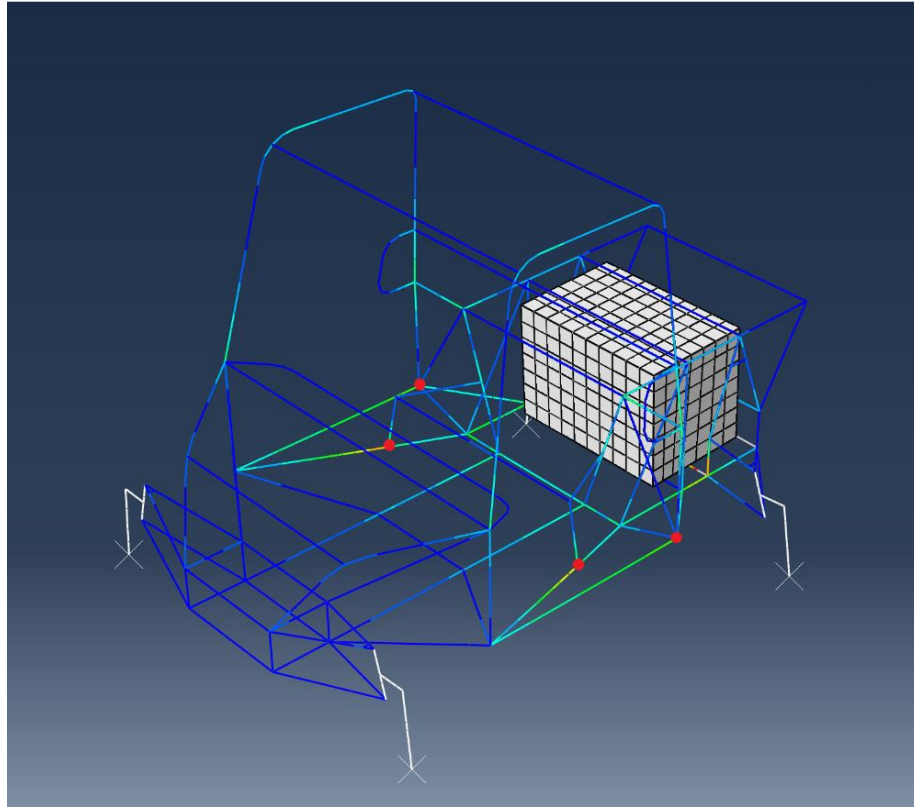


Imagen 4-36: Análisis de los nodos más solicitados

Así, habiendo quedado determinados los nodos con mayores esfuerzos ante las situaciones de carga, se procede al cálculo del filete. Para ello debe realizarse previamente un estudio en cuanto a la zona del filete donde se verificará la resistencia de este. En este caso se estudiará la sección a 45° debido a las tensiones de corte máximas. Entonces, se define el área de influencia a partir del mayor perímetro de la viga a soldar (p) teniendo en cuenta ambas secciones de vigas y la altura del filete (h_c) que representa el espesor de la soldadura, siendo este la variable de diseño. En la *Imagen 4-37* se puede apreciar la sección a analizar.

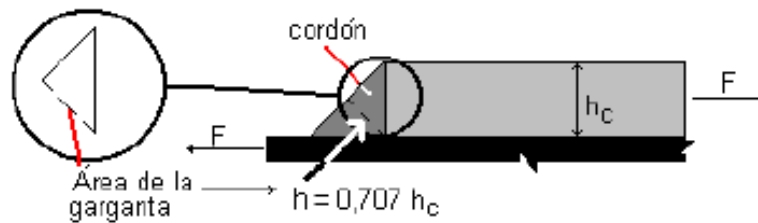


Imagen 4-37: Análisis de la soldadura a filete

Determinar el espesor mínimo del filete de la soldadura implica atender determinadas particularidades.

Se relevarán los esfuerzos individuales en los nodos analizados para cada simulación (caída delantera, trasera y curva), para luego realizar una suma vectorial de los esfuerzos por cada uno de los nodos en función del eje donde actúan, de esta forma podrá determinarse para cada uno de ellos una fuerza por unidad de longitud (f), todo esto se realiza siguiendo [Ref. 4-3].

Luego, se seleccionará el nodo más solicitado, en función de la mayor fuerza por unidad, para así establecer primero la garganta efectiva (g_e) y de ahí, finalmente, el espesor mínimo del filete de soldadura (e). A continuación, se observa el cálculo:

$$f = 523 \frac{N}{mm} \quad S = 145 \text{ MPa}$$

$$g_e = \frac{f}{S} = \frac{523}{145} = 3,6 \text{ mm}$$

$$e = \frac{g_e}{0,707} = \frac{3,6}{0,707} = 5 \text{ mm}$$

Para el correcto funcionamiento de la estructura del UTV se debe asegurar en la soldadura el espesor mínimo calculado. Apelando a la sencillez y a la practicidad, se establecen todas las soldaduras con un espesor de **5 mm**.

4.6: Interpretación de los resultados

4.6.1: Simulaciones

A partir de todos los análisis de los casos de carga críticos para asegurar la resistencia del UTV, se presentaron dos casos concretos que serán observados con mayor detenimiento ya que comprometen la integridad del chasis, ofreciendo de nuestra parte las mejoras pertinentes.

Previamente a los ítems mencionados se hará mención a los estudios complementarios de pandeo y rigidez, a partir de los cuales se evidenció el cumplimiento de los requerimientos esenciales para el UTV, en concreto, se observó que los valores respectivos a la rigidez a la torsión del chasis como así también la rigidez a la flexión están dentro de los valores de referencia de vehículos de similares características. Lo mismo sucede con el pandeo, donde encontramos que para todos los casos analizados el coeficiente de pandeo es mayor a uno, lo que indica que, a pesar de los esfuerzos aplicados en la estructura, esta no llega a pandearse.

Ahora bien, el análisis en el que se hará más hincapié es el que evalúa las tensiones del UTV con respecto a los casos de cargas tales como las caídas delantera y trasera así como la curva, comparando el criterio de la tensión de Von Mises, que representa el efecto combinado de los esfuerzos existentes en la estructura, con la tensión admisible del material, impuesta como criterio. En este caso se pudo observar que la tensión admisible es superada en ciertos puntos de la estructura, principalmente en la zona del motor, debido a que los anclajes no se representaron de manera real, viéndose evaluada en cambio una zona *rigidizada*. Esto es así porque el estudio detallado de las uniones entre el

motor y la estructura es material de análisis de estudios venideros, habiéndose simplificado para este proyecto.

En cuanto a las restantes zonas intermedias de la estructura que superan el límite establecido, vistas en la simulación del caso de la curva, también generan dificultades respecto a la resistencia mecánica del UTV. Indagando las soluciones adoptadas por la industria de estos vehículos, veremos que esas zonas normalmente son reforzadas con placas de acero tal como se ve en las *Imágenes 4-38, 4-39, 4-40 y 4-41.*

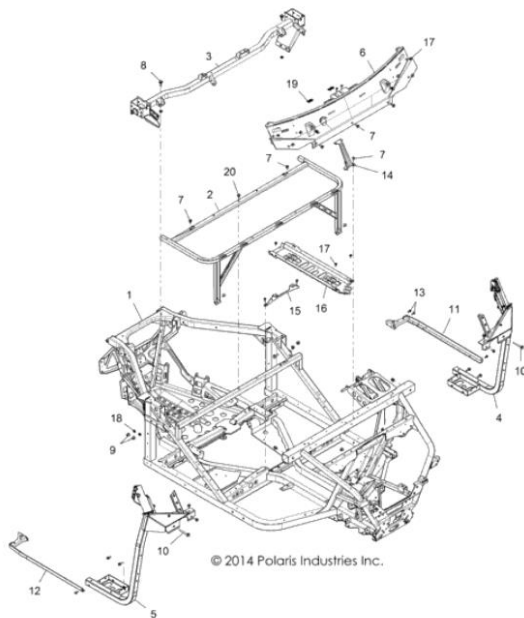


Imagen 4-38: Chasis de Polaris Ranger

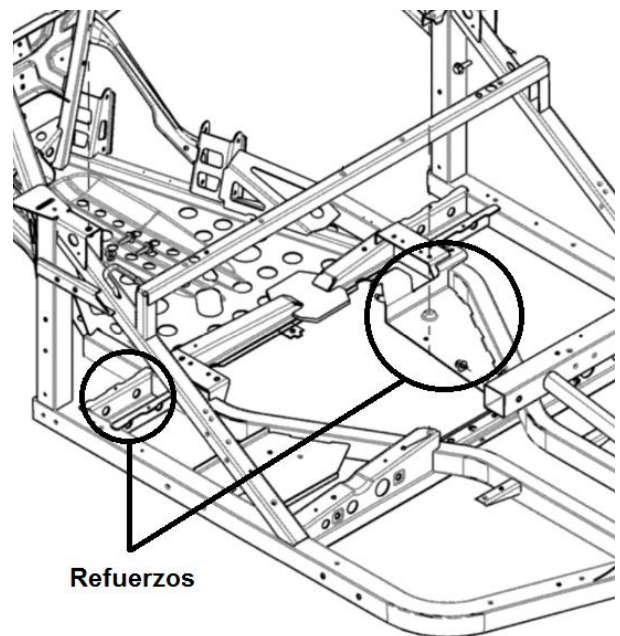


Imagen 4-39: Detalles de refuerzos Polaris Ranger

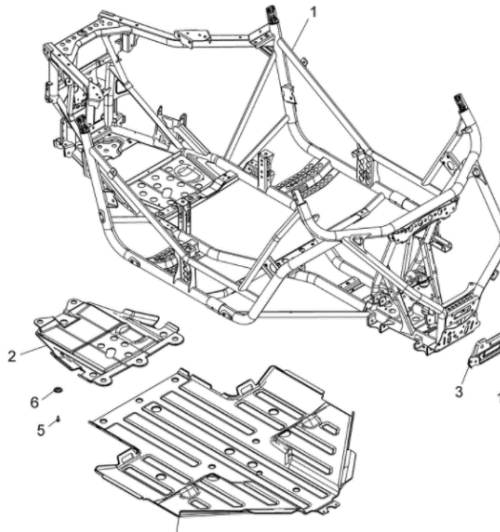
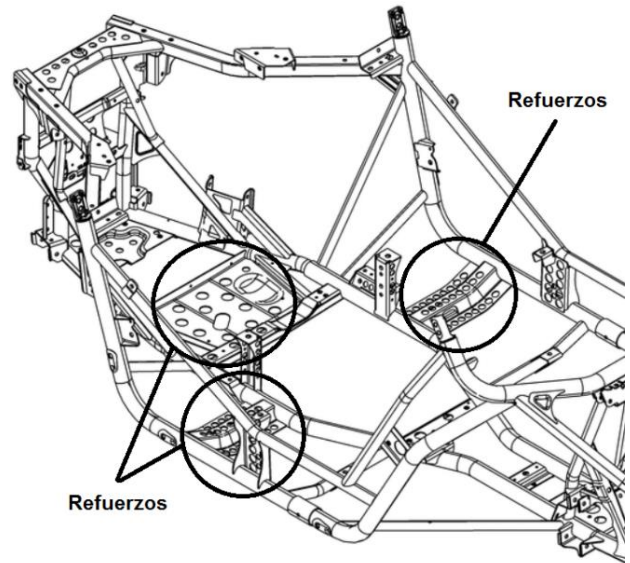


Imagen 4-40: Chasis de Polaris RZR



*Imagen 4-41: Detalles de refuerzos
Polaris RZR*

Los chasis de estos vehículos cuentan en su diseño con características específicas que les permiten poder soportar los esfuerzos y responder de manera adecuada ante el uso regular, siendo una de ellas los refuerzos en la estructura, un estudio tan necesario como riguroso siendo que es preciso llegar a un equilibrio entre la mayor resistencia mecánica posible junto al menor peso admisible. Así, representan una forma adecuada para solucionar estos inconvenientes en diferentes sectores del chasis. Ahora bien, estas modificaciones implican la realización de un estudio más dilatado en función de la distribución de tensiones punto a punto, estudio que por pertenecer a la ingeniería de detalle formará parte de trabajos posteriores que integrarán las diferentes fases de este proyecto.

4.6.2: Soldaduras

A tal respecto, se pudo obtener como resultado del análisis un espesor mínimo de soldadura, índice a partir del cual las uniones soportan los esfuerzos que aparecen en todos los casos de carga mencionados a lo largo del presente proyecto. Además,

se pudo asegurar que el material elegido permitirá soldar de manera correcta la estructura por medio del electrodo seleccionado en el análisis.

A partir de todo lo anterior queda determinado el correcto funcionamiento de la estructura verificando que responde de acuerdo a lo deseado en relación a todos los esfuerzos que se ven involucrados; además, se obtuvo que los puntos críticos del chasis son zonas que será necesario reforzar en orden a soportar estas sollicitaciones.

4.7: Conclusiones

Luego de un análisis detallado de la estructura del UTV, teniendo presentes los esfuerzos que aparecen ante los casos de cargas más comprometedoros (caída y curva), y definido el criterio de resistencia de 310 MPa como límite elástico del material, se llegó entonces a que la estructura propuesta responde de manera satisfactoria ante las sollicitaciones. Se determinó que la estructura es capaz de soportar esfuerzos provenientes de una caída de 0,5 m de altura, cayendo sobre alguno de sus ejes o sobre ambos, demostrando la capacidad de sobreponerse ante obstáculos comunes para estos vehículos.

Además, se verificó el pandeo, donde los coeficientes resultaron todos mayores a uno, queriendo decir esto que ante las sollicitaciones existentes la estructura no se pandeará. Por otro lado, se estableció una rigidez torsional del chasis en 9598 Nm/°, estando está dentro de los límites mínimos y máximos necesarios para estos tipos de vehículos.

Respecto al estudio respectivo a las soldaduras, se determinó que la estructura será construida por medio de soldaduras a filete de 5 mm de espesor con el electrodo E6013, de manera que la estructura final soporte los esfuerzos obtenidos en las simulaciones.

Como conclusión final, se afirma que la estructura es capaz de soportar el uso regular de un UTV, de acuerdo a las fuerzas dinámicas existentes como las de aceleración y frenado, entre otras. También soporta las cargas entendidas como

críticas (salto y curva) de manera satisfactoria, habiendo sido reforzadas las zonas que lo requerían y que se encontraban dentro de los límites del análisis.

Quedan establecidos de esta manera todos los estudios respectivos a la resistencia mecánica de la estructura del UTV, en función de su comportamiento y uso.

Capítulo 5

Análisis de seguridad

5.1: Introducción

En los anteriores capítulos y a lo largo de diversas instancias hemos analizado y delimitado nuestro objeto de estudio en aras de confrontar su materialización plena. Se diseñaron y pusieron a prueba de manera combinada estructuras, resultando en sistemas complejos cuyos cálculos, desarrollo y simulaciones han satisfecho de sobremanera las expectativas y solventado los esfuerzos.

Aun así, cualquier investigación de esta índole se vería inconclusa si el análisis de seguridad no es parte de ella. La seguridad de la estructura no sólo se vuelve necesaria sino obligatoria para cualquier tipo de vehículo, ya que se debe asegurar el bienestar de los ocupantes ante cualquier incidente. En extensión al análisis de la resistencia mecánica vista en el cuarto capítulo, se particularizará el estudio a la cabina del UTV siguiendo la norma correspondiente para estos tipos de vehículos, y poder así asegurar que es segura para los pasajeros.

Teniendo esto en cuenta, se explicará la reglamentación aplicable, y cómo ella se puede aplicar a la estructura propuesta.

5.2: Normativa

La norma aplicable a estos vehículos es la norteamericana SAE J1194 vista en [Ref. 5-1]. Esta reglamenta el uso de la *Roll-over Protective Structure* (Estructura de protección contra vuelcos) comúnmente llamada **ROPS**. Ejemplo de un modelo en producción que sigue esta norma es el Kawasaki Mule 4010 visto en la *Imagen 1-4*.

Una cuestión por destacar es que la norma establece que la verificación de aptitud de los vehículos debe realizarse mediante una serie de ensayos físicos que en este trabajo se reemplazan por modelos computacionales. Por lo tanto, la certificación final del diseño solo se obtendrá una vez sea construido y ensayado un prototipo del UTV.

La norma prevé la realización de una evaluación estática o una dinámica a elección. Por cuestiones de practicidad, aquí se seleccionó la estática, que comprende dos etapas a realizarse una seguida de la otra, ya que son dependientes. La primera etapa involucra un test de carga estática longitudinal, y seguidamente se le suma la etapa complementaria que consta de una carga de aplastamiento aplicada a la estructura teniendo en cuenta los efectos causados por la simulación previa. Estas secuencias se detallan en las secciones siguientes.

Otras menciones que realiza la norma a modo de comentario son las relacionadas con la protección general del vehículo. Se indica que todos los bordes y rincones de superficie aguda tienen que ser propiamente tratados para minimizar lesiones; las baterías y tanques de fluidos deben sellarse para evitar fugas, y la estructura debe proveer al menos dos formas de salida que resulten imposibles de ser obstaculizadas en un mismo accidente.

5.3: Evaluación – Test de carga estática

5.3.1: Descripción

Esta primera evaluación es definida por la norma como «Test de carga estática». La norma detalla la aplicación de una carga sobre la viga lateral o trasera de la parte superior del ROPS (cabina), a elección.

El primer paso es calcular la energía máxima (E) que absorberá el ROPS debido a la deformación provocada por la carga lateral. Se requiere para dicho cálculo la masa total del vehículo (M), que obtendremos de los cálculos pertinentes al segundo capítulo: 1700 kg. A partir de la siguiente ecuación [Ref. 5-1] se calcula la energía máxima.

$$E = 980 + 1,2 M = 3020 J$$

Ahora bien, la prueba se interrumpe cuando la energía de deformación aplicada a la estructura supera los 3020 J calculados, o cuando el desplazamiento a medir supere los 50 mm, lo que ocurra primero.

Para este proyecto, se eligió aplicar la fuerza a una viga lateral de la propia cabina, debido a que en la parte trasera del UTV el motor se interpone entre la zona de impacto y la cabina, evitando así la deformación de la estructura.

El esquema según la norma se observa en la *Imagen 5-1*.

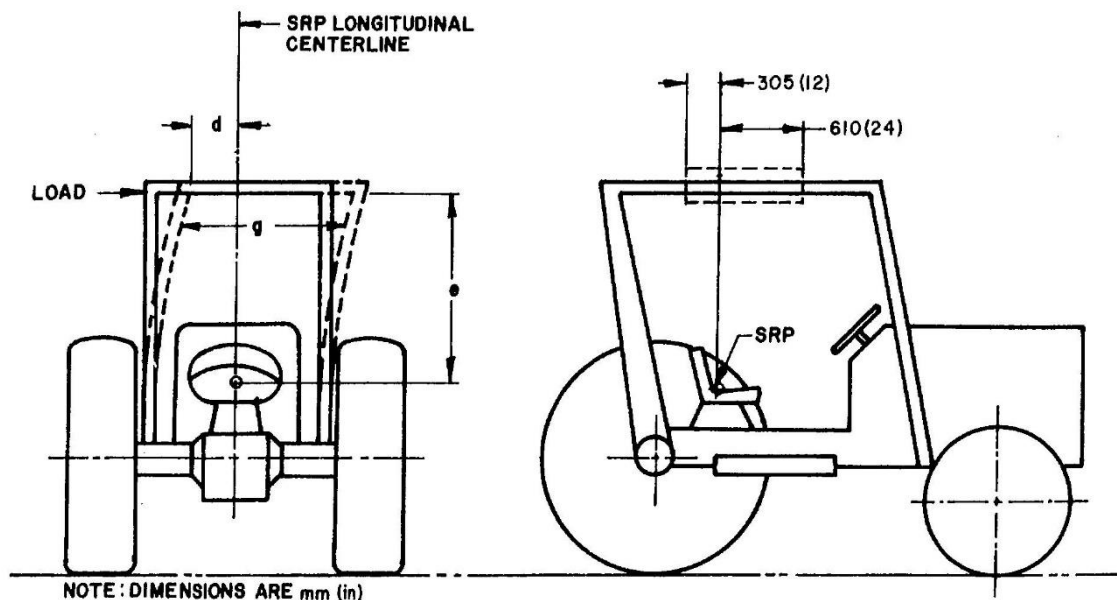


Imagen 5-1: Carga lateral aplicada al ROPS

5.3.2: Aplicación

Una vez conocidos los límites de la evaluación, se deberá analizar la fuerza a aplicar. La norma exige aplicar la fuerza distribuida uniformemente a lo largo de una longitud no mayor a 686 mm. Esto se respeta, ya que la fuerza será aplicada en la viga lateral, que en nuestro caso es de 660,8 mm de longitud. Esto se observa en la *Imagen 5-2*.

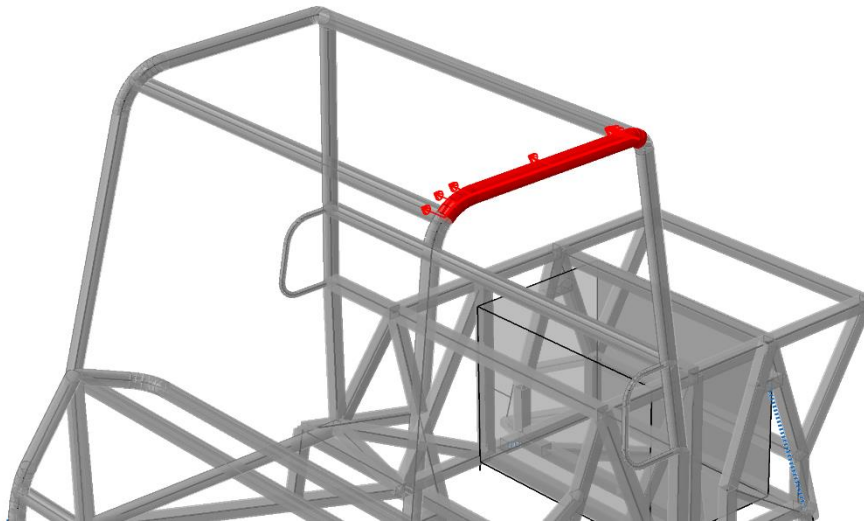


Imagen 5-2: Aplicación de la carga lateral

Para poder determinar cuál de los dos límites mencionados anteriormente ocurre primero, se aplica una fuerza cuya magnitud se incrementa cada vez, midiendo para cada una de ellas el desplazamiento que provoca sobre el centro de la viga. Los resultados se muestran en la siguiente tabla:

Fuerza lineal (N/mm)	Fuerza (N)	Desplazamiento (m)
1	660.8	0.00162
1.5	991.2	0.00240
2	1321.6	0.00320
4	2643.2	0.00642
6	3964.8	0.00964
10	6608.0	0.01612

20	13216.0	0.03231
30	19824.0	0.04853
40	26432.0	0.06478

A partir de los puntos vistos en la tabla se calcula la energía absorbida para el desplazamiento límite de 50 mm, y así poder ver si el límite de energía de 3020 J es superado. Esta energía corresponde al área bajo la curva, dada a partir del gráfico que vincula la fuerza en función del desplazamiento y que puede verse en la *Imagen 5-3*.

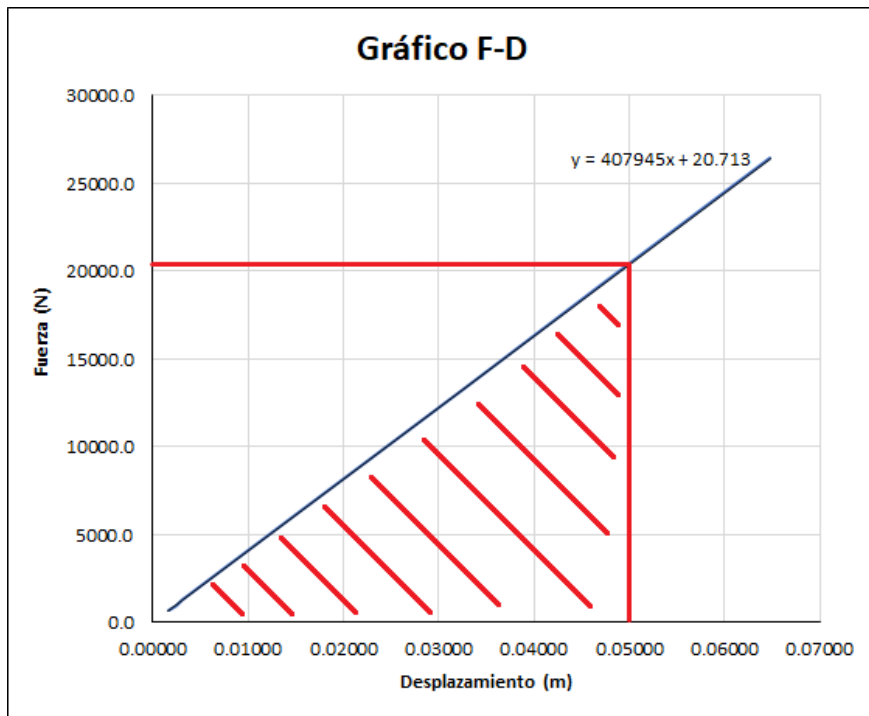


Imagen 5-3: Fuerza vs. desplazamiento

La energía absorbida por la estructura en esta condición es de 510,9 J. Al ser este un valor que no excede el límite de energía mencionado, esta evaluación debe restringirse a partir del desplazamiento, y no por la energía.

Entonces, la fuerza máxima a la que debe someterse el ROPS en el ensayo, será una fuerza igual a 20418 N que produce una deformación de 50 mm.

Seguidamente en la *Imagen 5-4* se observa la situación de carga para esta primera parte del análisis, y en las *Imágenes 5-5 y 5-6* el desplazamiento máximo y el lugar correspondiente en que ocurre dicho desplazamiento.

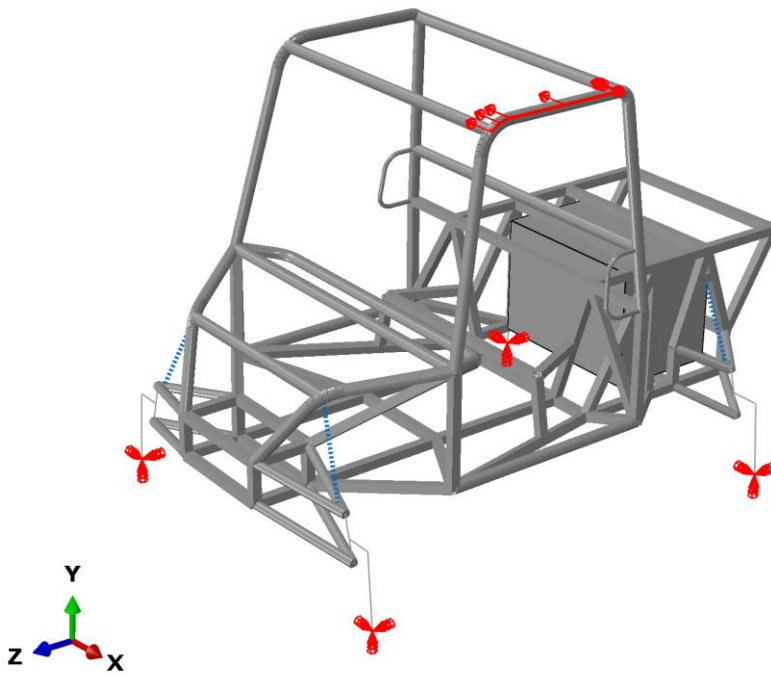


Imagen 5-4: Situación de carga

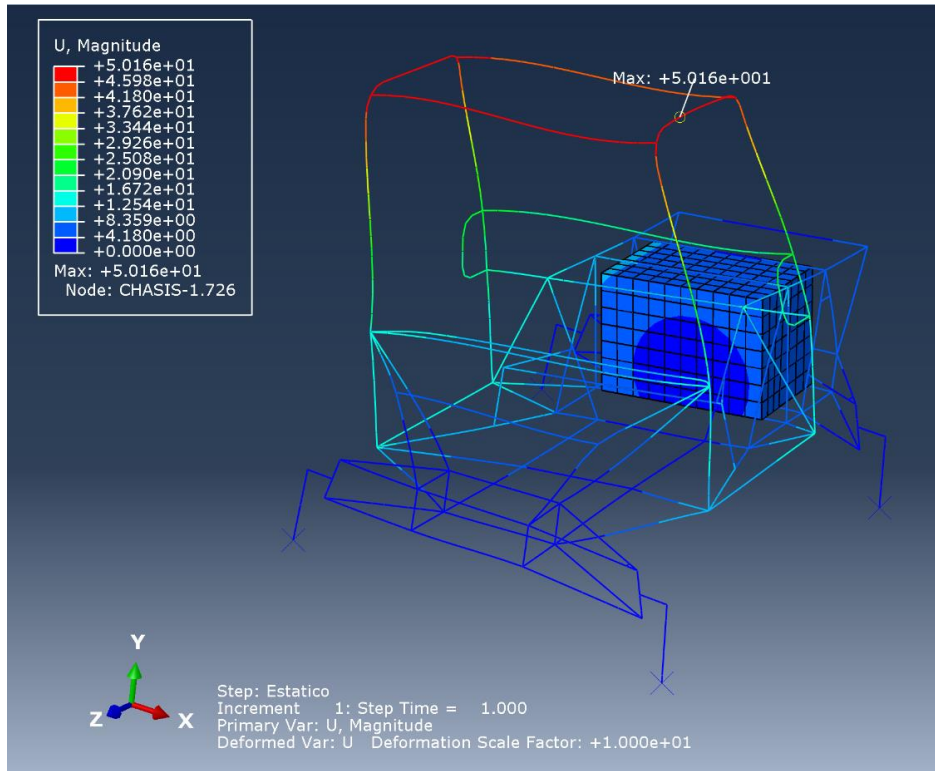


Imagen 5-5: Desplazamiento máximo del ROPS (adelante)

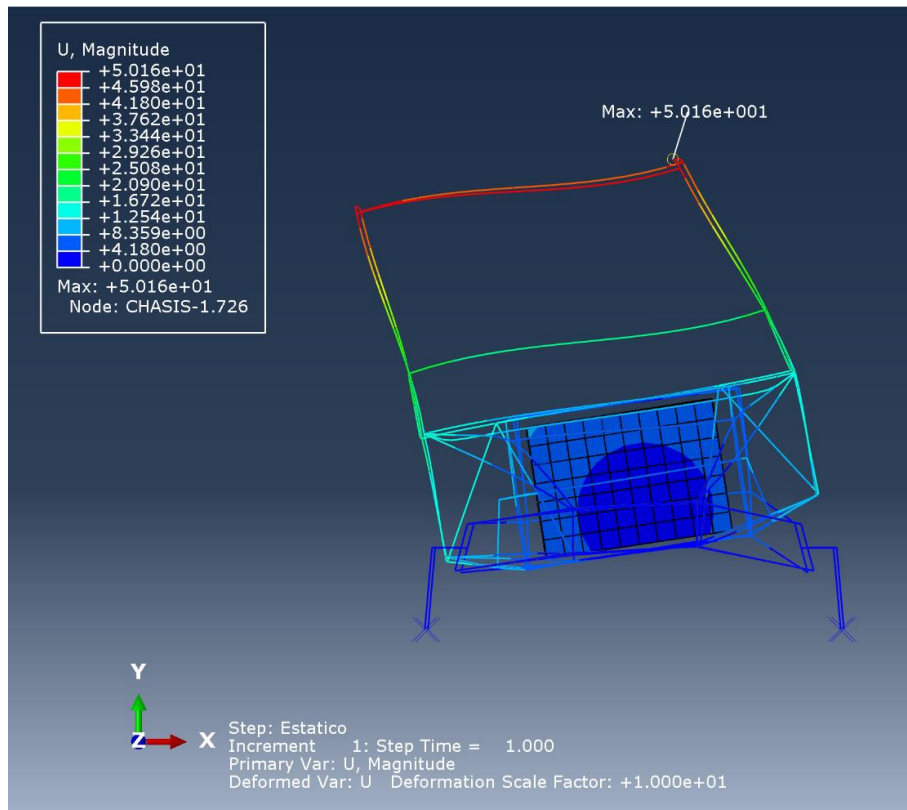


Imagen 5-6: Desplazamiento máximo del ROPS (vista frontal)

Al análisis previo se añade una comparación de las tensiones de Von Mises con las tensiones de fluencia del material y de rotura que ya fueron determinadas previamente en 310 MPa y 427 MPa respectivamente. Luego de las simulaciones, la tensión máxima obtenida es **351,7 MPa**, a partir de lo cual se afirma que la estructura supera el límite de fluencia, sufriendo deformaciones permanentes, pero no supera el límite admisible que es el de rotura. Estas deformaciones se localizan en la parte superior del techo y en la zona superior de la estructura de la puerta. En las *Imágenes 5-7 y 5-8* se puede ver este análisis y en color gris se diferencian las zonas donde la tensión es mayor a la de fluencia.

Entonces, se afirma que en esta primera etapa la estructura responde de manera adecuada ya que no llega a la tensión de rotura del material. Ahora bien, para asegurar que el ROPS cumple la verificación de la norma se debe realizar la segunda etapa.

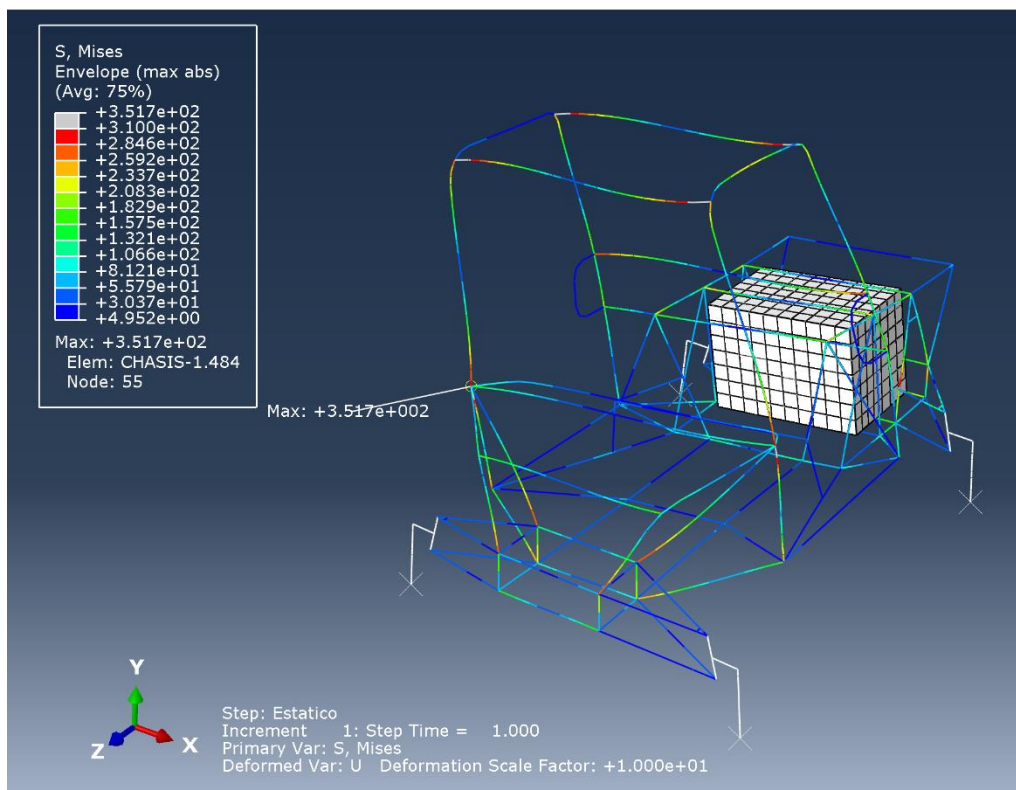


Imagen 5-7: Distribución de las tensiones de Von Mises (adelante)

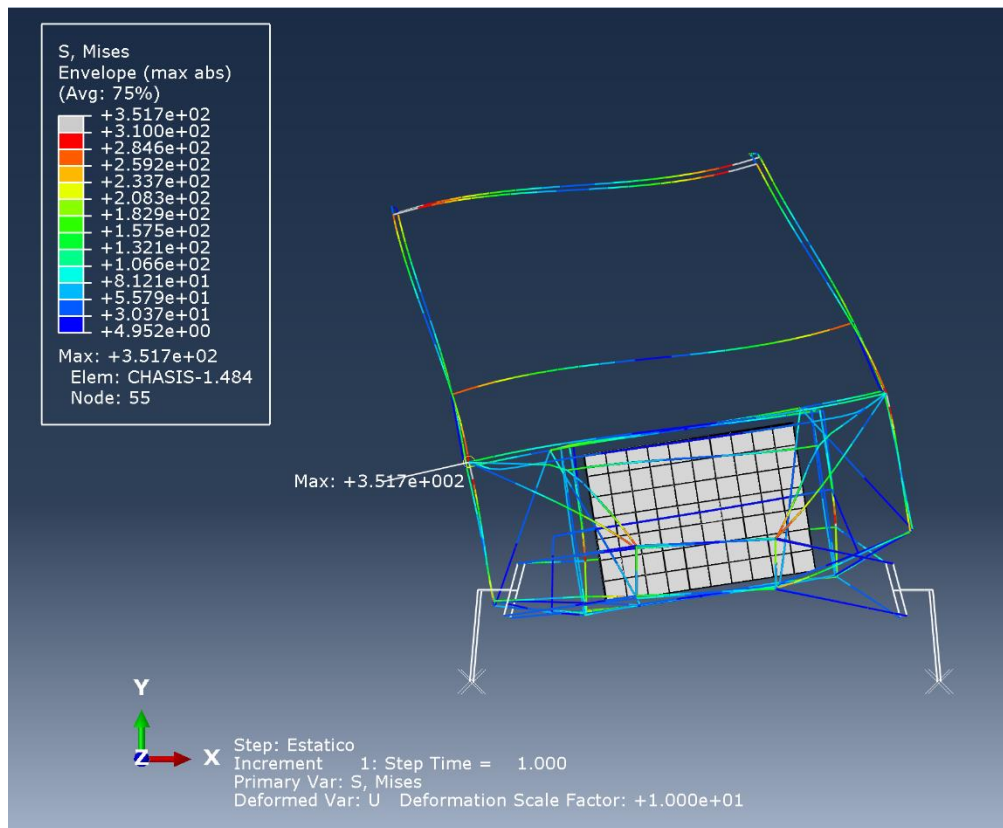


Imagen 5-8: Distribución de las tensiones de Von Mises (vista frontal)

5.4: Evaluación – Test de aplastamiento

5.4.1: Descripción

La parte final de esta evaluación se denomina «test de aplastamiento» e implica aplicar una carga de 1,5 veces el peso completo del vehículo sobre las vigas que conforman el techo del ROPS, de manera estática y uniformemente distribuida.

Tal como se detalló y siguiendo consideraciones de la norma, esta evaluación se realiza a continuación de la vista en el apartado anterior, es decir, utilizando la estructura que fue previamente deformada.

El criterio a partir del cual se puede afirmar que la estructura supera el test de manera total, es que hacia el final de la evaluación el ROPS mantenga una altura mínima de 760 mm entre el techo y la parte inferior de la butaca. Esto se observa en la *Imagen 5-1*.

5.4.2: Aplicación

Algunas aclaraciones previas. En nuestro caso el techo del ROPS está formado por cuatro vigas, dos de ellas transversales; una delante de 1307 mm y otra atrás, de 1303 mm. Ambas están unidas por dos vigas longitudinales de 660,8 mm, apreciables en la *Imagen 5-9*.

Sabiendo que la masa total del vehículo (M) es de 1700 kg, se calcula la fuerza (F) a aplicar sobre el techo de la cabina, según [Ref. 5-1].

$$F = 9,8 * 1,5 M = 24990 N$$

Se aplica la fuerza calculada anteriormente distribuida de manera uniforme en las cuatro vigas que conforman el techo del ROPS, como se visualiza en la *Imagen 5-9*.

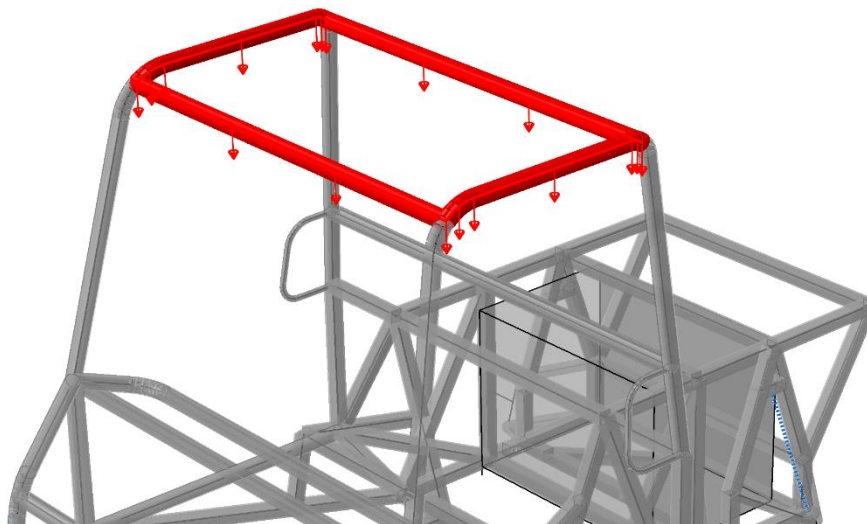


Imagen 5-9: Aplicación de la carga de aplastamiento

Una vez ya aplicada la fuerza lateral máxima de la evaluación estática, se procede a aplicar la fuerza de aplastamiento. Se tendrá en cuenta que la altura de la cabina, una vez aplicada la carga, no tiene que ser menor a 760 mm y, en adición, que existe en nuestro caso una distancia libre en altura de 1100 mm, considerando las butacas.

Se realiza entonces la simulación de la evaluación. En la *Imagen 5-10* se puede ver la situación de carga, y a través de la *Imagen 5-11* y *5-12*, se observa el desplazamiento máximo y el lugar en donde ocurre.

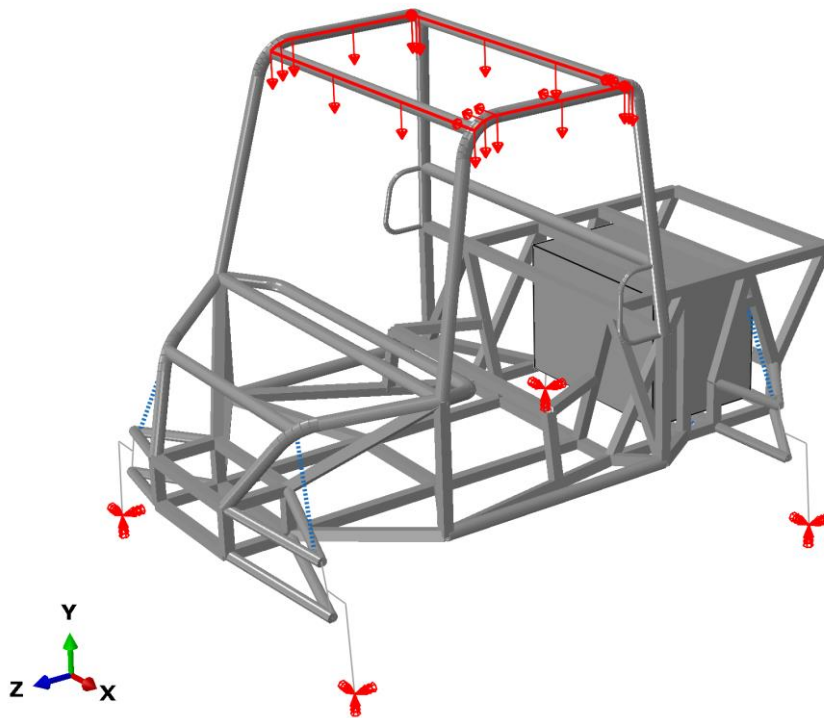


Imagen 5-10: Situación de carga

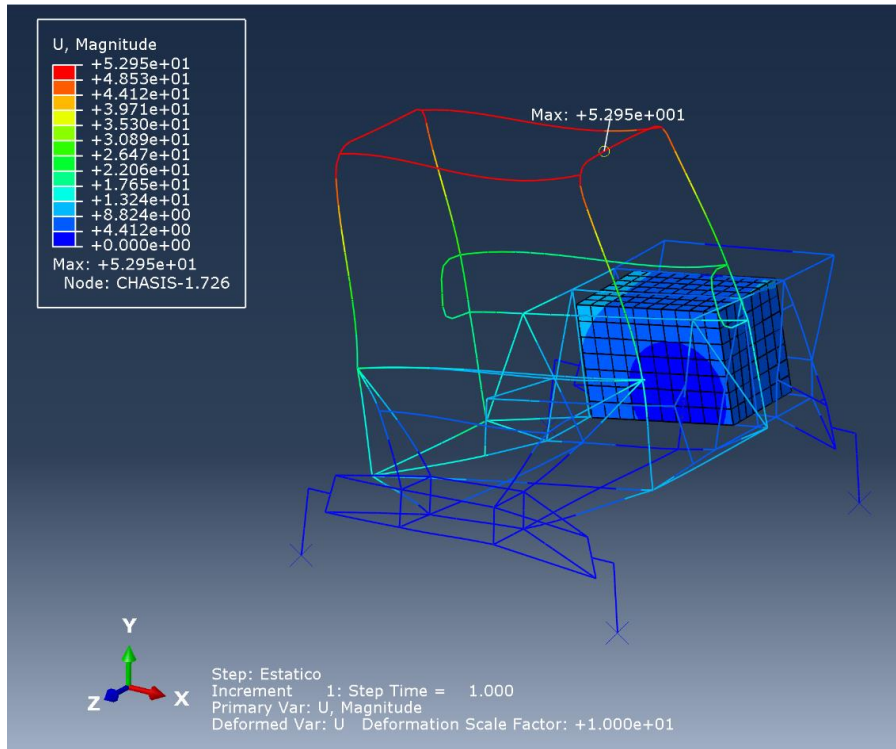


Imagen 5-11: Desplazamiento máximo del ROPS (adelante)

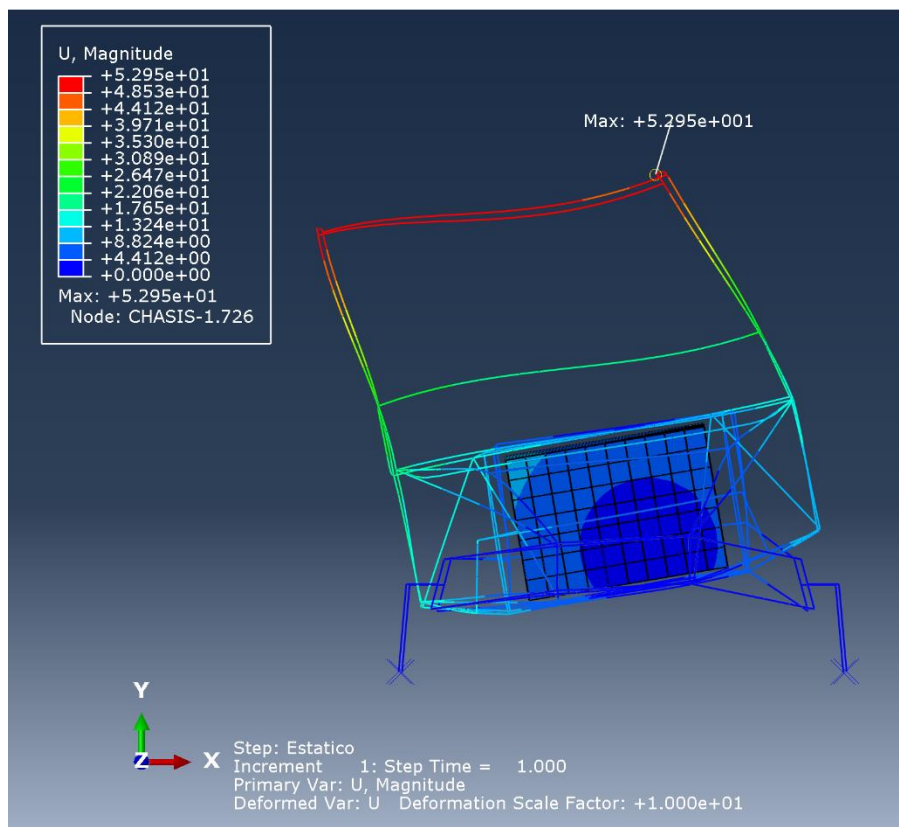


Imagen 5-12: Desplazamiento máximo del ROPS (vista frontal)

Se obtiene un desplazamiento máximo de 52.95 mm en la viga transversal lateral donde también se aplicó la carga estática. Aunque en este caso será necesario conocer el desplazamiento en la dirección vertical que se sustraerá a los 1100 mm de altura libre mencionados anteriormente. Esta distancia a restar es, en efecto, de 14,7 mm alcanzando así una altura en el ROPS de **1085,3 mm** (estructura deformada). Cotejando las medidas, podemos observar que se cumple con la normativa.

Además, se realiza un análisis donde se comparan las tensiones de Von Mises obtenidas luego de la aplicación de la evaluación de aplastamiento con la tensión de fluencia del material de 310 MPa y la de rotura, de 427 MPa. La tensión máxima en la estructura luego de la simulación es **404,5 MPa**. De esta forma se puede observar que, si bien el valor supera el límite de fluencia, no ocurre lo mismo en relación al límite de rotura, por lo que el ROPS cumple con los requerimientos de seguridad de la norma. Las deformaciones plásticas que resultan de la aplicación de las fuerzas en esta situación de carga se pueden observar en las zonas de color gris ubicadas en el techo y en la puerta del UTV al igual que en la primera etapa de simulación. En las *Imágenes 5-13 y 5-14* se puede ver este análisis.

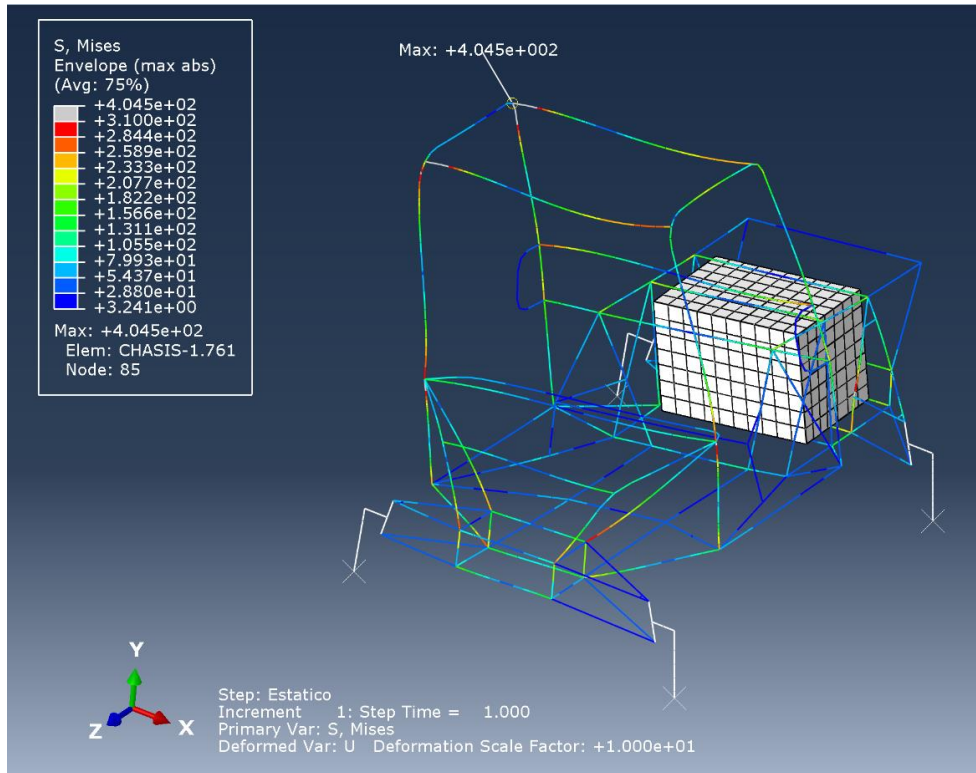


Imagen 5-13: Distribución de las tensiones de Von Mises (adelante)

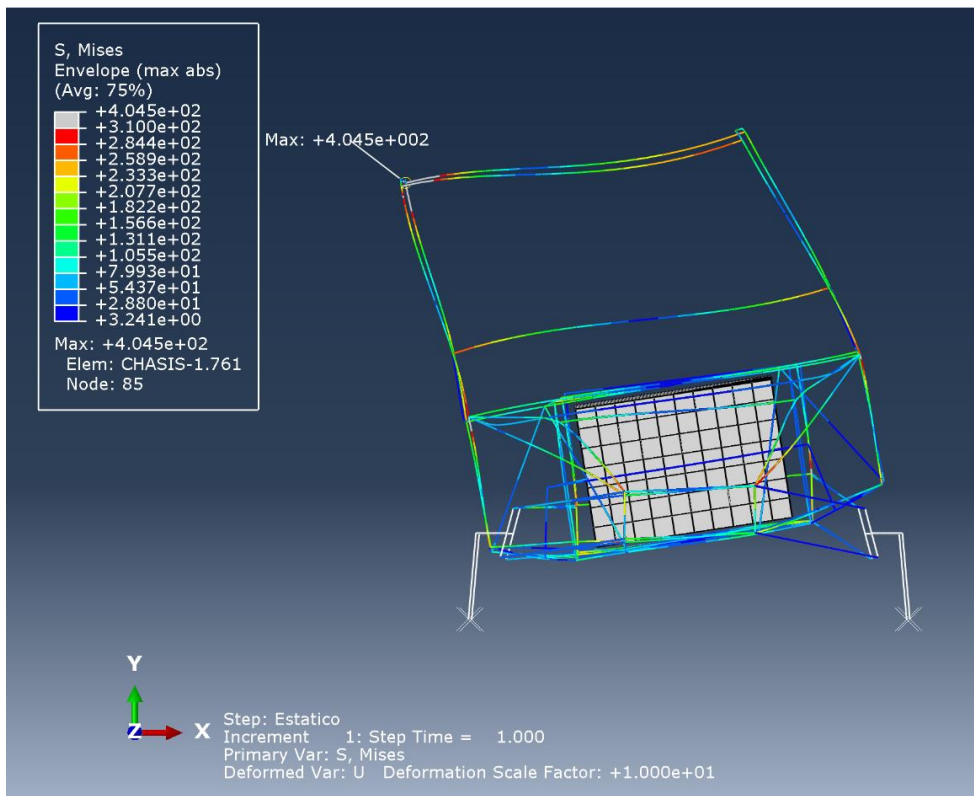


Imagen 5-14: Distribución de las tensiones de Von Mises (vista frontal)

5.5: Conclusiones

A partir de los estudios realizados a lo largo del capítulo, se comprobó que las tensiones máximas en la estructura del UTV no superaron el límite de rotura de 427 MPa por lo que se pudo afirmar que el ROPS cumple los requerimientos en cuanto a seguridad. Estas tensiones máximas se localizaron en las zonas del techo y de la puerta del vehículo, y generaron para estos casos deformaciones plásticas al ser mayores que el límite de fluencia

Además, se estableció que la estructura (ROPS) propuesta, luego de deformarse, obtuvo una altura entre el techo y los asientos de 1085,3 mm, que al superar el mínimo establecido, verifica la norma SAE J1194.

Si bien esta norma debe ser aplicada mediante la realización de ensayos físicos sobre la estructura del vehículo, los estudios realizados en este capítulo sirven como base sólida para los proyectos que versarán sobre las partes restantes de este UTV.

Capítulo 6

Conclusión y trabajos futuros

6.1: Conclusión del proyecto

En esta tesis se presentó el trabajo realizado en el diseño y verificación de la estructura de un vehículo UTV utilitario, tarea que ha logrado concretarse de manera satisfactoria sentando las bases y, a través de diferentes herramientas, avanzando de manera sustancial en el proceso de la consecución de nuestra principal motivación, la completa producción de un UTV de carácter estrictamente nacional.

En cuanto al chasis se llegó a un diseño multitubular determinando al acero ASTM A513-1 como el material y especificando las secciones de las vigas teniendo en cuenta los requerimientos que exigen las solicitaciones, pero sin descuidar consideraciones estéticas. El material fue seleccionado a partir del relevamiento de materiales existentes en la industria metalúrgica local en coalición a las propiedades deseadas en cuanto a resistencia y ductilidad.

El motor seleccionado, el EA-211 de la marca Volkswagen, fijó el espacio requerido en la geometría del diseño, así como los anclajes al chasis. Este motor no sólo es de fácil adquisición en la región, en relación con nuestras intenciones, sino que trae aparejado un mantenimiento sencillo y de bajo costo. Sus 75 CV garantizan la potencia necesaria para la multiplicidad de tareas a las que puede ser sometido el vehículo.

Se diseñó también la suspensión, cumpliendo sobremanera con todos los requisitos del UTV utilitario proyectado, incluyendo la selección del conjunto amortiguador-resorte en base a datos técnicos.

Definida la estructura, se realizó un estudio sometiéndola a diferentes solicitaciones provenientes de situaciones de cargas diversas, así como los casos más críticos de caída vertical y curva para evaluar el comportamiento de la estructura; verificándose que se cumplen eficazmente los requerimientos establecidos, tanto de uso regular como de seguridad. Esto quiere decir que ante ambos estudios en ningún lugar de la estructura se llegó a pasar la tensión de rotura del material de 427 MPa

asegurando una sólida respuesta del chasis y garantizando su robustez ante la más osada de las exigencias.

Concluida la primera de numerosas fases que comprenden un complejo proceso de investigación, esquematización y desarrollo integral de un vehículo UTV completamente argentino quedaron definidos tres aspectos cuya sinergia proporciona solicitaciones destacables. El éxito en las simulaciones estuvo dado a pesar de contar con un ancho de vías mayor a la media así como de un motor relativamente más potente, garantizando así no sólo una estructura sólida para las exigencias del trabajo pesado sino una provechosa estabilidad y mayor agarre que las modificaciones de este tipo traen aparejadas y que adquieren trascendencia al considerar el uso del UTV en actividades recreativas, opción que se ve respaldada por el amplio recorrido que provee la suspensión en circunstancias intensas, aun considerando el vehículo en instancias de carga máxima y con sus dos pasajeros a bordo.

6.2: Trabajos Futuros:

Tal como hemos mencionado, este proyecto resulta el punto de partida para el desarrollo del UTV completo, debido a que define las bases de la estructura inicial comprendiendo el chasis y la suspensión. Luego, es posible hacer algunas recomendaciones para las etapas siguientes, donde se estudiará además la ingeniería de detalle del vehículo.

Es posible segmentar este apartado en dos, el primero correspondería a la optimización sobre lo ya trabajado. Conjuntamente al entusiasmo que generaron tanto las etapas de investigación y desarrollo así como los resultados obtenidos en el presente proyecto, entendemos también que toda disertación es siempre susceptible de ser perfeccionada, en primera instancia, por la satisfacción personal que deviene de entregar siempre la mejor versión de la labor de uno mismo; de la mano, garantizar siempre resultados de excelencia, puesto que el proyecto conjuga

elementos devenidos de la teoría en orden a ser proyectados hacia la consecución física y tangible de los resultados. La construcción efectiva del vehículo UTV comprende una fase final interdisciplinar tan amplia como la que suscita el hecho puntual de insertar un vehículo en un medio social. Una responsabilidad de tamaña magnitud nos obliga a reposicionar los esfuerzos cada vez y a buscar siempre resultados mejores.

En segundo lugar, definir el itinerario de las fases restantes y, como tal, que no formaron parte de la tesis; sea porque forman parte de un estudio particular de ciertos sectores de la estructura o de otras estructuras o sistemas que se integrarán a ella.

Respecto a la instancia de optimización, se realizará un estudio sectorizado y pormenorizado del chasis, puntualmente, el análisis de los puntos críticos de la estructura. En el cuarto capítulo se analizó la estructura para ciertas condiciones de diseño, obteniéndose como resultado ciertos lugares que superaban levemente el límite establecido, entre ellos los anclajes del motor y ciertas zonas debajo de los asientos del chasis. En consecuencia, se procederá a realizar un estudio detallado que arroje mayor luz respecto a los anclajes del motor al chasis para, a partir de ello, especificar la manera en que esos anclajes deben realizarse. En el caso de las zonas donde las tensiones son altas, evaluaremos los refuerzos, estudiando la distribución de tensiones en la sección correspondiente y definiendo el refuerzo adecuado.

Ciertos análisis de las soldaduras, tal como la fatiga, debieron ser pospuestos en orden a respetar las dimensiones de la presente tesis. Aun así, se retomarán en trabajos posteriores, debido a que este tipo de vehículos sufren cargas dinámicas cíclicas la mayor parte de su uso debido a las exigencias de los terrenos que enfrentará. La importancia que representa para la estructura la unión entre todos los perfiles estructurales es inevitable.

Estos elementos hacen a la primera instancia y con ellos quedaría definida adecuadamente la estructura.

La segunda instancia abarcará el análisis y desarrollo pertinente a la dirección del vehículo, los circuitos eléctricos, el diseño de la carrocería y el conjunto motor. Respecto a este último, si bien pudo verse que fue seleccionado en la parte inicial de este trabajo a expensas de conocer tanto su ubicación en la estructura como para definir la geometría de esta, aun se vuelve necesario un análisis pertinente a los componentes asociados al motor en cuestión. Se evaluarán entonces en trabajos futuros materias respectivas a la transmisión, a la dirección y a los circuitos eléctricos. El diseño y dimensionamiento de la carrocería será una de las fases más complejas ya que, funcionalmente no sólo quedarán definidos los puntos de anclaje de todos los paneles viéndose modificado incluso el chasis en esos puntos específicos, así como los puntos donde se ubican los tacos del motor, tras lo cual el vehículo estaría en condiciones de someterse a los test de ruido que exige la ROHVA así como a los estudios de impacto (Crash Test) velando por la fiabilidad del vehículo y la integridad de los pasajeros ante eventos adversos; sino porque es uno de los apartados en que el esfuerzo invertido en el factor estético y el atractivo cobra mayor preponderancia. Definir un concepto estético, armonizar en relación a él, un diseño equilibrarlo en conjunto con las solicitudes, atender el detalle en la instrumentación de base y la accesoría (para lo cual se vuelve necesario conocer las necesidades del rubro) irán dirigiendo y especificando el proyecto hacia su fase final. Elaborar un vehículo nacional desde sus cimientos no adquiere plena suficiencia si no se lo vincula al usuario. Tal reciprocidad necesitará establecerse en un territorio que adjunta disciplinas diversas que se nutren de estudios de mercado, de la psicología del consumidor, de las necesidades de la industria y del marketing, que es un poco de todas ellas.

Anexo

Se detallan las especificaciones del UTV diseñado:

- **Propulsión:**

Versión: VW up!, 1.0 l MPI nafta (EA-211)

Cilindrada: 999 cm³

Cilindros: 3

Potencia: 75 CV

Torque máximo: 95 Nm a 3000 rpm

Transmisión: Manual 5 velocidades

- **Dimensiones:**

Alto: 1820 mm

Ancho: 1910 mm

Largo: 2575 mm

Entre ejes: 2050 mm

Distancia al suelo: 300 mm

Peso (con pasajeros): 1700 kg

Capacidad caja de carga: 400 kg

- **Chasis:**

Material: Acero ASTM A513-1

Geometría: Multitubular de sección cuadrada 40x40x3 mm y de sección redonda de 50x3 mm

- **Suspensión delantera:**

Geometría: Dobles triángulos de sección redonda maciza de 40 mm

Recorrido: 270 mm

Conjunto amortiguador-resorte: $K=22000$ N/m; $C=1541$ Ns/m

- **Suspensión trasera:**

Geometría: Dobles triángulos de sección redonda maciza de 40 mm

Recorrido: 270 mm

Conjunto amortiguador-resorte: $K=53000$ N/m; $C=3239$ Ns/m

- **Neumáticos:**

Delanteros: 26"x9"-12"

Traseros: 26"x10"-12"

La *Imagen 6-1* es una ilustración de la estructura propuesta.

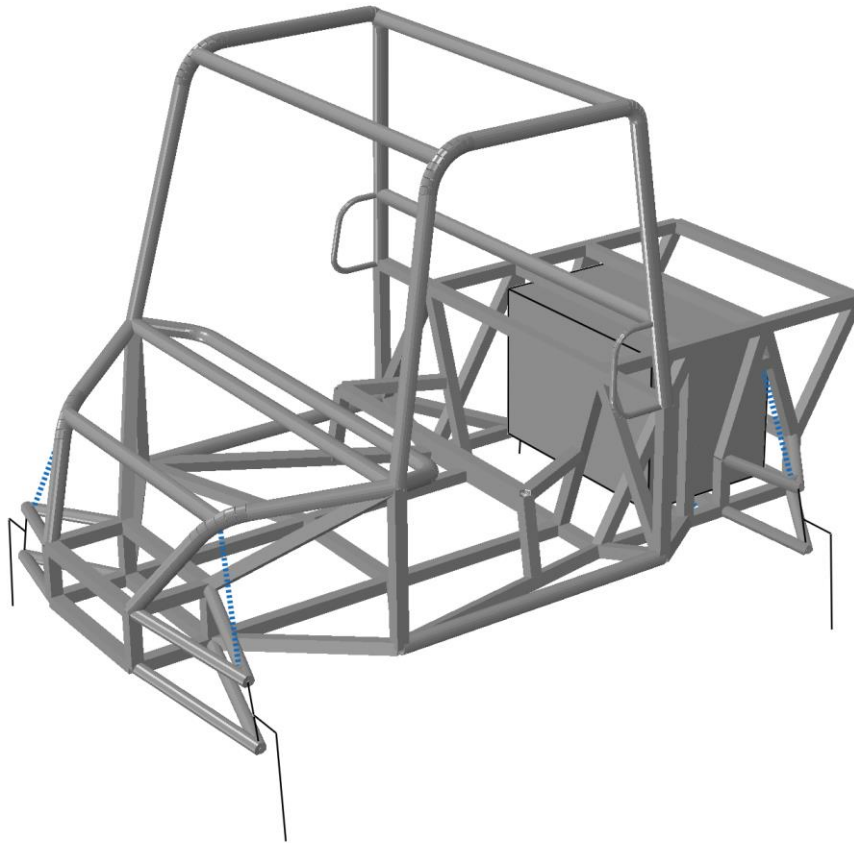


Imagen 6-1: Estructura (chasis más suspensión) del UTV utilitario proyectado

Bibliografía

Capítulo 1:

[Ref. 1-1]: PlanetaJoy, (2012, febrero 7), *UTV, El nuevo vehículo fetiche de la costa argentina*, Recuperado de <https://m.planetajoy.com/?UTV%2C+el+nuevo+veh%EDculo+fetiche+de+la+costa+argentina&page=ampliada&id=4024>

[Ref. 1-2]: iProfesional, (2017, febrero 20), *Textron lanza los nuevos UTVs en la Argentina*, Recuperado de <https://www.iprofesional.com/autos/273322-La-americana-Textron-lanza-los-nuevos-UTVs-en-la-Argentina-para-competir-con-Polaris-y-Canam>

[Ref. 1-3]: Polaris, (2018, marzo 6), *Spec Polaris Ranger XP 900*, Recuperado de <https://ranger.polaris.com/en-us/ranger-xp-900/>

[Ref. 1-4]: Honda, (2018, marzo 6), *Spec Honda Pioneer 500*, Recuperado de <https://powersports.honda.com/pioneer/500/home.aspx>

[Ref. 1-5]: Kawasaki, (2018, marzo 6), *Spec Kawasaki Mule 4010*, Recuperado de <https://www.kawasaki-la.com/la-es/productos/2018-mule-4010-trans4x4/especificaciones>

[Ref. 1-6]: Can-Am, (2018, marzo 6), *Spec Can-Am Commander 1000 LTD*, Recuperado de <https://can-am.brp.com/off-road/side-by-side/commander/commander.html>

Capítulo 2:

[Ref. 2-1]: Polaris, (2018, marzo 6), *Spec Polaris Ranger XP 900*, Recuperado de <https://ranger.polaris.com/en-us/ranger-xp-900/>

[Ref. 2-2]: Volkswagen, (2018, marzo 6), *Especificaciones Volkswagen up!*, Recuperado de <https://www.volkswagen.com.ar/es/modelos/Nuevo-up.html#f5e50b06692ec21a6db4deca034b94ea>

[Ref. 2-3]: Betzler, J. W.; Reimpell, J.; Stoll, H., (2001), *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, Woburn MA, E.E.U.U., Butterworth-Heinemann.

[Ref. 2-4]: American Society for Testing and Materials, (1998), *Annual Book for Standards Designation A513-97a*, New York NY, E.E.U.U., American Society for Testing and Materials.

[Ref. 2-5]: Asociación de Pilotos de Automóviles de Turismo, (2018), *Reglamento Técnico de la Categoría de Turismo Nacional Clase 2 y 3*.

[Ref. 2-6]: Gillespie, T. D., (1992), *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Warrendale PA, E.E.U.U, Society of Automotive Engineers.

Capítulo 3:

[Ref. 3-1]: Gillespie, T. D., (1992), *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Warrendale PA, E.E.U.U, Society of Automotive Engineers.

[Ref. 3-2]: Betzler, J. W.; Reimpell, J.; Stoll, H., (2001), *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, Woburn MA, E.E.U.U., Butterworth-Heinemann.

[Ref. 3-3]: Aisopoulos, P. J., (2011), *Suspension System*, Thessaloniki, Greece, Department of Vehicles Alexander Technological Educational Institute of Thessaloniki Greece.

[Ref. 3-4]: Adams, H., (1993), *Chassis Engineering*, New York NY, E.E.U.U., The Berkley Publishing Group.

[Ref. 3-5]: Rill, G., (2009), *Vehicle Dynamics*, Regensburg, Germany, University of Applied Sciences.

[Ref. 3-6]: Hertig, R. R., (1978), *Mecánica Teórica*, Buenos Aires, Argentina, El Ateneo.

[Ref. 3-7]: Seto, W. W., (1970), *Teoría y Problemas de Vibraciones Mecánicas*, Naucalpan de Juárez Estado de México, México, McGraw-Hill.

[Ref. 3-8]: Eibach, (2018, febrero 12), *Eibach Motorsport Catalog*, Recuperado de <https://eibach.com/us/c-9-ers.html>

[Ref. 3-9]: Clark, S. K., (1971), *Mechanics of Pneumatic Tires*, Washington DC, E.E.U.U., National Bureau of Standards.

Capítulo 4:

[Ref. 4-1]: American Society for Testing and Materials, (1998), *Annual Book for Standards Designation A513-97a*, New York NY, E.E.U.U., American Society for Testing and Materials.

[Ref. 4-2]: Milliken, W. F.; Milliken D. L., (1995), *Race Car Vehicle Dynamics*, Warrendale PA, E.E.U.U., Society of Automotive Engineering.

[Ref. 4-3]: American Welding Society, (1991), *Welding Handbook Vol. 1 Welding Technology*, Miami FL, E.E.U.U., American Welding Society.

[Ref. 4-4]: American Welding Society, (2012), *Specification for Carbon Steel Electrodes A5.1*, Miami FL, E.E.U.U., American Welding Society.

Capítulo 5:

[Ref. 5-1]: Society for Automotive Engineering, (1983), *Norma SAE J1194: Roll-Over Protective Structures (ROPS) for wheeled agricultural tractors*, Washington DC, E.E.U.U., The Executive Director Office of the Federal Register.