



**Universidad**  
Zaragoza

# Trabajo Fin de Grado

Análisis del comportamiento del sistema de  
suspensión en el bogie de un vehículo  
ferroviario

Behavior analysis of a rail vehicle bogie  
suspension system

Autor/es

**David Aparicio Recio**

Director/es

**Emilio Larrodé Pellicer**

Ingeniería Mecánica  
Escuela de Ingeniería y Arquitectura  
2024



# RESUMEN

El objetivo principal es analizar el comportamiento del sistema de suspensión en un bogie de un vehículo ferroviario, de manera que se pueda dimensionar de acuerdo con las características del vehículo y de las condiciones de marcha. Para ello se creará un modelo en 3D que sirva de plataforma de ensayo, para diferentes tipos de análisis del sistema de suspensión en función de las cargas y de las características del sistema de suspensión elegido y hacer la comparativa. Asimismo, analizar la influencia de las masas involucradas como el peso del bogie, en la suspensión.

Se utilizarán programas de diseño en 3D y de elementos finitos para realizar el modelo físico, que posteriormente se discretizará para poder realizar cálculos de los diferentes sistemas componentes, en particular, el cálculo estructural y el comportamiento del sistema de suspensión. Mediante la variación de diferentes parámetros de diseño de los sistemas componentes y de los diferentes estados de carga, se obtendrá una plataforma de ensayo para calcular las diferentes configuraciones y comparar sus prestaciones.

# AGRADECIMIENTOS

Quisiera expresar mi profundo agradecimiento a mi tutor Emilio Larrodé Pellicer, por su dedicación y orientación a lo largo de este proyecto. Desde el primer día que acudí a él supo guiarme a través de su conocimiento y experiencia, lo cual fue fundamental para el desarrollo de mi trabajo.

También quiero reconocer el apoyo brindado por el profesor Javier Oscar Abad Blasco, el cual he tenido el placer de disfrutar como profesor en dos asignaturas de la carrera. Agradecer su ayuda indudable con el programa de diseño SolidWorks y sus consejos.

No puedo pasar por alto el apoyo incondicional de mi familia, en especial el de mi madre, persona que siempre ha confiado en mí y sin ella nada de esto sería posible. Sobre todo, por la paciencia que ha tenido; y el amor y apoyo que he recibido.

No me imagino como hubiera sido esta etapa sin las personas que he conocido, las cuales ahora son amigos. Agradecerles también los momentos compartidos.

Este proyecto, que cierra y abre una nueva etapa en mi vida no es más que un reflejo de lo que se puede conseguir con esfuerzo y dedicación. Por ello, de alguna manera quiero agradecerme a mí mismo la perseverancia que he tenido.

Por último, quiero recordar de alguna manera a mi perro Brutus que lamentablemente nos dejó hace un mes. Era un compañero fiel, un confidente y, en muchos sentidos un miembro de la familia. Aunque “sólo fuera un perro” yo lo sentía como un hermano, y el vínculo que me unía a él era más fuerte que con cualquier otra persona. Dicen que los perros se parecen a los dueños. Este trabajo está dedicado a su memoria, recordando los momentos compartidos. Él también ha formado parte de esta etapa y forma parte de mí.





# ÍNDICE

RESUMEN .....	2
AGRADECIMIENTOS.....	3
INTRODUCCIÓN .....	7
CAPÍTULO 1. SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN BOGIE .....	8
1.1 SUSPENSIÓN PRIMARIA.....	9
1.2 SUSPENSIÓN SECUNDARIA.....	10
1.3 ELEMENTOS DE SUSPENSIÓN .....	13
CAPÍTULO 2. DESARROLLO DE LA SIMULACIÓN .....	22
2.1 MODELO .....	22
2.1.1 CONJUNTO BASTIDOR .....	23
2.1.2 REFUERZO.....	26
2.1.3 CAJA DE GRASA .....	29
2.1.4 EJE.....	31
2.1.5 RUEDA .....	31
2.1.6 MUELLES.....	33
2.2 CONDICIONES DE CARGA Y DE CONTORNO .....	34
CAPÍTULO 3. ANÁLISIS ESTÁTICO .....	36
3.1 VAGÓN PORTA-COCHES MMA.....	38
3.1.1 VAGÓN PORTA-COCHES VACÍO (125 kN) .....	38
3.1.2 VAGÓN PORTA-COCHES CARGADO (200 kN).....	42
CAPÍTULO 4. ESTUDIO DE FRECUENCIA.....	47
4.1 VAGÓN PORTA-COCHES MMA CARGADO (200 kN) .....	50
4.1.1 CASO 1: (A, B=0,7·A).....	50
4.1.2 CASO 2: (A, B=0,8·A).....	51
4.1.3 CASO 3: (A, B=0,9·A).....	51
4.1.4 CASO 4: (A, B=A).....	52
4.1.5 CASO 5: (A, B=1,2·A).....	52
4.1.6 CASO 6: (A, B=1,6·A).....	53
4.1.7 CASO 7: (A, B=2·A).....	53
CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES .....	57
CAPÍTULO 6. BIBLIOGRAFÍA.....	59
Índice de Ilustraciones.....	60
Índice de Tablas .....	63
Índice de Gráficas .....	64



Índice de Ecuaciones .....	64
ANEXO I: VEHICULOS FERROVIARIOS .....	66
1. MATERIAL RODANTE FERROVIARIO.....	66
2. EL BOGIE.....	68
3. PARTES ESENCIALES DE UN BOGIE .....	69
3.1. BASTIDOR .....	70
3.2 EJE.....	71
3.3 RUEDAS.....	72
3.4 CAJAS DE GRASA.....	75
3.5 SISTEMA DE SUSPENSIÓN .....	75
ANEXO II: NORMATIVA APLICABLE .....	76
ANEXO III: MATERIAL Y PROPIEDADES FISICAS DEL MODELO 3D.....	78
ANEXO IV: ANÁLISIS ESTÁTICO .....	80
3.2 VAGÓN TOLVA TT7.....	80
3.2.1 VAGÓN TOLVA TT7 VACÍO (120 kN) .....	80
3.2.2 VAGON TOLVA TT7 CARGADO (400 kN).....	82
3.3 VAGÓN PORTA-CONTENEDORES MMC3E .....	86
3.3.1 VAGÓN PORTA-CONTENEDORES MMC3E VACÍO (100 kN).....	87
3.3.2 VAGÓN PORTA-CONTENEDORES MMC3E CARGADO (450 kN) .....	89
ANEXO V: ESTUDIO DE FRECUENCIA .....	93
4.2 VAGÓN TOLVA TT7 CARGADO (400 kN) .....	93
4.2.1 CASO 1: (A, B=0,7·A).....	93
4.2.2 CASO 2: (A, B=0,8·A).....	93
4.2.3 CASO 3: (A, B=0,9·A).....	94
4.2.4 CASO 4: (A, B=A).....	94
4.2.5 CASO 5: (A, B=1,2·A).....	95
4.2.6 CASO 6: (A, B=1,6·A).....	95
4.2.7 CASO 7: (A, B=2·A).....	96
4.3 VAGÓN PORTA-CONTENEDORES MMC3E CARGADO (450 kN).....	97
4.3.1 CASO 1: (A, B=0,7·A).....	97
4.3.2 CASO 2: (A, B=0,8·A).....	98
4.3.3 CASO 3: (A, B=0,9·A).....	98
4.3.4 CASO 4: (A, B=A).....	99
4.3.5 CASO 5: (A, B=1,2·A).....	99
4.3.6 CASO 6: (A, B=1,6·A).....	100



4.3.7 CASO 7: (A, B=2·A).....	100
ANEXO VI: PLANOS.....	102

# INTRODUCCIÓN

El contexto de este TFG no es nada menos que el interés personal en este campo que adquirí, al estar trabajando durante una temporada como becario en una empresa dedicada a la fabricación de material rodante. Dado esto, aproveche la formación y los conocimientos que iba a desarrollar en el sector ferroviario para enfocar mi TFG en este ámbito.

Por lo que este proyecto se basa en el análisis del sistema de suspensión de un bogie de un vehículo ferroviario de mercancía.

Los capítulos abordados en este son los siguientes:

**CAPÍTULO 1: SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN BOGIE**, introduce y desarrolla los componentes del sistema de suspensión de cualquier bogie. Clasifica y analiza los tipos de sistemas de suspensión, así como los elementos que la componen. Sirve de introducción para tener contexto del conjunto que se va a analizar.

**CAPÍTULO 2: DESARROLLO DE LA SIMULACIÓN**, se explica como se ha ido desarrollando el modelo 3D en SolidWorks y se establecen las condiciones de carga y de contorno que se van a aplicar.

**CAPÍTULO 3: ANÁLISIS ESTÁTICO**, análisis de cargas estáticas atendiendo a las solicitaciones de vagones que se han extraído de la página oficial de RENFE. Se estudia un caso, los demás se desarrollan en anexo. Conclusiones de este estudio con una ayuda de una tala resumen.

**CAPÍTULO 4: ESTUDIO DE FRECUENCIA**, análisis de las frecuencias normales del bogie en función de la rigidez normal de la suspensión. Se analizan distintos casos variando la rigidez. Conclusiones extraídas con ayuda de gráficas.

**ANEXO I: VEHÍCULOS FERROVIARIOS**, se da contexto al material rodante ferroviario y a las demás partes del bogie.

**ANEXO II: NORMATIVA APLICABLE**, Normativa del sector ferroviario que aplica a este proyecto.

**ANEXO III: MATERIAL Y PROPIEDADES FÍSICAS DEL MODELO 3D**, Información sobre el material aplicado en el análisis y las propiedades físicas del bogie. Extraído de SolidWorks.

**ANEXO IV: ANÁLISIS ESTÁTICO**, desglose de los casos que no aparecen en el capítulo 3.

**ANEXO V: ESTUDIO DE FRECUENCIA**, desglose de los casos que no aparecen en el capítulo 4.

**ANEXO VI: PLANOS**, planos de montaje y de dimensiones generales del bogie.



# CAPÍTULO 1. SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN BOGIE

*(Para entender mejor el contexto de la suspensión del bogie y los demás elementos que componen el propio bogie, se recomienda hacer uso del ANEXO I.)*

La suspensión como tal, es un conjunto de elementos destinados a absorber la energía que se produce por los golpes e irregularidades de la vía durante la marcha, transmitiendo esta energía hacia la caja, pero variando la amplitud y el tiempo con la que llega, evitando deterioros y proporcionando confort a los pasajeros o carga que se transporta. Se encarga de soportar el peso del tren y permitir su movimiento elástico controlado sobre sus ejes, así como mantener la estabilidad del vehículo, proporcionando seguridad.

Los esfuerzos que transmite la rodadura a la vía varían en función de la masa de ésta, conocida como **masa no suspendida** (ejes, ruedas, frenos...), que está compuesta por los diferentes elementos que se instalan o apoyan sobre el eje, soportando éste directamente su masa, sin que exista ningún elemento elástico entre rueda y el carril. Por otro lado, existe otra parte llamada **masa suspendida**, que es la parte de la masa total que es soportada por el sistema de suspensión (el chasis, grupo motor, carrocería...).

El sistema de suspensión está constituido genéricamente por componentes comunes para todo tipo de vehículo y las diferencias en su diseño radican en el tipo, las dimensiones y prestaciones específicas del vehículo.

La suspensión constituye un aspecto fundamental en el diseño mecánico de cualquier vehículo, ya que afecta a muchas prestaciones de este. Como consecuencia de su influencia sobre otras prestaciones del vehículo, el diseño de una suspensión no puede realizarse atendiendo exclusivamente a uno de los aspectos afectados por ella, por tanto, no es de extrañar que generalmente las soluciones alcanzadas solo constituyan un compromiso que más o menos tiene en cuenta los imperativos a satisfacer. Todo ello confiere al diseño de la suspensión una gran complejidad y requiere la participación de personas con muchos años de experiencia.

En el bogie de un vehículo ferroviario se distinguen, por lo general, dos clases de suspensión, la suspensión primaria y la suspensión secundaria.

La *Ilustración 1* muestra el modelo dinámico del conjunto tren-vía.

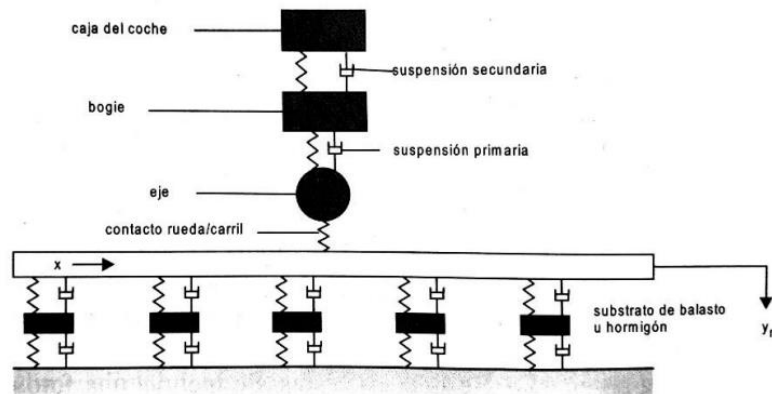


Ilustración 1 Modelo dinámico del conjunto tren-vía

## 1.1 SUSPENSIÓN PRIMARIA

La suspensión primaria se encuentra entre el conjunto del eje montado y el bastidor del bogie.

Por lo general, cumple las siguientes funciones:

- Transmite los esfuerzos verticales y horizontales entre el bastidor del bogie y el eje
- Guía los ejes en direcciones longitudinales y laterales.
- Reduce el nivel de vibraciones que soporta el bastidor del bogie y los elementos montados sobre él.
- Asegura un reparto homogéneo de cargas sobre ruedas, lo cual es fundamental de cara a las prestaciones de tracción y freno evitando el riesgo de descarrilamiento.

Como se puede ver en la *Ilustración 2*, el bastidor del bogie descansa sobre las cajas de grasa de los ejes a través de la suspensión primaria.

Comúnmente, para esta suspensión, se utilizan los amortiguadores y los muelles mecánicos.

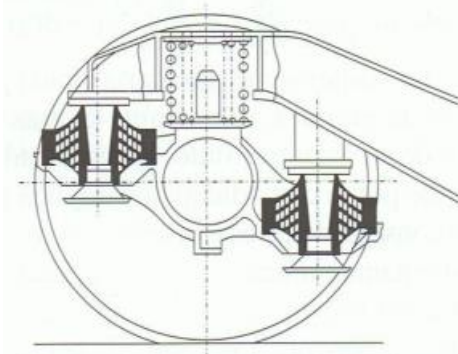


Ilustración 2 Suspensión primaria del bogie

Puede ser de dos tipos:

- **Independiente:** Cada caja de grasa dispone de muelles, sin ninguna relación con el resto de la suspensión.
- **Conjugada:** Los muelles de las cajas de grasa están enlazados mediante una sucesión de balancines y tirantes, consiguiendo con este sistema articulado homogeneidad de masas. Actualmente no se utiliza.

Según el tipo de vehículo ferroviario, pueden aumentar las sollicitaciones dinámicas y velocidades, por lo que estas suspensiones primarias tienden a complicarse, pasando del simple montaje de un resorte y amortiguador, o de campanas de goma o caucho, a montajes muy complejos y avanzados como el que se muestra en la *Ilustración 3*.



*Ilustración 3 Esquema suspensión primaria moderna*

Principalmente, para el diseño de estos sistemas, es crucial el proyecto de ciclo de histéresis del conjunto y de la fatiga del elemento elástico que, con el paso del tiempo, va provocando la bajada o reducción de su altura y, consecuentemente, el recalce o incorporación de la goma dentro de la campana soporte. Ello implica la realización de periódicas mediciones de dicha altura y, en su caso, la incorporación de calas de suplemento.

Por supuesto, no hay que hacer de menos en cuanto al estudio de las curvas de rigidez elástica vertical y horizontal. Estas deben de analizarse, así como las deformaciones máximas y las características en cuanto a resistencia y fluencia.

Hoy en día, para mejorar el funcionamiento de este tipo de suspensiones, se está investigando sobre la inclusión de sistemas inteligentes que permitan variar los coeficientes de amortiguación de la suspensión. Así, es posible modificar las curvas de rigidez y las deformaciones según la carga para reducir las vibraciones y aceleraciones en la caja del tren.

## 1.2 SUSPENSIÓN SECUNDARIA

A su vez, entre la caja del coche ferroviario y el bogie, se encuentra una segunda suspensión que, como tal, se denomina suspensión secundaria (2ª).

Principalmente, la función de esta suspensión es asegurar el filtrado de las vibraciones, no solo en dirección vertical, sino también en dirección lateral. Por este motivo, las suspensiones secundarias presentan una alta flexibilidad en ambas direcciones, vertical y lateral.

En dirección vertical es habitual la utilización de suspensiones con frecuencia natural próxima a 1 Hz. Esta selección se debe a que es a esta frecuencia a la que el ser humano mejor soporta los movimientos verticales, debido a que el centro de gravedad de nuestro cuerpo oscila con esta frecuencia al caminar, ya que nuestros órganos internos se mueven durante la marcha oscilando verticalmente aproximadamente con esta frecuencia.

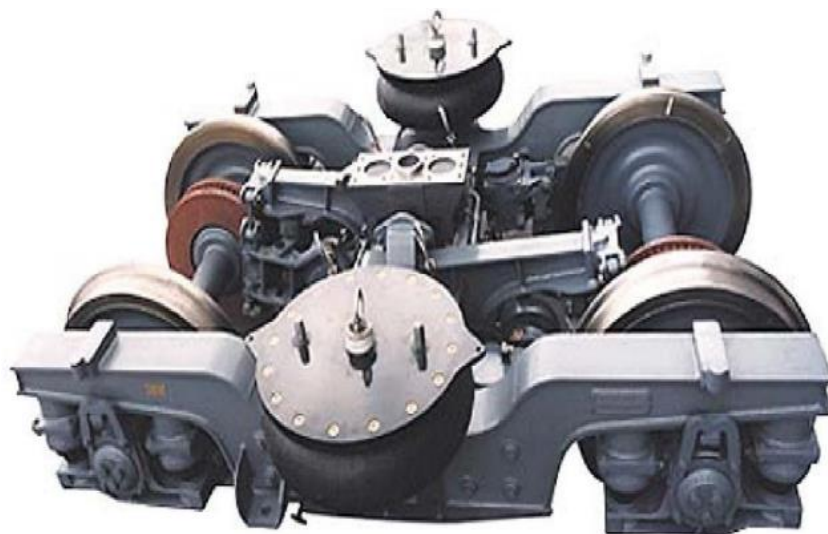
Los vehículos “no provistos de bogie” carecen de este tipo de suspensión.

Como se puede ver en la *Ilustración 4*, la caja del vehículo descansa sobre el bastidor del bogie a través de la suspensión secundaria.



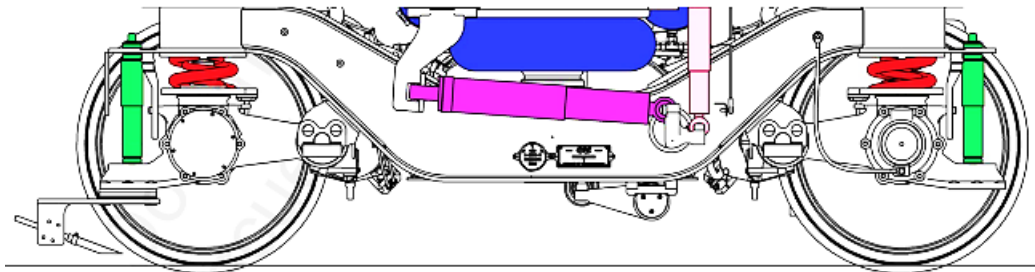
*Ilustración 4 Suspensión secundaria flexicoil bogie*






Comúnmente, para esta suspensión, se utilizan todo tipo de resortes y los correspondientes amortiguadores verticales. Por otro lado, es posible utilizar gomas o balones llenos de aire comprimido sobre los que va montada la caja a través de una viga. Actualmente, estas balonas neumáticas, están siendo muy utilizadas debido a la comodidad que proporcionan a la caja del tren a velocidades moderadas. Además, es posible una facilidad de regulación mediante la incorporación de mayor o menos presión en los balones de aire según la carga del tren en curva o recta y mantiene constante el nivel de altura de piso respecto a la altura de carriles. La *Ilustración 5* muestra la suspensión secundaria mediante balones de aire comprimido de un bogie.



*Ilustración 5 Suspensión secundaria neumática bogie*

En la siguiente *Ilustración 6* podemos ver un resumen de los dos tipos de suspensiones ya nombrados.



<u>PRIMARIA</u>	<u>SECUNDARIA</u>
 Muelles helicoidales	 Balonas neumáticas
 Amortiguadores hidráulicos	 Amortiguadores hidráulicos
	 Sistema de amortiguación anti-lazo

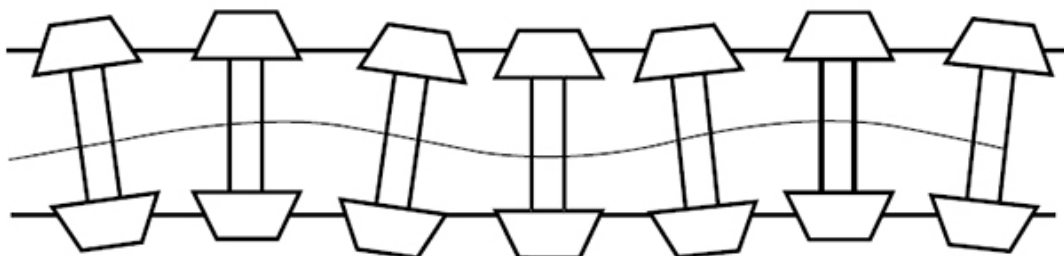
*Ilustración 6 Esquema suspensión de un bogie*

Como se puede observar, en morado aparece otro elemento de suspensión que compone el sistema de amortiguación anti-lazo. Pero, obviamente, antes debemos saber por qué.

#### ¿Qué es el movimiento de lazo?:

El movimiento de lazo, es un movimiento en zigzag del bogie, que se origina por la inestabilidad de marcha producida por defectos en el guiado, perfil de ruedas defectuoso, problemas en la amortiguación, defectos en el perfil de la cabeza del carril, etc.

Los bogies se enlazan al bastidor del vehículo mediante la suspensión secundaria, bielas de arrastre, etc., siendo necesarias medidas que eviten o atenúen el problema de inestabilidad. Para ello se recurre a dispositivos antilazo (como el mostrado en la *Ilustración 6*), formados por amortiguadores anti-lazo entre bastidor de bogie y caja (transversales y longitudinales), y barras de torsión.



*Ilustración 7 Movimiento de lazo del eje montado de un bogie*

## 1.3 ELEMENTOS DE SUSPENSIÓN

La suspensión es el conjunto de elementos, destinados a absorber la energía que se produce por los golpes e irregularidades de la vía durante la marcha, transmitiendo esta energía hacia la caja, pero variando la amplitud y el tiempo con la que llega, evitando deterioros y proporcionando confort.

Podemos encontrar múltiples tipos de elementos en la suspensión de un vehículo ferroviario. Todos estos deben asegurar las funciones anteriormente nombradas de confort, estabilidad, seguridad y calidad de marcha.

Una forma bastante común de clasificar estos elementos es la siguiente:

- **Elementos elásticos:** son los encargados de garantizar la unión entre los elementos de rodadura y el vehículo, proporcionando así una fuerza recuperadora cuando ocurre una separación entre ambos.
- **Elementos amortiguadores:** su función es disipar la energía, lo que hace que desaparezca cualquier movimiento oscilatorio provocado por cualquier tipo de irregularidad que afecte a la suspensión.

Podríamos destacar otro tipo de elementos de suspensión a esta clasificación, que comprendería los elementos que realizan ambas funciones, o lo que es lo mismo, son elementos elásticos y de amortiguamiento.

Importante mencionar como se suelen distribuir los siguientes elementos. Los resortes de las suspensiones primarias suelen ser de tipo helicoidal, caucho metal o ballesta. Para las suspensiones secundarias los elementos más difundidos son los resortes neumáticos o helicoidales. Estos elementos trabajan de manera conjunta con amortiguadores y barras de torsión.

Entre los principales sistemas de suspensión podemos señalar que los más comunes son:

- a) Por fricción (Placas de guarda)
- b) Ballestas
- c) Muelles helicoidales
- d) Amortiguadores hidráulicos
- e) Balonas neumáticas
- f) Barras de torsión
- g) Resortes metal-caucho

A continuación, se describen todos estos elementos:

### a) SISTEMAS POR FRICCIÓN

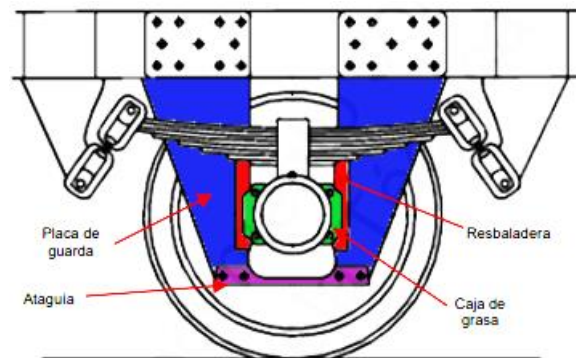
- **Placas de guarda**

Los vagones de dos ejes están dotados de placas de guarda, entre las cuales van alojadas las cajas de grasa de los ejes, de forma que puedan tener lugar, entre ciertos límites, desplazamientos tanto transversales como longitudinales y verticales.

El conjunto está constituido por dos placas simétricas, unidas a los largueros del bastidor mediante cordones de soldadura o roblones. En los cantos interiores y con el fin de evitar el desgaste debido al deslizamiento de la caja de grasa, las placas van provistas de unas piezas en forma angular, unidas a ellas mediante cordones de soldadura. Estas piezas reciben el nombre de **resbaladeras** o guías de placa.

En la parte inferior las dos placas están unidas por una pieza llamada **ataguía**, que hace a las placas solidarias y evita que la caja de grasa pueda salirse en su desplazamiento vertical. La ataguía está unida a cada placa de guarda mediante dos tornillos con arandela y tuerca hexagonal.

Las **resbaladeras** o guías de placa son piezas angulares. En la parte inferior, cada placa tiene dos taladros para fijar la ataguía. Las placas están unidas al larguero, además del cordón de soldadura, por unas piezas denominadas bridas para placas, que van soldadas al larguero y a la parte posterior de la placa, y cuya misión es sujetar las placas de guarda a la altura del borde inferior del larguero evitando que se puedan desprender del larguero y se fisuren los cordones. También pueden ir sujetas mediante roblones.



*Ilustración 8 Sistema por placas de guarda*

Aunque este elemento tiene como principal cometido la guía y sujeción de la caja de grasa, además de transmitir los esfuerzos de tracción y frenado de las ruedas al bastidor y viceversa, también proporciona cierta amortiguación a los movimientos producidos por los esfuerzos propios de la marcha y el frenado mediante el rozamiento de la placa de guarda y las resbaladeras. Por ello se debe de reconocer como elemento de amortiguación por fricción que se ve suplementado con la colocación de ballestas.

## b) BALLESTAS

Las ballestas o, también conocidas como resorte de láminas, son elementos formados por un conjunto de láminas/hojas de acero de sección rectangular de diferente longitud unidas, las cuales permiten el deslizamiento entre ellas cuando éstas se deforman por la fuerza que soportan. Trabajan a flexión. En función de la carga que soportan, se establece el número de hojas y su espesor.

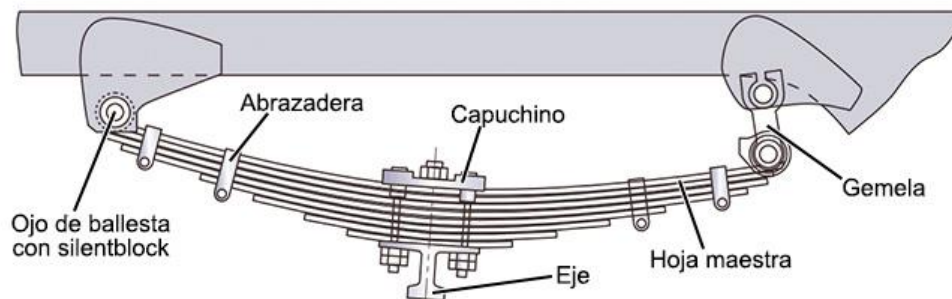


Ilustración 9 Ballesta

La lámina principal, la más larga, se llama lámina o lámina maestra. Las otras láminas, denominadas láminas de sostén, son de longitudes desiguales, y están unidas entre sí por un bulón central o capuchino. La principal, a veces suele ser de mayor grosor que las otras, debido a que tiene que soportar esfuerzos de todas clases como consecuencia de los movimientos verticales, longitudinales y transversales de la parte suspendida con respecto a la no suspendida. Los extremos de esta son rectangulares o de forma trapezoidal o parabólica.

En la *Ilustración 10* se puede apreciar los distintos tipos de ballestas.

Ballesta sin ojos	Ballesta con ojos y resorte auxiliar inferior	Ballesta parabólica con ojos
Ballesta con ojos	Ballesta parabólica con ojos monolaminar	Parabólica con ojos y resorte auxiliar superior
Ballesta con ojos y resorte auxiliar superior	Ballesta parabólica sin ojos	Parabólica con ojos y resorte auxiliar inferior

Ilustración 10 Tipos de ballestas

Las ballestas se utilizan como resortes de suspensión en los vehículos, realizando la unión entre el chasis y los ejes de las ruedas. Su finalidad es amortiguar los choques debidos a las irregularidades de la vía.

Como ya se ha mencionado, poseen una alta capacidad de carga, por lo que suelen ser utilizadas en trenes de mercancías.

Se suelen utilizar ballestas de doble flexibilidad, en las que parte de las hojas comienzan a deformarse a partir de una determinada carga. De esta forma, se consigue que la frecuencia de la suspensión no cambie demasiado entre las condiciones de tara y carga



máxima y, por parte, en vehículos ferroviarios se asegura una deformación elevada hasta descarga completa de ruedas, lo cual es una condición necesaria para evitar riesgos de descarrilamiento.

Actualmente a pesar de su poca utilización en el material rodante, tiene múltiples ventajas, como son su bajo coste, su capacidad para soportar grandes cargas y su amortiguamiento propio, además de realizar funciones adicionales de guiado lateral y longitudinal.



*Ilustración 11 Suspensión primaria de bogie con ballesta*

### **c) MUELLES**

Los muelles son elementos cuya función principal es absorber esfuerzos. Generalmente se montan sobre asientos de caucho y absorben movimientos de compresión y torsión, laterales y longitudinales. En ocasiones, los muelles se montan por pares concéntricos, de forma que mientras un resorte actúa ante pequeños esfuerzos, el que completa el par absorbe los esfuerzos superiores. A su vez, tienen la capacidad de acumular energía y desprenderse de ella sin sufrir deformación permanente cuando cesan las fuerzas o la tensión a las que son sometidos.

Los podemos encontrar de materiales muy diversos, tales como acero al carbono, acero inoxidable, acero al cromo-silicio, cromo-vanadio, bronce, plástico, entre otros, que presentan propiedades elásticas y con una gran diversidad de formas y dimensiones. Son probablemente los elementos de rigidez más utilizados en las suspensiones de vehículos. Normalmente se utilizan trabajando en compresión y en torsión. Se fabrican a partir de varillas y/o barras de acero de alta resistencia. Su tensión inicial es obtenida, durante el arrollamiento en frío, por una deformación permanente.

La varilla o barra de acero de sección redonda o cuadrada va arrollada en forma de hélice cilíndrica a derecha con paso uniforme formando un sistema continuo helicoidal. Trabaja tratando de extenderse en la dirección de su eje, oponiéndose a una fuerza externa que lo comprima.

Para conseguir un buen apoyo y un funcionamiento correcto, los extremos del resorte han de presentar superficies de apoyo planas y perpendiculares a su eje; por este motivo, las

dos espiras extremas (espiras de apoyo) están próximas entre sí (disminución del paso) y esmeriladas.

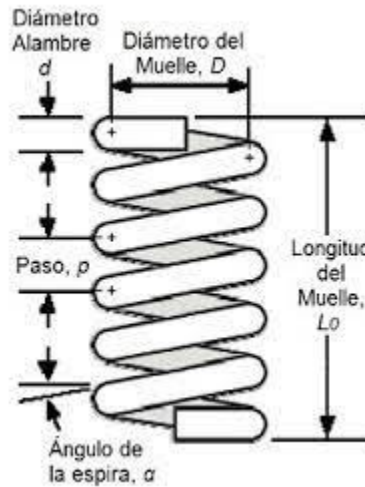


Ilustración 12 Muelle helicoidal

Podemos encontrar diferentes variantes con formas y propiedades distintas entre las que podemos destacar:

- Muelles helicoidales cilíndricos
- Muelles helicoidales cónicos
- Resortes de lámina cónicos de sección rectangular
- Muelles helicoidales bicónicos
- Muelles helicoidales de torsión
- Muelles helicoidales de tracción



Ilustración 13 Tipos de muelles

#### d) AMORTIGUADORES

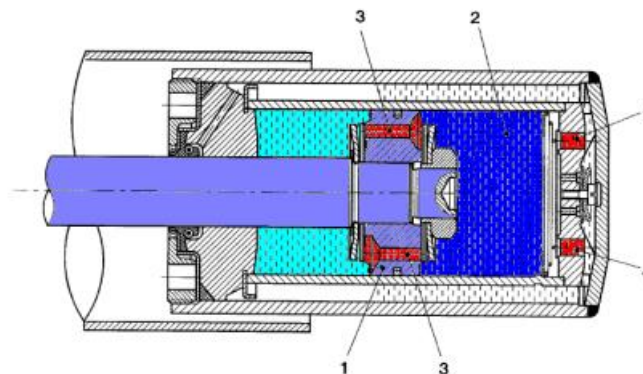
Los amortiguadores hidráulicos son elementos de la suspensión, diseñados para oponerse a desplazamientos en tracción y compresión, conteniendo las oscilaciones de los muelles. Son los encargados de absorber las vibraciones de los elementos elásticos (muelles, ballestas, barras de torsión), convirtiendo en calor la energía generada por las oscilaciones. Por ello podemos definirlos como disipadores de energía.

Estos constan de un cilindro exterior, otro interior, un émbolo y válvulas de presión, formando un conjunto telescópico. El émbolo divide el cilindro interior en dos cámaras, cuyo interior contiene aceite.



Ilustración 14 Amortiguador antilazo en un bogie ICE3

Su funcionamiento está basado en el principio del flujo, es decir, cuando el émbolo se mueve en expansión o compresión, el flujo del aceite es controlado por las válvulas de presión, que a su vez determinan la fuerza de amortiguación generada. Esta fuerza, opuesta al movimiento del émbolo, será mayor, cuanto mayor sea la velocidad de desplazamiento de éste en el interior del cilindro.



1 Émbolo 2 Cilindro de aceite 3,4 Válvulas de presión.

Ilustración 15 Amortiguador hidráulico

Cuando la rueda encuentra una irregularidad, el muelle se comprime o se estira, recogiendo la energía mecánica producida por el choque, energía que devuelve a continuación, por efecto de su elasticidad, rebotando sobre el bastidor. Este rebote, en forma de vibración, es el que tiene que frenar el amortiguador, recogiendo en primer lugar, el efecto de compresión y luego el de reacción del muelle actuando de freno en ambos sentidos; por esta razón reciben el nombre de los amortiguadores de doble efecto.

Los amortiguadores pueden ser:

- **Amortiguadores fijos**, tienen siempre la misma dureza
- **Amortiguadores regulables**, que varían la dureza, es decir, la resistencia que ofrecen, en función de la velocidad del estado de la vía, mediante la utilización de electroválvulas controladas por la lógica del vehículo.

Por otro lado, existen diferentes tipos de amortiguadores, pero los más utilizados son los de tipo telescópico de funcionamiento hidráulico:

- Amortiguadores hidráulicos convencionales (monotubo y bitubo). Fijos o regulables
- Amortiguadores a gas (monotubo o bitubo). No regulables
- Amortiguadores a gas (monotubo). Regulables

#### e) SUSPENSIONES NEUMÁTICAS

La suspensión neumática se basa en la utilización de un “muelle neumático”, llamado balona y constituye el apoyo elástico entre el bogie y la caja, siendo los elementos básicos de la suspensión secundaria. En ella, la energía procedente de los golpes e irregularidades de la vía durante la marcha se convierte en aumentos o descensos puntuales de la presión.

Este sistema de suspensión está formado por depósitos, balonas neumáticas y circuito de alimentación neumática, quedando controlado por medio de válvulas (niveladoras, reguladoras y compensadoras).

Suelen ser dos resortes neumáticos que soportan y transmiten las cargas verticales tanto elásticas como dinámicas entre el bogie y la caja. Para conseguir mayor flexibilidad, cada resorte neumático está comunicado con un depósito de aire adicional situado bajo el bastidor del coche o en el propio bogie. Además de la membrana de goma, el resorte neumático está complementado en su parte inferior con un resorte cónico, trabajando en serie que, en caso de falta de aire, proporciona la flexibilidad suficiente para conseguir una marcha en emergencia segura. En caso de pinchazo o penetración, la membrana resiste el reventón y la pérdida de presión es lenta y firme. La membrana de aire del resorte absorbe los movimientos transversales, mientras que los movimientos de torsión son absorbidos fundamentalmente por el resorte cónico. Ambos elementos trabajan en serie frente a las fuerzas verticales.

Este tipo de suspensión ofrece las siguientes ventajas:

- Altura constante, independientemente de la carga, proporcionada por la válvula de nivel.
- Evita la transmisión de ruidos de rodadura hacia la caja.
- En el material motor no es preciso suplementar la suspensión en caso de torneo de llantas, basta con calibrar la válvula de nivel.

Aparte de cumplir con sus funciones elásticas, la suspensión neumática aporta un gran confort y aísla de vibraciones la caja, por lo que el uso de ella está muy extendido en el material rodante destinado al transporte de viajeros.

Por el contrario, este sistema requiere un importante consumo de aire comprimido, que aumenta proporcionalmente con la velocidad.

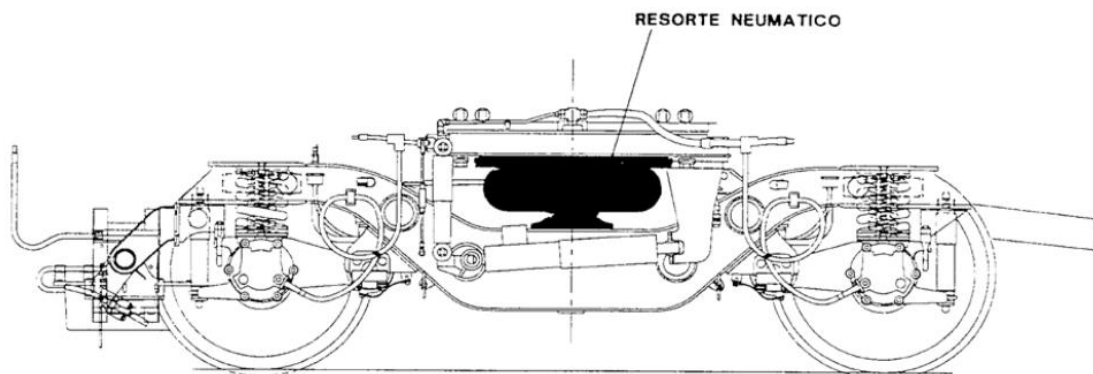


Ilustración 16 Montaje de balona neumática en suspensión secundaria

#### f) BARRAS DE TORSIÓN

Las barras de torsión son elementos fijos, fijadas sobre el bastidor de bogie, que llevan en cada extremo un brazo de palanca unido a las cajas mediante bielas de enlace. Estas barras sirven para atenuar las oscilaciones de la caja.

Si a una varilla de acero elástico sujeta por uno de sus extremos, se le aplica por el otro un esfuerzo de torsión, la varilla tenderá a retorcerse, volviendo a su forma primitiva (por su elasticidad), cuando cese el esfuerzo. Este es el principio en el que se basa el funcionamiento de las barras de torsión.

Este sistema se va incorporado a la suspensión debido al ablandamiento de la suspensión vertical, y su principal función consiste en disminuir el ángulo de balanceo experimentado por el vehículo cuando recorre una curva.

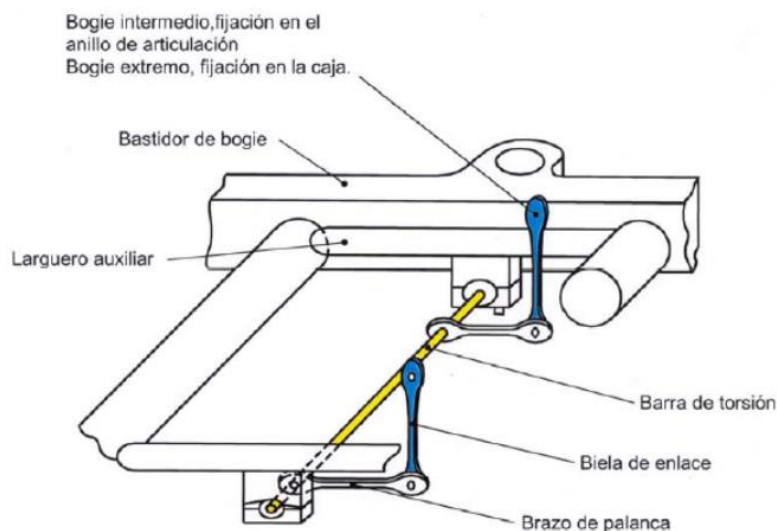


Ilustración 17 Barra de torsión

Las barras de torsión son esencialmente barras de metal que funcionan como un resorte. En un extremo, la barra de torsión está fijada firmemente en su lugar en el chasis o bastidor de un vehículo. El otro extremo de la barra puede estar unido al eje, brazo de suspensión, o cabezal, dependiendo de las características específicas de diseño del vehículo. Cuando este se mueve a lo largo de un recorrido, las fuerzas

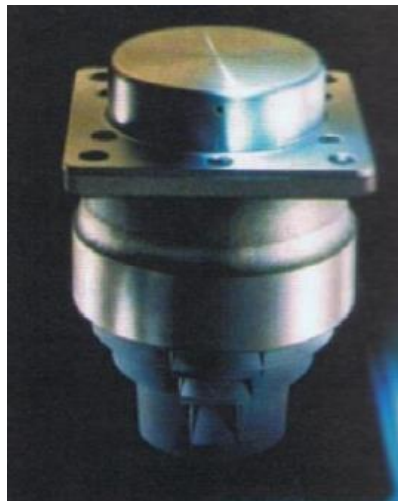
generadas por el movimiento del vehículo crean torsión en la barra, la cual se retuerce a lo largo de su eje, contrarrestando el par gracias a que la barra de torsión, de forma natural, quiere resistir el efecto de torsión y volver a su estado normal. De este modo, la suspensión proporciona un nivel de resistencia a las fuerzas generadas por el movimiento del vehículo. Esta resistencia es el principio clave detrás de un sistema de las barras de torsión.

#### g) RESORTES CAUCHO-METAL

Los elastómeros son un tipo de compuesto no metal y poseen comportamiento elástico. Son polímeros amorfos que se encuentran sobre su temperatura de transición vítrea, de ahí esa considerable capacidad de deformación. A temperatura ambiente las gomas son relativamente blandas y deformables. Los forman el caucho y derivados.

Un ejemplo muy común de este tipo de resortes lo forman los llamados “Silentblock”.

La utilización de resortes caucho-metal resulta muy frecuente como suspensiones de maquinaria, motores etc., en las que es necesario filtrar vibraciones de alta frecuencia asociadas con desplazamientos relativamente pequeños. La mejora de la tecnología de producción de estos elementos ha facilitado su utilización en suspensiones de vehículos. Fundamentalmente sus aplicaciones se centran en vehículos ferroviarios en elementos accesorios de las suspensiones secundarias. Su utilización se evidencia en suspensiones primarias de vehículos autopropulsados cuyas exigencias en cuanto a peso y deformaciones son las apropiadas para estos tipos de materiales.



*Ilustración 18 Resorte caucho-metal*



# CAPÍTULO 2. DESARROLLO DE LA SIMULACIÓN

Una vez entendidos todos los conceptos teóricos explicados anteriormente y habiendo puesto en contexto el sistema de suspensión frente a los demás componentes del bogie, como primer paso, se va a explicar el tipo de bogie desarrollado junto con las distintas condiciones de carga y de contorno que se van a aplicar a la simulación.

Una vez establecidas, pasaremos a realizar y analizar la distribución de cargas en el bogie. Primero realizaremos un análisis estático más sencillo y posteriormente un análisis de frecuencia.

Tanto el modelo 3D como el estudio estático y de frecuencia se van a realizar en el programa de diseño avanzado *SolidWorks* (desarrollado por *Dassault Systèmes*), el cual es un software tipo CAD, de diseño mecánico, que permite de manera intuitiva y rápida la creación de modelos sólidos en 3D, ensamblajes y dibujos para su posterior estudio.

## 2.1 MODELO

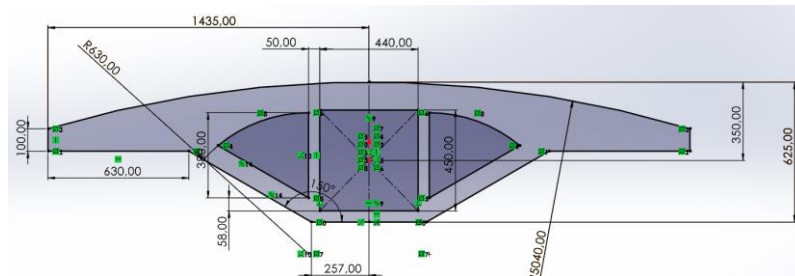
El principal objetivo de esta simulación es estudiar el comportamiento del sistema de suspensión y la estructura de un bogie de un vagón de mercancía. Podremos comprobar qué zonas van a estar más solicitadas a tensión, qué zonas se deformarán más y cuáles son las zonas más débiles del conjunto. Con esta simulación podremos jugar con las distintas cargas, que explicaremos en el siguiente apartado, para ver de forma académica el comportamiento del bogie y de su suspensión.

Para el desarrollo 3D del modelo del proyecto, decidí tomar como ejemplo para la estructura uno de los bogies más típicos, un bogie tipo *Bettendorf*, pero este carece de suspensión primaria (12 resortes en la suspensión secundaria), por lo que tomando como ejemplo otros modelos de la librería 3D *GrabCad*, adapté este tipo de bogie para que tuviera suspensión primaria. Principalmente, este bogie se ha basado en el modelo desarrollado por *Jorge Ferrer*, alumno del grado en Tecnologías Industriales de la Universidad de Zaragoza, en el trabajo de asignatura Ferrocarriles y Otros Vehículos Guiados, Curso 2020-2021 "*Bogies: Historia, caracterización y análisis estructural*".

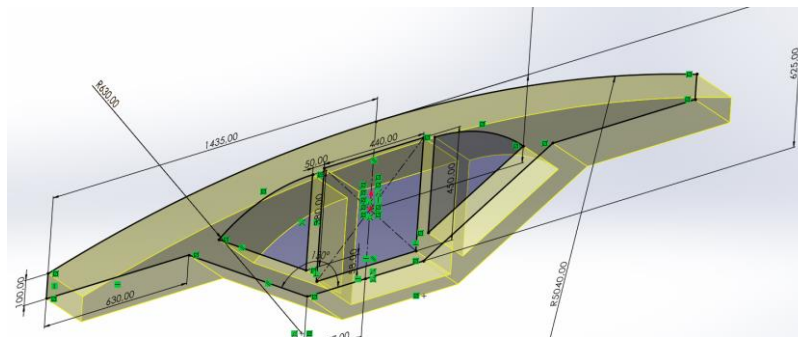
A continuación, se procede a explicar cómo ha sido desarrollado el modelo 3D. Cabe destacar que está hecho a escala real 1:1.

### 2.1.1 CONJUNTO BASTIDOR

Para desarrollar el perfil del bastidor partimos del croquis en el plano XY mostrado en la *Ilustración 19*. Se realiza una extrusión de 200 mm sin seleccionar los tres recortes de la parte central tal y como se muestra en la *Ilustración 20*. Cabe destacar que los resultados de las operaciones de extrusión y corte se muestran en amarillo.

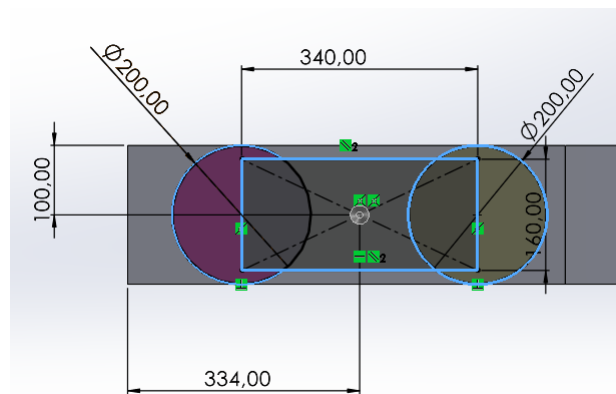


*Ilustración 19 Croquis perfil bastidor bogie*



*Ilustración 20 Extrusión perfil bastidor bogie*

Lo siguiente es diseñar el apoyo de la suspensión primaria y la guía para la caja de grasa. Mediante el croquis de la *Ilustración 21* y junto con distintas operaciones de extrusión y corte se obtiene lo mostrado en la *Ilustración 22*.



*Ilustración 21 Croquis apoyo suspensión primaria bogie*



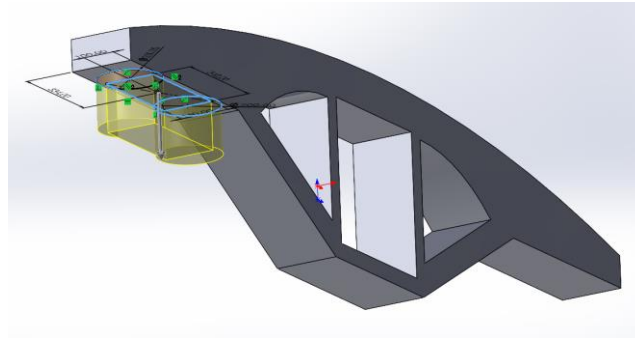


Ilustración 22 Extrusión apoyo suspensión primaria bogie

Además, se deberá hacer un corte como en la *Ilustración 23* para dar juego y hueco a la caja de grasa cuando la suspensión primaria se comprima. Realizaremos una operación de simetría para el otro extremo del perfil del bastidor.

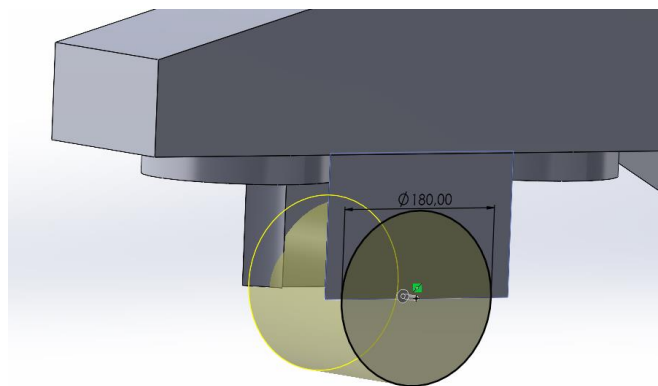


Ilustración 23 Corte para caja de grasa bogie

Evidentemente, ahora debemos diseñar el apoyo de la suspensión secundaria. Para ello, mediante el croquis de la *Ilustración 24* realizamos dos operaciones de extrusión que nos darán la siguiente forma:

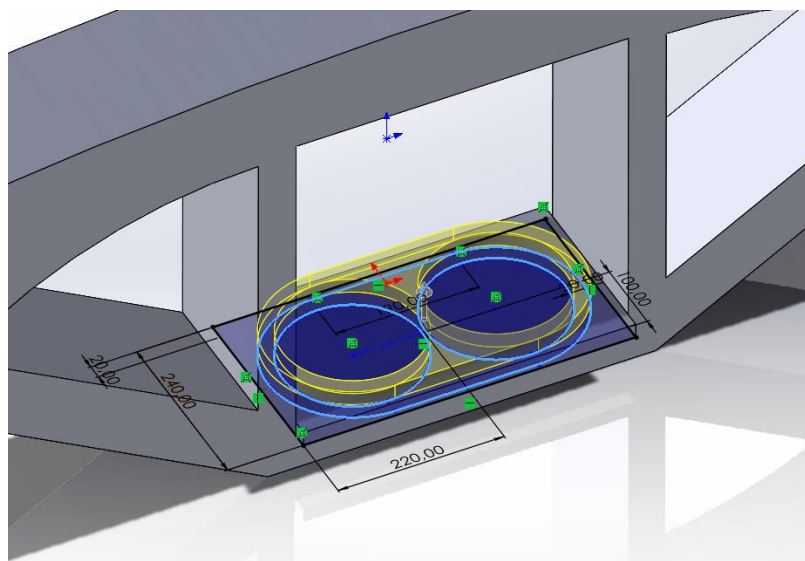


Ilustración 24 Croquis y extrusión apoyo suspensión secundaria bogie

Para mejorar la resistencia y seguridad de la pieza se opta por realizar una serie de redondeos. La pieza quedaría como en la siguiente figura:

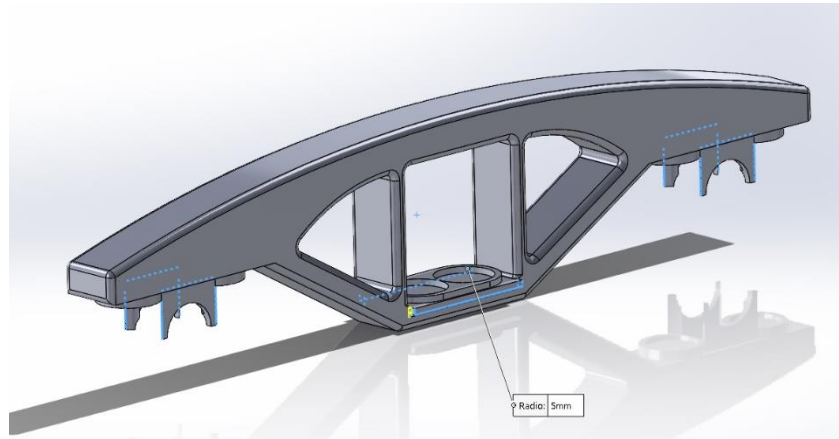


Ilustración 25 Perfil del bastidor bogie

Lo siguiente es diseñar los travesaños que van a unir los dos perfiles del bastidor. Para ello se parte del croquis sobre el plano XY de la *Ilustración 26*, se realiza una extrusión (de la mitad de la longitud real de estos travesaños) hasta el perfil del bastidor y obviamente se realiza una simetría respecto al plano YZ, ya que consta de dos travesaños. El resultado se muestra en la *Ilustración 27*.

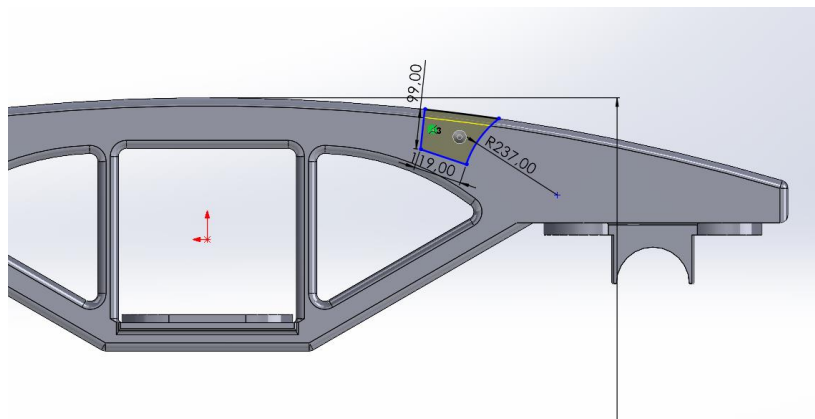


Ilustración 26 Croquis travesaño bastidor bogie

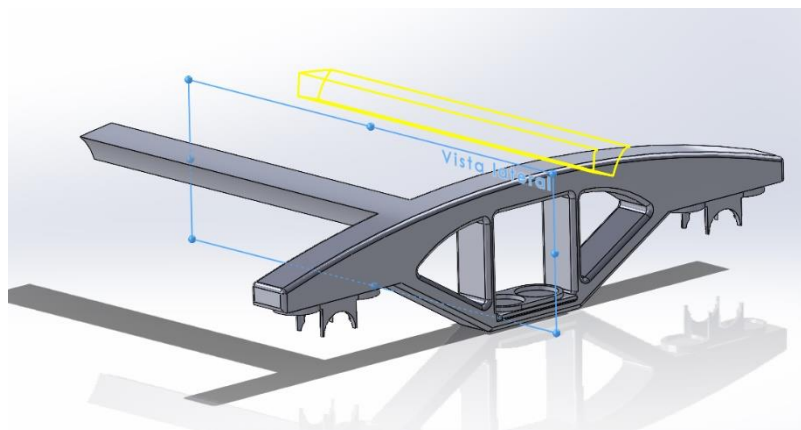
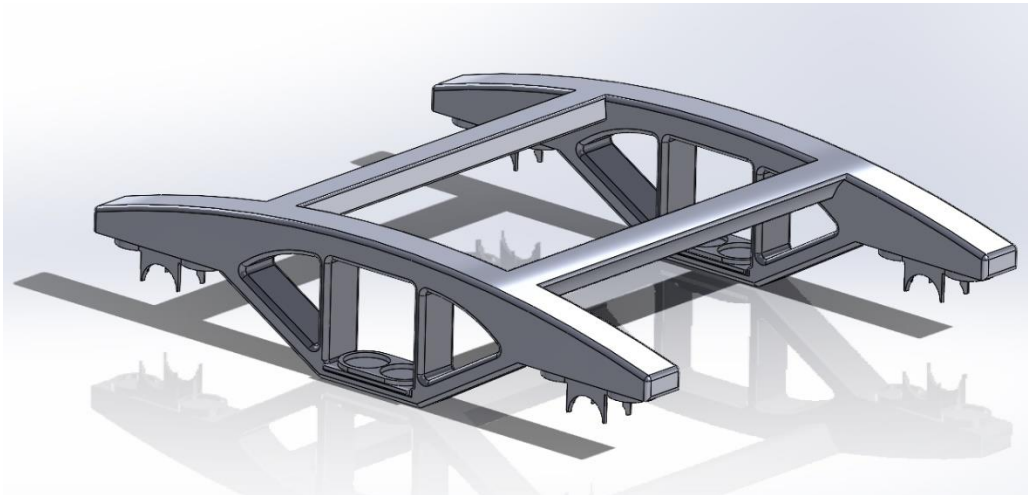


Ilustración 27 Simetría travesaño bastidor bogie

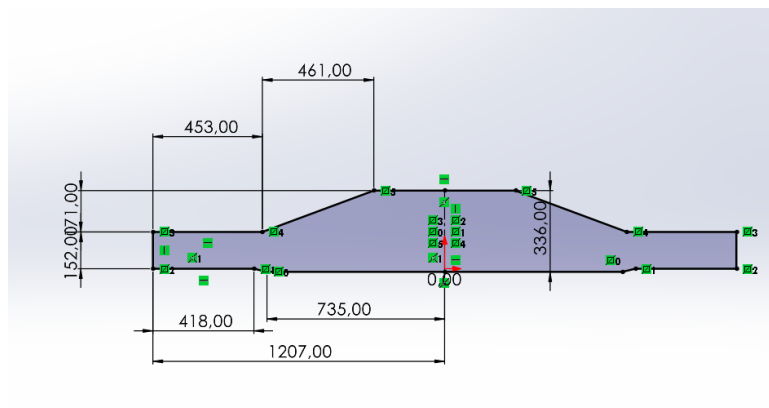
Por último, respecto al plano XY se debe hacer una simetría para añadir en el otro extremo el perfil del bastidor. Con esto y unos redondeos obtendríamos el conjunto bastidor (*Ilustración 28*).



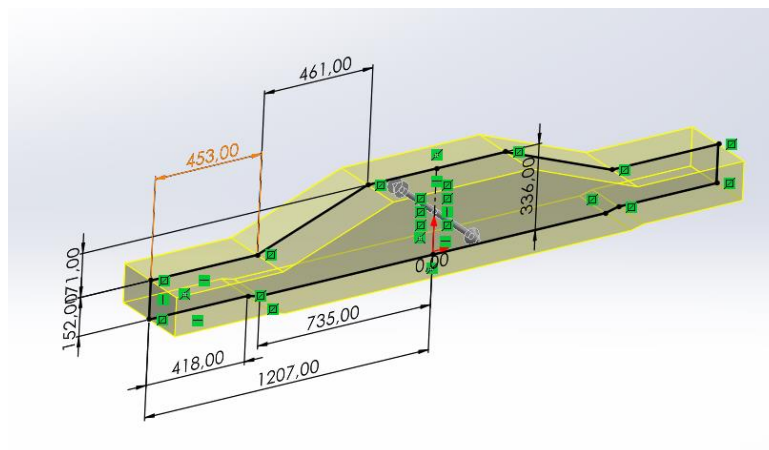
*Ilustración 28 Conjunto bastidor bogie*

### 2.1.2 REFUERZO

La siguiente pieza por diseñar es el refuerzo transversal. Partimos de un croquis como el de la *Ilustración 29* y extruimos por ambos lados 165 mm (*Ilustración 30*).



*Ilustración 29 Croquis 1 refuerzo bogie*



*Ilustración 30 Extrusión 1 refuerzo bogie*

Añadimos una pequeña extrusión en un plano paralelo al plano XZ, como en las dos siguientes Figuras:

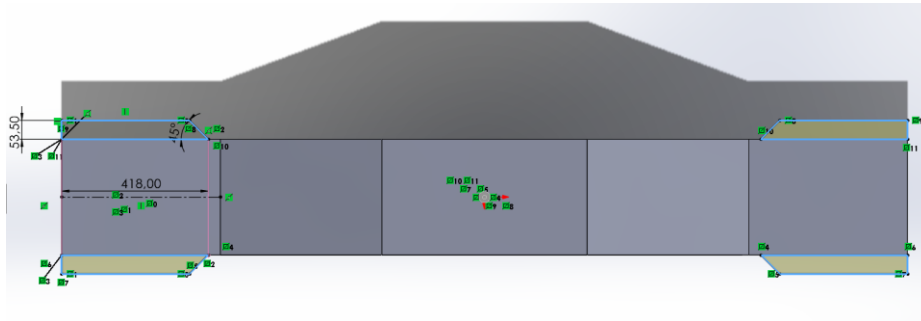


Ilustración 31 Croquis extrusión 2 refuerzo bogie

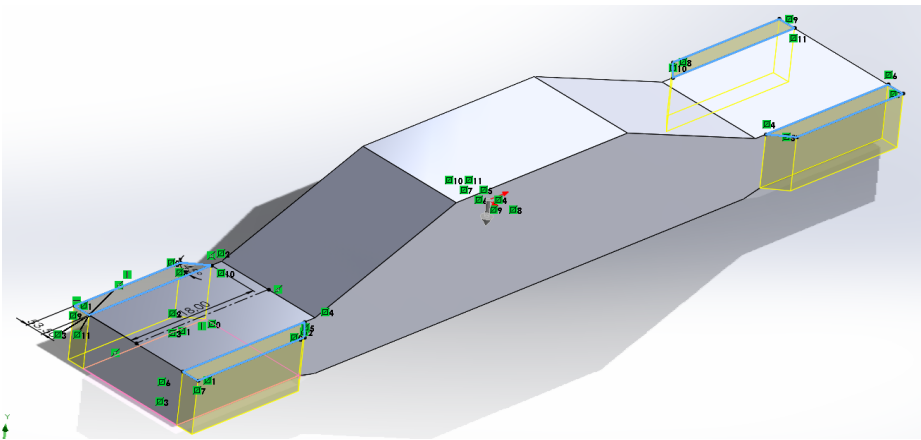


Ilustración 32 Extrusión 2 refuerzo bogie

Lo siguiente que debemos diseñar es el agujero donde apoyará el pivote de la caja del bogie, es decir, donde teóricamente descansará la masa de la caja del tren. Ahí aplicaremos la carga en la simulación. El croquis y el resultado de la extrusión de 10 mm y del recorte de 50 mm de diámetro se puede ver en la *Ilustración 33*. Además, se añaden dos pivotes extra mediante extrusión y simetría.

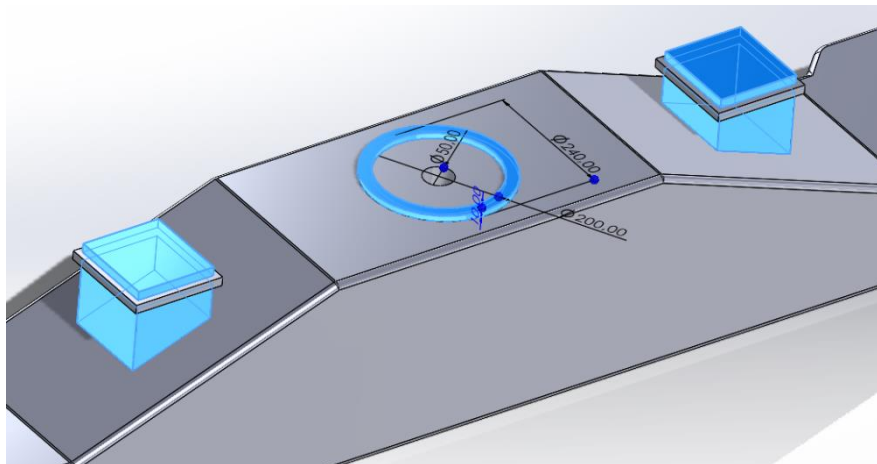
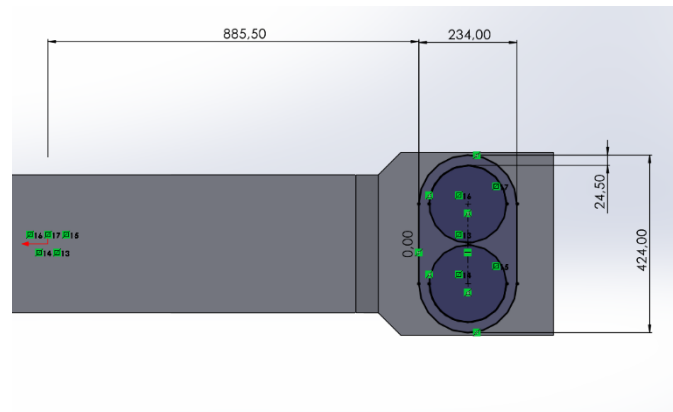
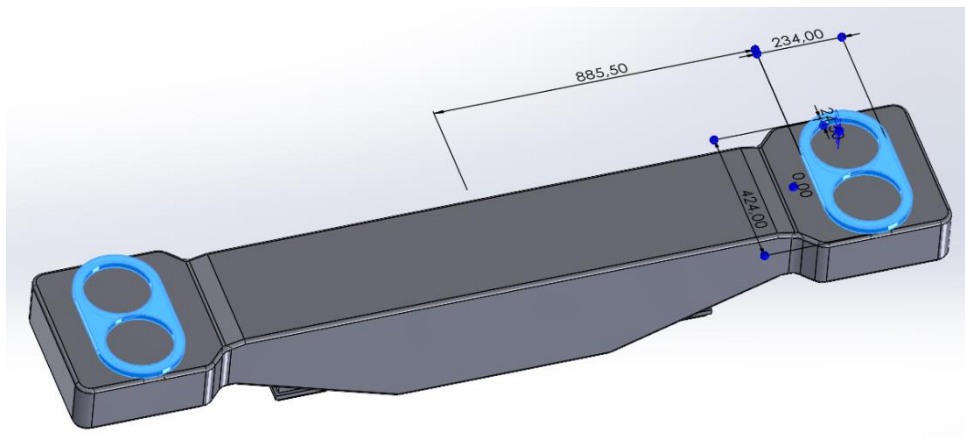


Ilustración 33 Croquis, extrusiones y cortes pivotes refuerzo bogie

Por último, queda el apoyo donde irá la suspensión secundaria del bogie. Utilizaremos el mismo croquis que en el bastidor. Este se muestra en la *Ilustración 34* y la extrusión y la operación de simetría para el otro extremo queda reflejado en la *Ilustración 35*.

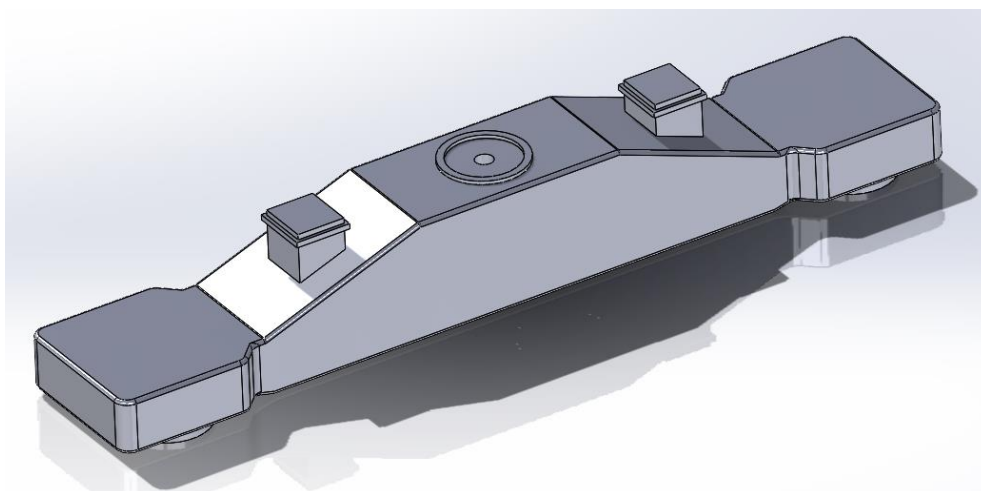


*Ilustración 34 Croquis apoyo suspensión secundaria refuerzo bogie*



*Ilustración 35 Extrusión apoyo suspensión secundaria refuerzo bogie*

De esta manera, junto con sus correspondientes redondeos con la función mencionada anteriormente, el refuerzo del bogie queda así:



*Ilustración 36 Refuerzo bogie*

### 2.1.3 CAJA DE GRASA

A continuación, se diseña la caja de grasa, donde irá apoyada la suspensión primaria y donde se moverá el eje de las ruedas. Se parte de la siguiente extrusión con su correspondiente croquis:

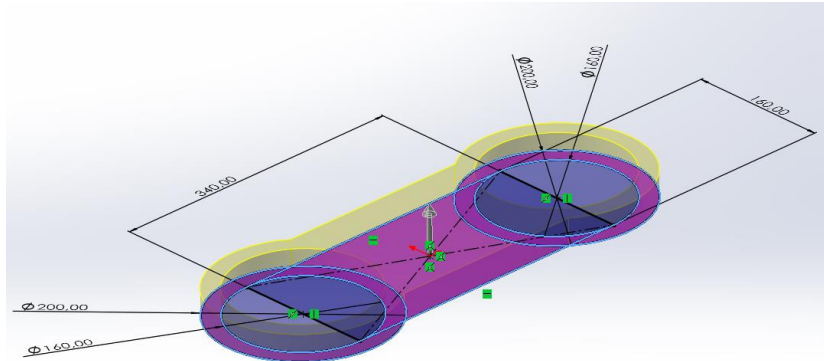


Ilustración 37 Croquis y extrusión base caja de grasa

Realizamos las siguientes operaciones de extrusión, corte y simetría:

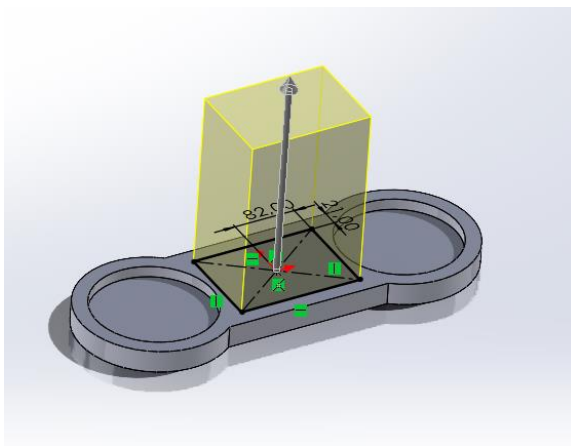


Ilustración 38 Extrusión 1 caja de grasa

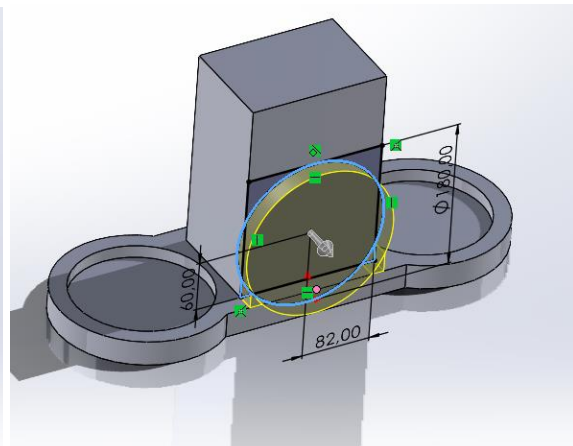


Ilustración 39 Extrusión 2 caja de grasa

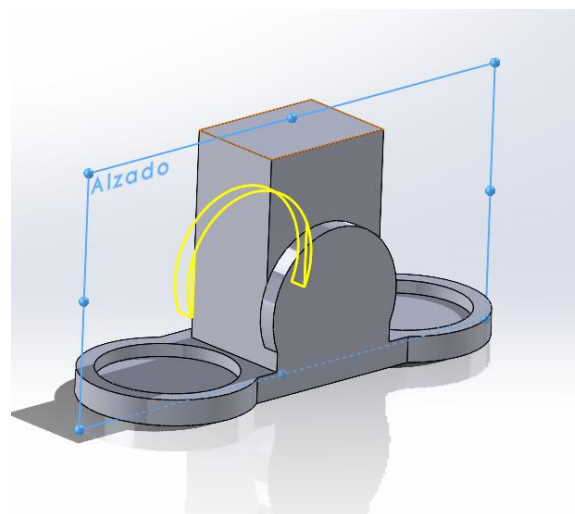
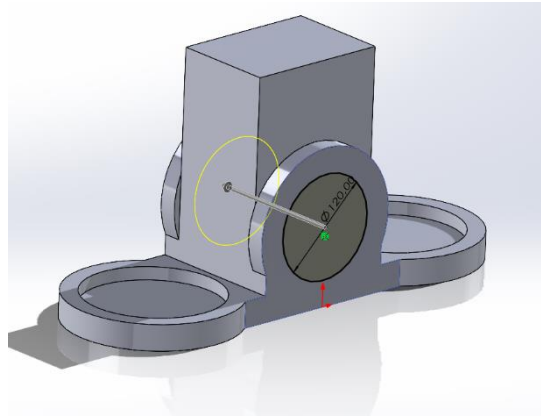


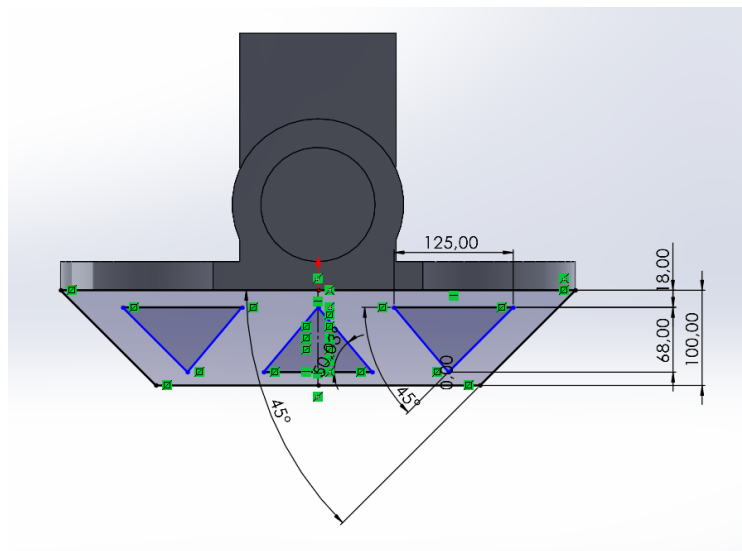
Ilustración 40 Simetría caja de grasa

Ahora hay que realizar un corte como el de la *Ilustración 41* donde irá alojado el eje de las ruedas.



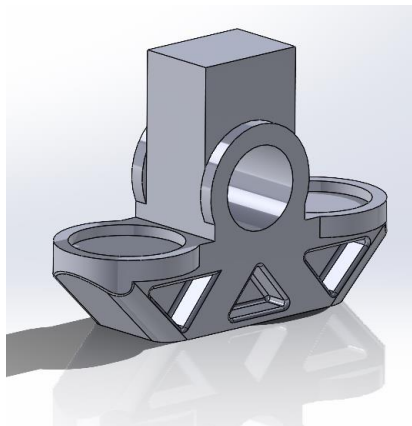
*Ilustración 41 Corte alojamiento eje ruedas*

Por último, con el fin de reforzar estructuralmente la caja de grasa se realiza la siguiente extrusión mediante el croquis de la *Ilustración 42*.



*Ilustración 42 Croquis refuerzo caja de grasa*

Con los correspondientes redondeos la caja de grasa quedaría así:



*Ilustración 43 Caja de grasa bogie*

### 2.1.4 EJE

El eje de la rueda simplemente es una operación de revolución de un croquis en el plano ZY respecto de un eje.

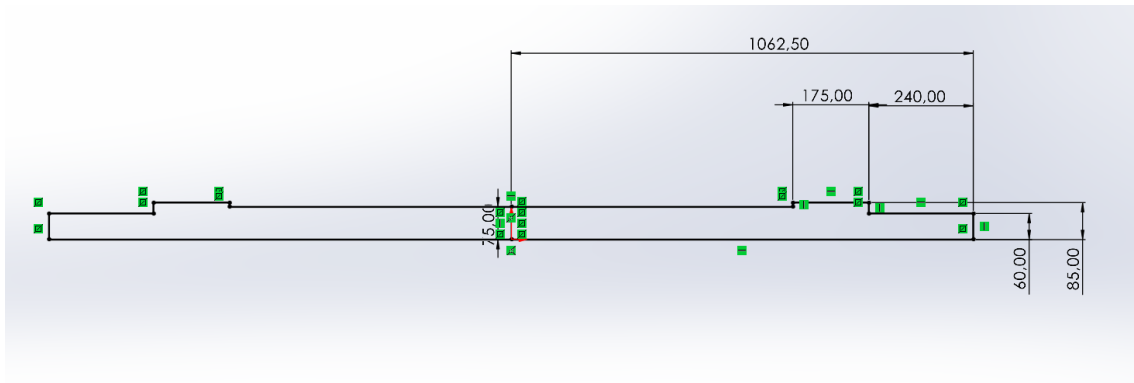


Ilustración 44 Croquis eje rueda

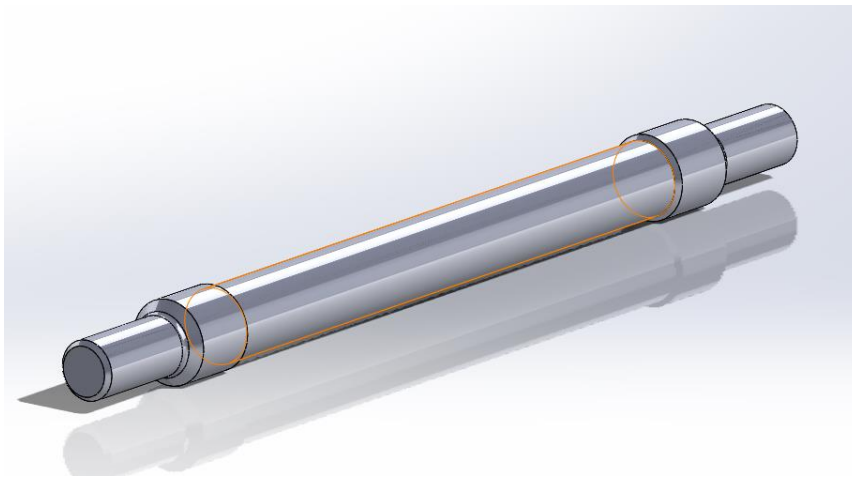


Ilustración 45 Eje rueda

### 2.1.5 RUEDA

Para diseñar la rueda del bogie se parte de un croquis sobre el que se hará una operación de revolución:

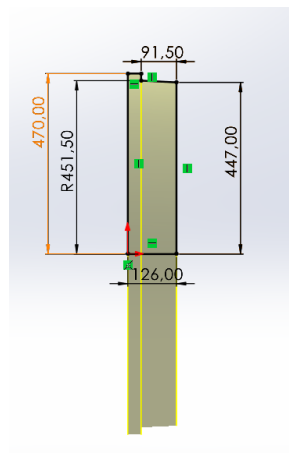


Ilustración 46 Croquis rueda bogie



A continuación, se muestra las distintas operaciones de corte para llegar a la pieza final:

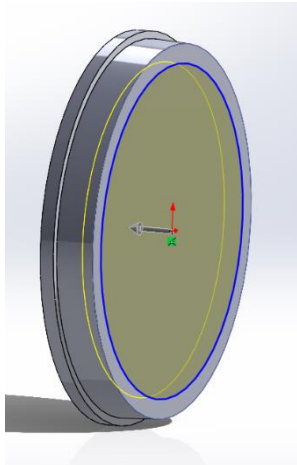


Ilustración 48 Corte 1 rueda bogie

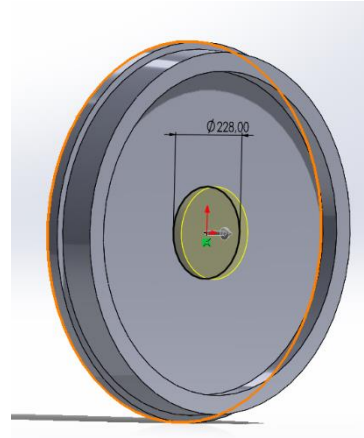


Ilustración 47 Corte 2 rueda bogie

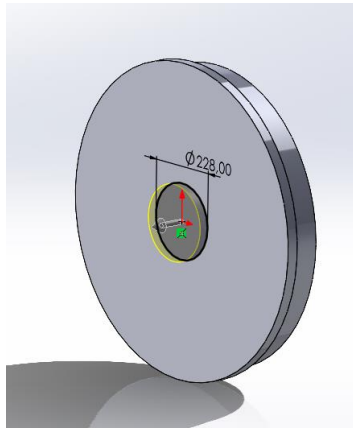


Ilustración 50 Corte 3 rueda bogie

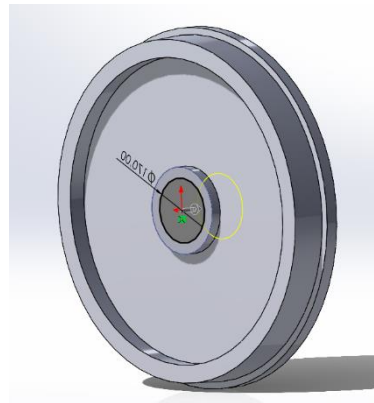


Ilustración 49 Corte pasante rueda bogie

Por último, aplicaríamos una serie de redondeos para mejorar la resistencia y la seguridad de la pieza y su resultado final sería este:

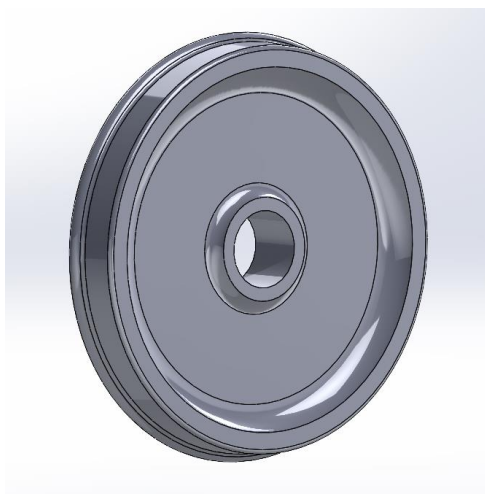


Ilustración 51 Rueda bogie

### 2.1.6 MUELLES

El bogie, como ya se ha explicado, consta de suspensión primaria y suspensión secundaria. La primaria constituida por 8 muelles helicoidales, 2 por cada rueda/caja de grasa. En cambio, la secundaria está formada por 4 muelles helicoidales, 2 por cada extremo del refuerzo.

A la hora de realizar la simulación/análisis, en el apartado de conexiones, establecemos conectores tipo muelle (compresión y extensión) y damos valores.

En la siguiente tabla se muestran los valores de rigidez total (K) que se van a tomar por defecto salvo que se indique lo contrario:

	Suspensión Primaria	Suspensión Secundaria
Rigidez normal (N/m)	1,2x10 <sup>6</sup>	5x10 <sup>6</sup>
Rigidez tangencial (N/m)	4x10 <sup>6</sup>	4x10 <sup>6</sup>

Tabla 1 Valores de rigidez

Además, se aplica una fuerza de precarga de compresión de tal manera que esta carga previa haga que los muelles se deformen inicialmente 10 mm:

$$F = K \times \nabla x$$

Ecuación 1 Fuerza de precarga

Para la suspensión primaria:

$$F = 1,2 \times \frac{10^6 N}{m} \times 0,01 m = 12.000 N = \mathbf{12 KN}$$

Ecuación 2 Fuerza de precarga suspensión primaria

Para la suspensión secundaria:

$$F = 5 \times \frac{10^6 N}{m} \times 0,01 m = 50.000 N = \mathbf{50 KN}$$

Ecuación 3 Fuerza de precarga suspensión secundaria

El material que se utilizará en la simulación para todo el modelo se detalla en el ANEXO III, así como las propiedades físicas del modelo 3D.

En la siguiente imagen se puede ver el resultado final del Modelo 3D:

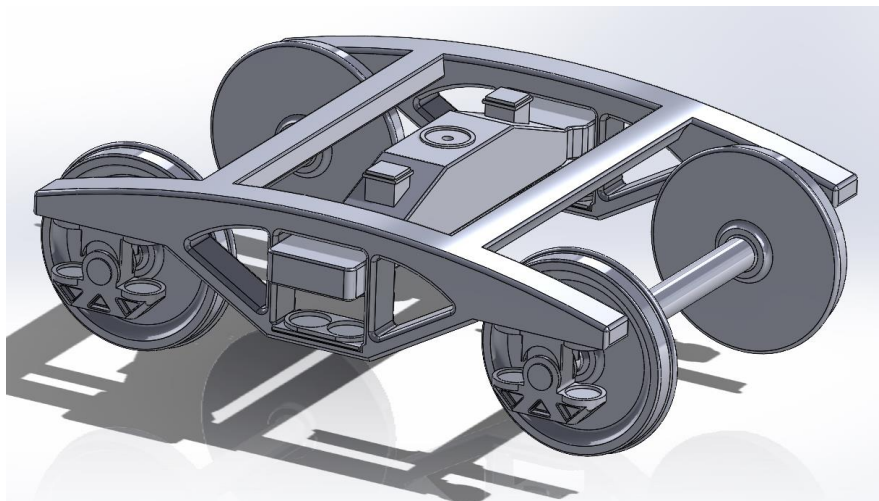


Ilustración 52 Modelo 3D Bogie

## 2.2 CONDICIONES DE CARGA Y DE CONTORNO

El bogie de un vehículo ferroviario, como ya hemos visto, es el encargado de transmitir la carga de la caja del vehículo ferroviario a la vía, por lo que la carga que vamos a tener en cuenta estará formada, a parte de la del propio bogie, por el peso de la caja. Consideramos como caja el vagón de un tren en su conjunto.

Lógicamente, nos podemos encontrar con muchos tipos de vagones, ya sean abiertos, cerrados, cisternas, plataformas, tolvas o de pasajeros. Para este proyecto, sólo nos vamos a centrar en vagones de mercancías, ya que el bogie a analizar no es tractor, sino remolcado.

Para poder hablar con certeza de esta carga y tener cifras exactas, nos vamos a basar en los parques de vagones que tiene como producto la página oficial de *Renfe*. Tomaremos tres casos distintos, y analizaremos el comportamiento con la máxima carga y en vacío.

Los tres casos son los siguientes:

### Caso 1: VAGÓN PORTA-COCHES MMA



*Ilustración 53 Vagón Porta-coches MMA Renfe*

Categoría producto	Automoción
Mercancía	Automóviles
Bogie	Y30
<b>Carga Media Máxima (t)</b>	<b>15</b>
<b>Tara Media (t)</b>	<b>25</b>
Velocidad (km/h)	160

*Tabla 2 Características Vagón Porta-coches MMA Renfe*

### Caso 2: VAGÓN TOLVA TT7



Ilustración 54 Vagón Tolva TT7 Renfe

Categoría producto	Graneles, sólidos y líquidos
Mercancía	Cereales y abono
Bogie	Y-21 Cse
<b>Carga Media Máxima (t)</b>	<b>56</b>
<b>Tara Media (t)</b>	<b>24</b>
Velocidad (km/h)	100

Tabla 3 Características Vagón Tolva TT7 Renfe

### **Caso 3: VAGÓN PORTA-CONTENEDORES MMC3E**



Ilustración 55 Vagón Porta-contenedores MMC3E Renfe

Categoría producto	Mercancía contenerizada
Mercancía	Contenedores
Bogie	Y21-Lse
<b>Carga Media Máxima (t)</b>	<b>70</b>
<b>Tara Media (t)</b>	<b>20</b>
Velocidad (km/h)	100

Tabla 4 Características Vagón Porta-contenedores MMC3E Renfe

Por otro lado, las condiciones de contorno tanto del análisis estático como del estudio de frecuencia se basarán en impedir el movimiento en el eje X, Y, Z de las ruedas.

## CAPÍTULO 3. ANÁLISIS ESTÁTICO

A continuación, para determinar las cargas estáticas que actuarán en el bogie, nos vamos a apoyar en la Norma UNE-EN 13749.

Primero, se debe determinar el tipo de tren en el que va a ir montado nuestro bogie. En este caso, el tren es de mercancías, por lo que la categoría que se debe elegir según el capítulo 5 (Clasificación) de la norma es **B-V**.

<b>categoría B-I</b>	bogies para líneas principales y material rodante de transporte de pasajeros "inter-city" incluyendo vehículos para alta velocidad y muy alta velocidad, de tipo motor y remolcado;
<b>categoría B-II</b>	bogies para vehículos de transporte de pasajeros suburbanos de interior y exterior, de tipo motor y remolcado;
<b>categoría B-III</b>	bogies para metro y material rodante de tránsito rápido, de tipo motor y remolcado;
<b>categoría B-IV</b>	bogies para vehículos de carril ligero y tranvías;
<b>categoría B-V</b>	bogies para material rodante de mercancías con suspensiones de una etapa;
<b>categoría B-VI</b>	bogies para material rodante de mercancías con suspensiones de dos etapas;
<b>categoría B-VII</b>	bogies para locomotoras.

Ilustración 56 Categorías de bogies según la norma UNE-EN 13749

Ahora, para comprobar cuál es la carga útil excepcional (Ensayo estático) y la carga útil de servicio (Análisis de fatiga) que corresponde con la categoría B-V ya nombrada, debemos ir al anexo B de esta norma y mirar en la tabla 1 de la norma (Ilustración 57). Se puede observar que ambas cargas corresponden con la carga útil máxima, es decir, la carga media máxima de cada caso expuesto en el apartado anterior (Tabla 2, Tabla 3 y Tabla 4).

Categoría	Carga útil excepcional $P_1$	Carga útil servicio (fatiga) $P_2$
B-I – Material rodante Pasajeros Línea principal [1, 2, 3]	1 pasajero por asiento. 4 pasajeros/m <sup>2</sup> en pasillos de acceso y áreas de servicio. 300 kg/m <sup>2</sup> en superficies portaequipajes. Masa por pasajero = 80 kg.	1 pasajero por asiento. Hasta dos pasajeros/m <sup>2</sup> en pasillos de acceso y áreas de servicio. 300 kg/m <sup>2</sup> en superficies portaequipajes. Masa por pasajero = 80 kg.
B-II – Material rodante Pasajeros Suburbanos interiores y exteriores [1,2,3]	1 pasajero por asiento. 5 a 10 pasajeros/m <sup>2</sup> en pasillos y áreas de servicio. 300 kg/m <sup>2</sup> en superficies portaequipajes. Masa por pasajero = 70 kg a 72 kg.	1 pasajero por asiento. Hasta 6 pasajeros/m <sup>2</sup> en pasillos y áreas de servicio. 300 kg/m <sup>2</sup> en superficies portaequipajes. Masa por pasajero = 70 kg a 72 kg.
B-III – Material rodante Metro y tránsito rápido [3,4]	1 pasajero por asiento. 5 a 10 pasajeros/m <sup>2</sup> en pasillos y áreas de servicio. Masa por pasajero = 70 kg a 72 kg.	1 pasajero por asiento. Hasta 6 pasajeros/m <sup>2</sup> en pasillos y áreas de servicio. Masa por pasajero = 70 kg a 72 kg.
B-IV – Tranvías	1 pasajero por asiento 6 a 8 pasajeros/m <sup>2</sup> en pasillos y áreas de servicio. Masa por pasajero = 70 kg a 75 kg.	1 pasajero por asiento Hasta 6 pasajeros/m <sup>2</sup> en pasillos y áreas de servicio. Masa por pasajero = 70 kg a 75 kg.
B-V y B-VI – Material rodante Mercancías [7]	Carga útil máxima	Carga útil máxima
B-VII – Locomotoras [8]	Carga útil cero, es decir, el vehículo en orden de marcha con todos los suministros	Carga útil cero, es decir, el vehículo en orden de marcha con todos los suministros

Ilustración 57 Tabla 1 del anexo B de la norma UNE-EN 13749

A continuación, en el anexo C de la norma se busca la categoría de bogie, y en este caso se debe ir al apartado 3 de la norma. En cada apartado se muestran dos sistemas de cargas, cargas excepcionales para ensayos estáticos y cargas en servicio normal para ensayos de fatiga.

Dentro del apartado de cargas en servicio normal este estudio nos vamos a centrar en el análisis de cargas verticales, despreciando tanto las cargas horizontales como las transversales, ya que complicarían bastante este análisis.

Para las cargas verticales del bogie B-V (mercancías), podemos encontrar dos subcategorías dependiendo si la fuerza se aplica directamente sobre el pivote central, o si además se reparten sobre dos cunas laterales. En nuestro caso la fuerza vertical se aplica solo sobre todo el pivote central. Además, debemos tener en cuenta que estos vagones de mercancías van guiados mediante dos bogies, por lo que la carga total del vagón se reparte entre estos. Por lo tanto, la fuerza que debe soportar el pivote es:

- **Vagón porta-coches MMA:**
  - Lleno:  $F_{zp} = F_z = \frac{150+250}{2} = 200 \text{ kN}$
  - Vacío:  $F_{zp} = F_z = \frac{250}{2} = 125 \text{ kN}$
- **Vagón tolva TT7:**
  - Lleno:  $F_{zp} = F_z = \frac{560+240}{2} = 400 \text{ kN}$
  - Vacío:  $F_{zp} = F_z = \frac{240}{2} = 120 \text{ kN}$
- **Vagón porta-contenedores MMC3E:**
  - Lleno:  $F_{zp} = F_z = \frac{700+200}{2} = 450 \text{ kN}$
  - Vacío:  $F_{zp} = F_z = \frac{200}{2} = 100 \text{ kN}$

Donde:

- ❖  $F_{zp}$  es la fuerza que sufre el pivote central.
- ❖  $F_z$  es la fuerza vertical que se aplica sobre el bogie.

Antes de comenzar a simular el Análisis Estático en SolidWorks se ha comprobado que el Modelo 3D está perfectamente ensamblado con las relaciones de posición adecuadas. Además, se han establecido las condiciones de contorno ya mencionadas, se ha aplicado el material acordado (*ANEXO III*) y se han incorporado los muelles de manera correcta en el conjunto con los valores de rigidez propuestos. Los valores de rigidez son los mencionados en el apartado 2.1.6 *MUELLES* y se van a mantener para el análisis estático.

A parte de las interacciones globales entre las distintas piezas del bogie (las cuales son uniones rígidas), ha sido necesario establecer una relación entre componentes adicional. Esta ha sido una relación de contacto entre el bastidor y las cajas de grasa, para así poder permitir que los muelles de la suspensión primaria trabajen. Lógicamente el bastidor del bogie ha sido diseñado con un hueco para que cuando la suspensión primaria se comprima, la caja de grasa se pueda mover verticalmente dentro de este.

Ahora, se procede a crear una malla sólida basada en curvatura de combinado y analizar la suspensión variando entre los tres casos de estudio propuestos.

El resumen de la malla se muestra en la siguiente tabla:

<b>Tipo de malla</b>	Malla sólida
<b>Mallador utilizado</b>	Malla basada en curvatura de combinado
<b>Puntos jacobianos para malla alta calidad</b>	16
<b>Tamaño máximo de elemento (mm)</b>	195,071
<b>Tamaño mínimo de elemento (mm)</b>	9,75356
<b>Número total de nodos</b>	124961
<b>Número total de elementos</b>	528858
<b>Cociente máximo de aspecto</b>	77,003
<b>Elementos con cociente de aspecto &lt; 3 (%)</b>	98,2
<b>Elementos con cociente de aspecto &gt; 10 (%)</b>	0,113

Tabla 5 Resumen malla

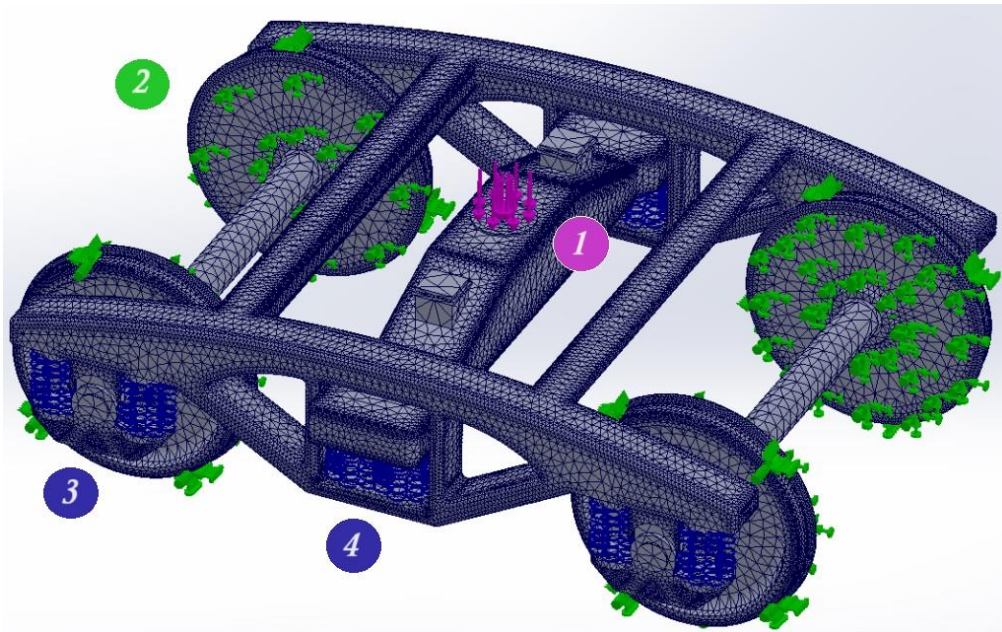


Ilustración 58 Malla Análisis estático

- 1: Carga externa ( $F_{zp}$ )
- 2: Sujeción fija (Condición de contorno)
- 3: Muelles suspensión primaria
- 4: Muelles suspensión secundaria

## 3.1 VAGÓN PORTA-COCHES MMA

### 3.1.1 VAGÓN PORTA-COCHES VACÍO (125 kN)

Como análisis estático nos vamos a centrar en el estudio de tensiones y desplazamientos.

Respecto a las tensiones nos basaremos en el criterio de von Mises, también llamado criterio de la máxima energía de distorsión.

Este criterio de resistencia se escribe matemáticamente como:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)}$$

Ecuación 4 Tensión de VonMises

$\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$  son las tensiones principales correspondientes a los ejes x,y,z.

La teoría expone que un material comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión de von Mises ( $\sigma_{vm}$ ) es igual al límite de tensión (límite elástico  $\sigma_{LE}$ ) por lo tanto, se debe de cumplir que:

$$\sigma_{vm} < \sigma_{LE}$$

Ecuación 5 Condición de vonMises

Además, se puede sacar un coeficiente de seguridad en ese punto, que se calcula como:

$$CS = \frac{\sigma_{LE}}{\sigma_{vm}}$$

Ecuación 6 Coeficiente de seguridad

Primero, analizaremos cómo se comporta la suspensión con el vagón vacío y luego lleno. Por lo que, en el primer caso, el vagón porta-coches vacío resultará en una carga externa de **125 kN**.

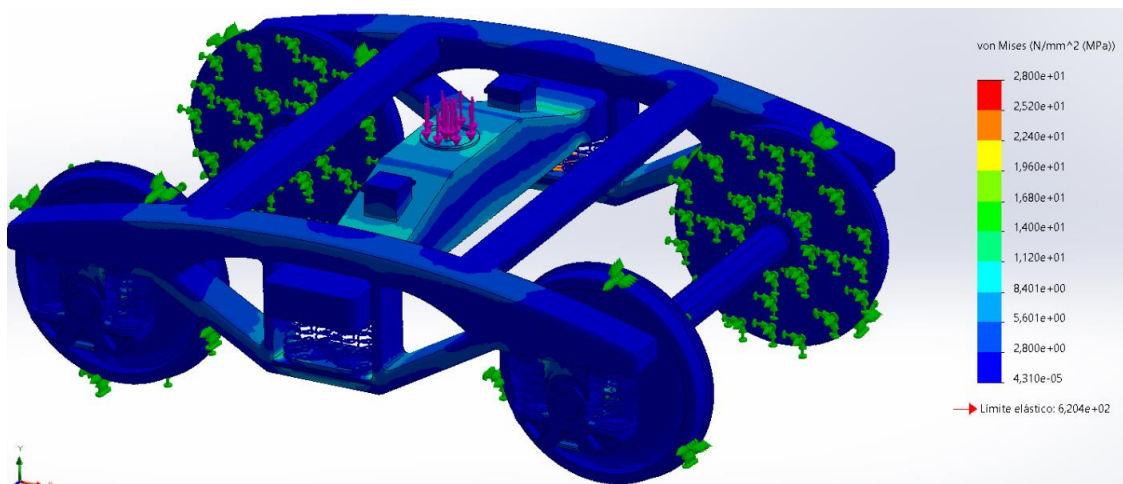


Ilustración 59 Tension von Mises Porta-coches vacío

En general, como se puede apreciar en la imagen, se muestra una leyenda donde aparece una escala de colores con valores de tensión de von Mises, los cuales se reflejan de manera aproximada en el modelo 3D. Se ve claramente que esta imagen tampoco dice mucho y no muestra de manera “exacta” los valores de tensión, esto se debe a que el valor máximo de tensión de von Mises es en una zona muy concreta y dista mucho de los valores generales de tensión del bogie en su conjunto; por lo que se decide establecer un límite de tensión máxima tarado en 10 MPa. Ahora queda de la siguiente manera:



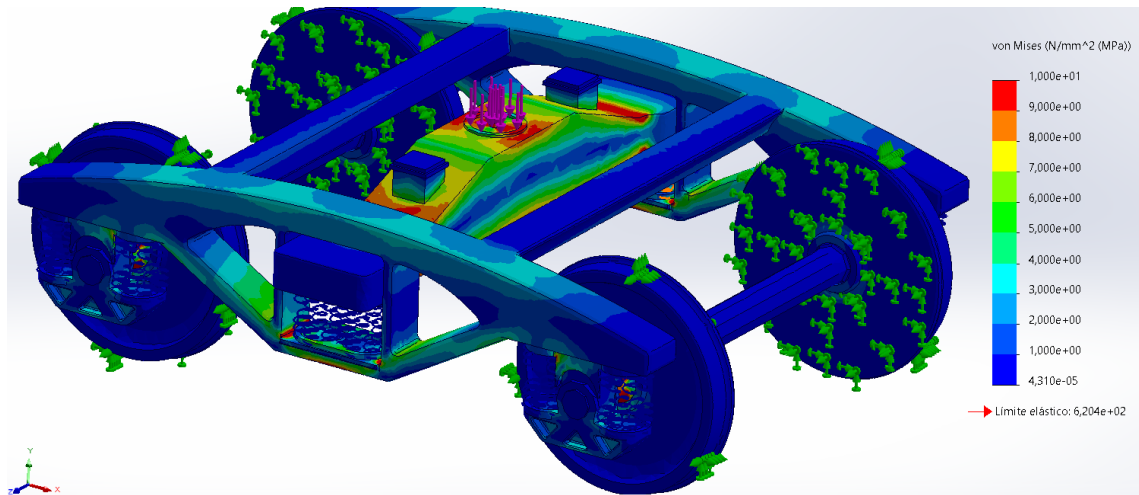


Ilustración 60 Tension von Mises Porta-coches vacío (con límite tens. max.)

Se puede apreciar que pocas zonas del modelo están por encima de los 10 MPa.

En ningún punto del modelo se supera el límite elástico (620 MPa). Los valores de tensión generalmente son bastante bajos.

El refuerzo se lleva los mayores esfuerzos, de entorno a los 10 MPa en el punto de apoyo de la carga y en las zonas de menor espesor. En cambio, las zonas menos cargadas del refuerzo se encuentran valores de 1 a 6 MPa.

El bastidor tampoco se carga gravemente, el apoyo de la suspensión primaria es el que sufre un poco más que otros puntos. Si nos fijamos en un lateral del bastidor, se aprecia que la carga va disminuyendo de forma gradual del punto central hasta el extremo del bastidor, donde descansa la suspensión primaria. En cuanto a las traviesas que unen los dos laterales del bastidor, a primera vista puede ser un caso de sobre-diseño, es decir, aparentemente no serían necesarias debido a que la tensión de von Mises es prácticamente nula.

Respecto a la caja de grasa se puede decir que recibe muy poca carga, o lo que es lo mismo que la suspensión secundaria recibe mucha carga y reparte otra poca a la suspensión primaria. De todos modos, se puede apreciar como en el punto de contacto (fricción) entre la caja de grasa y el bastidor se carga bastante en comparación con la tensión que hay en esa zona.

El mayor punto de fluencia (28 MPa) aparece en el eje de la rueda y corresponde al *Nodo 54318*, el cual analizaremos para comparar los Coeficientes de Seguridad en cada caso. Esa parte del eje está sometida a una gran carga a flexión y el diámetro del eje en esa zona debería ser mayor, por lo que para un futuro rediseño se tendrá en cuenta, aunque estos valores no suponen ningún problema, son mínimos.

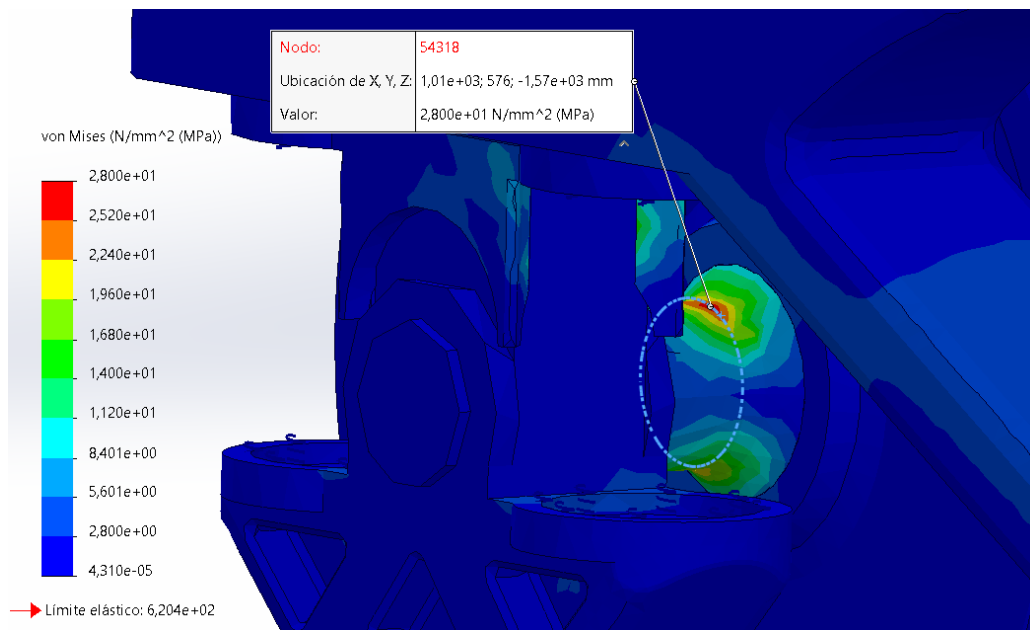


Ilustración 61 Punto de tensión max. Porta-coches vacío

Se puede decir, por lo tanto, que el modelo para este caso y esta carga puntual es estable en cuanto a tensiones y se comporta tal y como se esperaba, ya que el vagón va vacío, sin carga.

Además, se puede sacar un coeficiente de seguridad en ese punto, que es el más desfavorable. Se calcula como:

$$CS = \frac{\sigma_{LE}}{\sigma_{vm}} = \frac{620}{28} = 22,14 \approx 22$$

Redondeamos hacia abajo el coeficiente de seguridad para incrementar la seguridad en dicho punto.

Por otro lado, toca analizar los desplazamientos del modelo en el eje "Y" (Eje vertical), para poder estudiar el comportamiento de la suspensión del bogie.

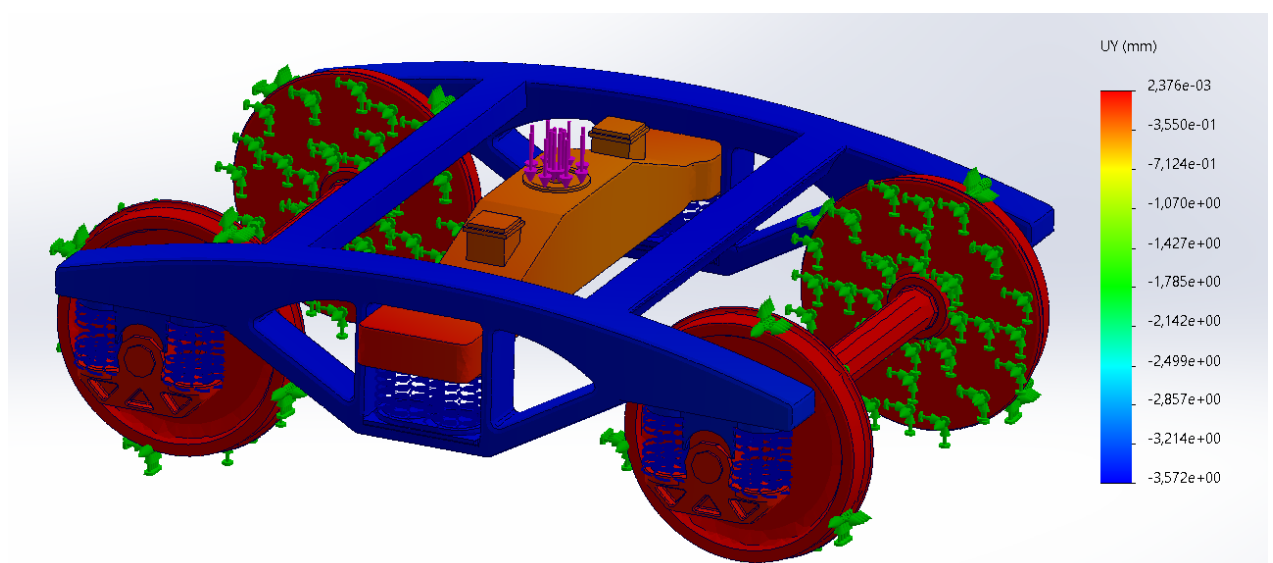


Ilustración 62 Desplazamientos Porta-coches vacío

En la siguiente imagen se obtiene los valores de los desplazamientos de la suspensión. Hay que tener en cuenta que el valor de la suspensión primaria es exactamente el que aparece, pero el valor de la suspensión secundaria es el resultado de la suma del que aparece en la imagen y el de la suspensión primaria. Por lo tanto, los valores de compresión de los muelles son los siguientes:

$$\Delta_{\text{suspensión primaria}} = -3,511 \text{ mm}$$

$$\Delta_{\text{suspensión secundaria}} = -3,511 + (-0,07557) = -3,587 \text{ mm}$$

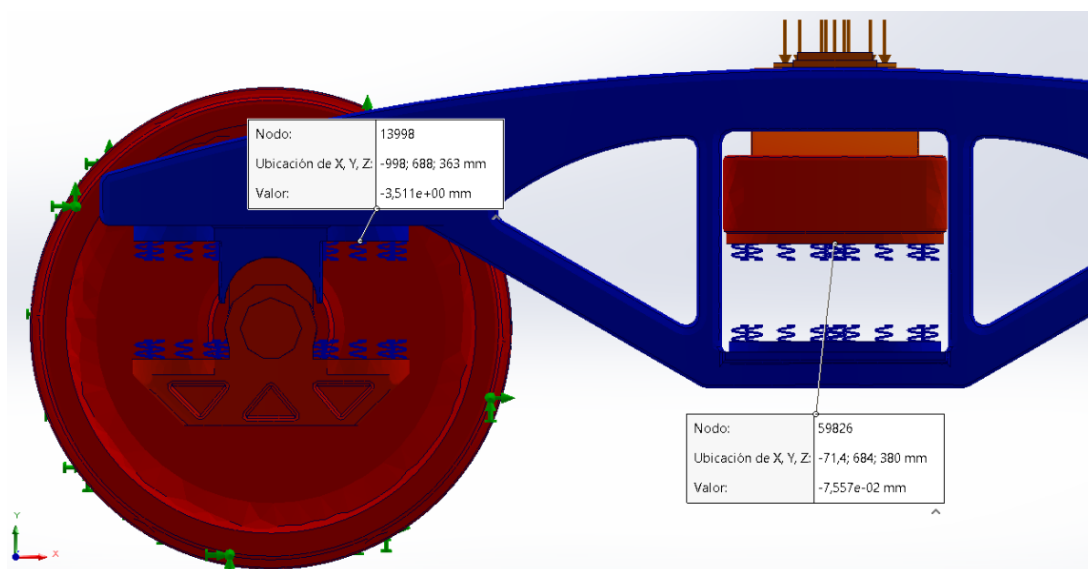


Ilustración 63 Desplazamiento suspensión Porta-coches vacío

Obviamente, son valores insignificantes si observamos las dimensiones del bogie, pero son los valores esperados, ya que, en este caso, al ir el vagón vacío la carga es la mínima, por lo tanto, no tendría mucho sentido que la suspensión del bogie se comprimiera demasiado. El modelo trabaja como se esperaba.

### 3.1.2 VAGÓN PORTA-COCHES CARGADO (200 kN)

El segundo caso a estudiar se trata del mismo vagón porta-coches pero con su carga máxima. La cual es de 200 kN.

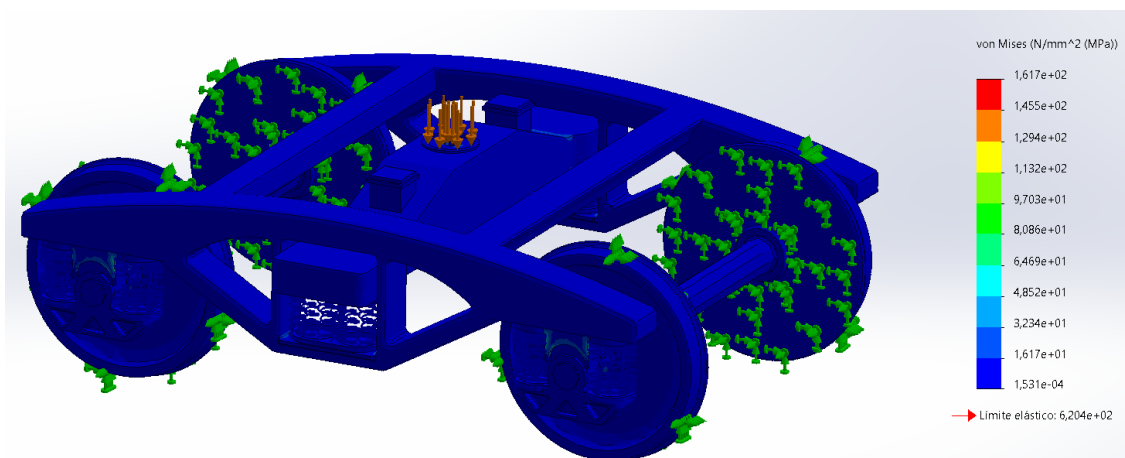
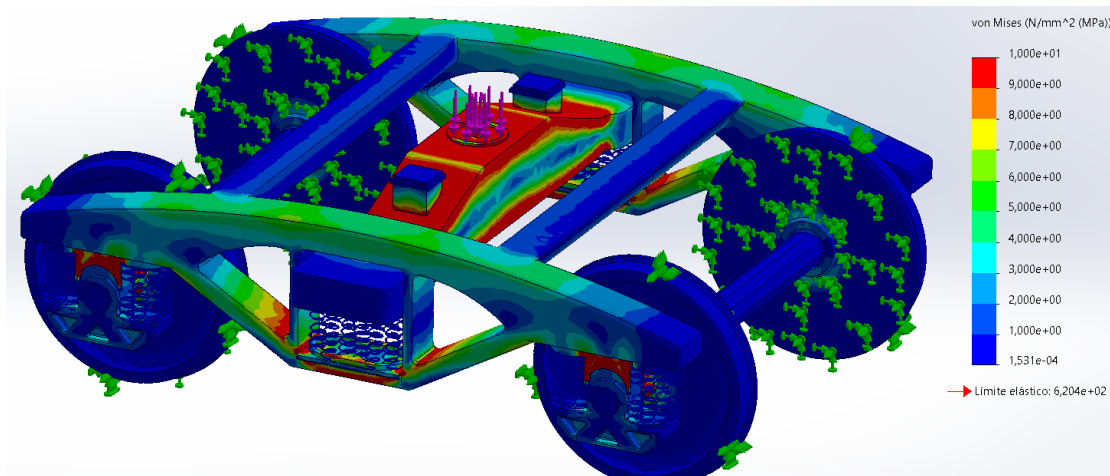


Ilustración 64 Tension von Mises Porta-coches lleno

Vuelve a pasar lo mismo con la diferencia entre los valores medios de tensión del bogie y el valor máximo de von Mises, pero esta vez la diferencia es aún mayor. El límite de tensión máxima se establece otra vez como 10 MPa para poder ver bien gráficamente la diferencia con el vagón vacío:



*Ilustración 65 Tension von Mises Porta-coches lleno (con límite tens. max.)*

Se puede apreciar que ya hay bastantes zonas por encima de los 10 MPa.

En ningún punto del modelo se supera el límite elástico (620 MPa). Los valores de tensión generalmente vuelven a ser bastante bajos, pero mayores que con el mismo vagón vacío.

El refuerzo se vuelve a llevar los mayores esfuerzos, el bastidor tampoco se carga gravemente y el apoyo de la suspensión primaria vuelve a ser el que sufre un poco más que otros puntos.

En este caso, como hay tensiones mayores debido a que la carga aplicada es mayor, se puede ver como en la zona donde el bastidor descansa sobre la suspensión primaria hay valores aproximados a 10 MPa. Este fenómeno no se apreciaba bien en el anterior caso, pero ahora, conforme aumentemos la carga, nos vamos a dar cuenta de que es una zona de concentración de tensiones y que los muelles de la suspensión secundaria reparten de manera correcta la carga a la suspensión primaria.

Ahora, el mayor punto de fluencia (161,7 MPa) aparece exactamente en el punto de contacto del bastidor con la caja de grasa. Este hecho es una singularidad ya que este no es el punto de mayor tensión en el caso del mismo vagón vacío; Esto se debe principalmente a que es un punto de fricción, y al mínimo desplazamiento se carga bastante. A lo largo del estudio, observaremos que va pasando en los demás casos con este punto.

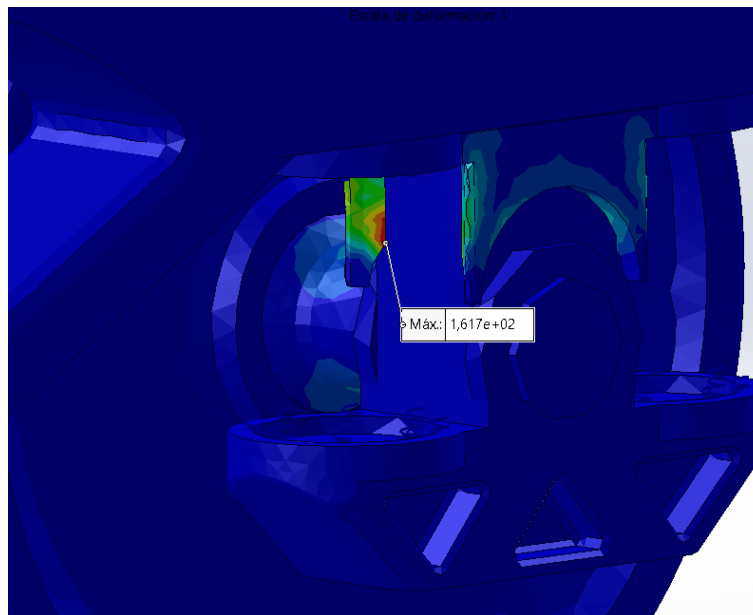


Ilustración 66 Punto de tensión max. Porta-coches lleno

Por otro lado, como se ha comentado, nos vamos a centrar en el mismo punto/nodo de tensión para el coeficiente de seguridad, en el eje de la rueda. Otra vez, el resultado no se acerca a el límite elástico, por lo que se mantiene lo mencionado en el anterior caso.

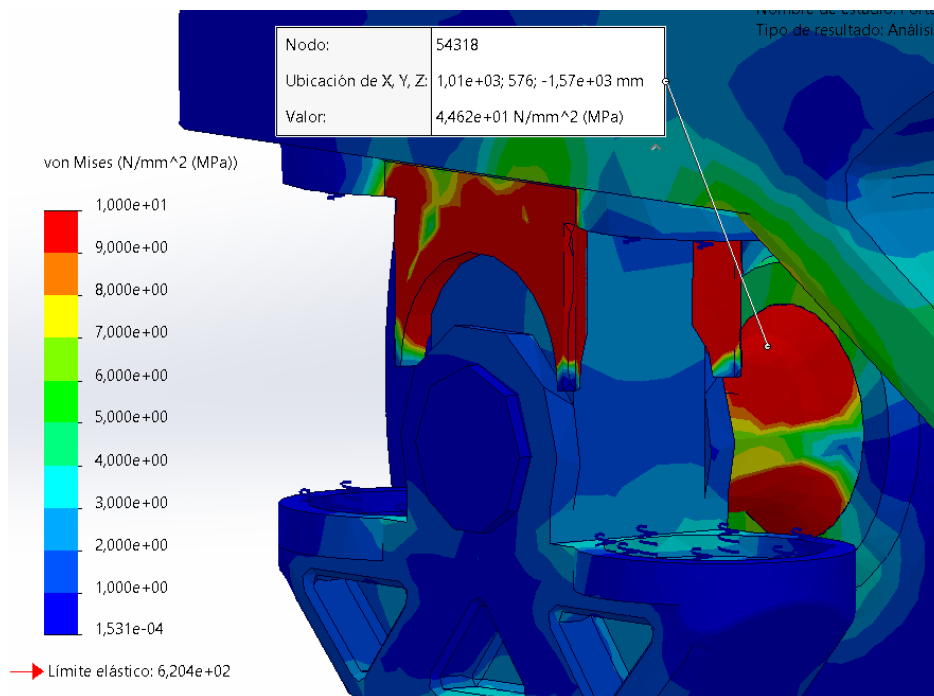


Ilustración 67 Punto estudio coeficiente seguridad Porta-coches lleno

Se puede decir, por lo tanto, que el modelo para este caso y esta carga puntual es estable en cuanto a tensiones y se comporta tal y como se esperaba, sufre un poco más que con el vagón vacío, pero sin problemas.

Además, se puede sacar un coeficiente de seguridad en ese punto. Se calcula como:

$$CS = \frac{\sigma_{LE}}{\sigma_{vm}} = \frac{620}{44,62} = 13,89 \approx 13$$

Por otro lado, toca analizar los desplazamientos del modelo en el eje "Y" (Eje vertical), para poder estudiar el comportamiento de la suspensión del bogie.

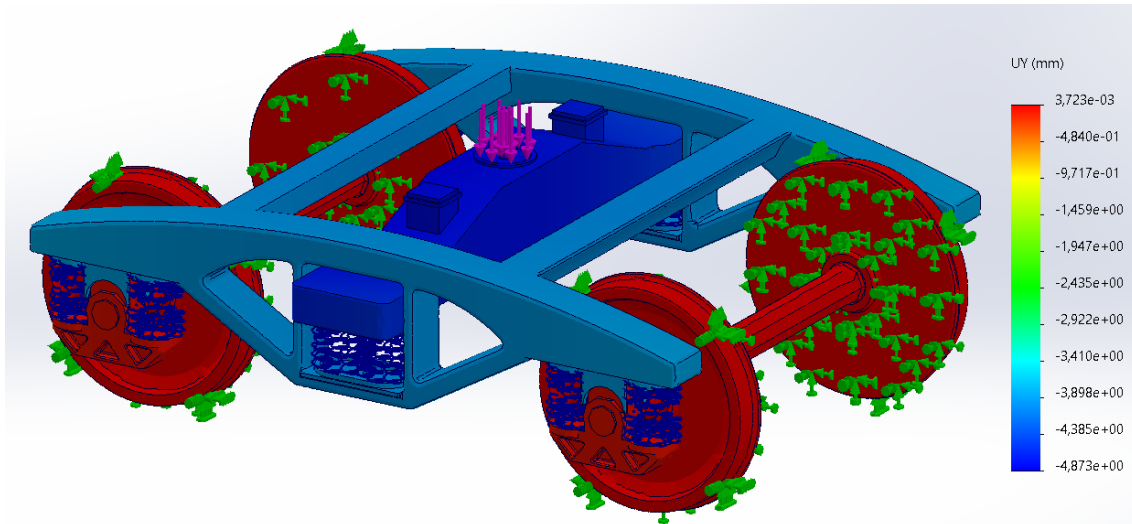


Ilustración 68 Desplazamientos Porta-coches lleno

En la siguiente imagen se obtiene los valores de los desplazamientos de la suspensión. Repetimos el proceso mencionado en el anterior caso:

$$\Delta_{\text{suspensión primaria}} = -3,852 \text{ mm}$$

$$\Delta_{\text{suspensión secundaria}} = -3,852 + (-4,392) = -8,244 \text{ mm}$$

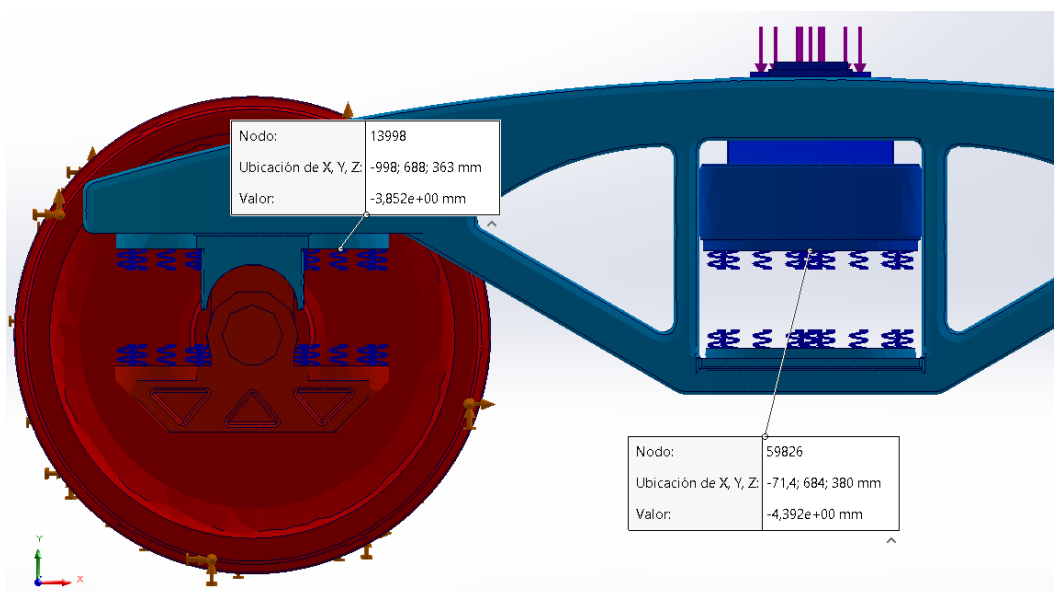


Ilustración 69 Desplazamiento suspensión Porta-coches lleno

Vuelven a ser valores insignificantes si observamos las dimensiones del bogie, pero otra vez son los valores esperados, ya que, en este caso, al ir el vagón lleno la carga es mínima pero mayor que cuando va vacío. Por lo tanto, la suspensión no se comprime de manera

significativa, pero si nos fijamos por ejemplo en la suspensión secundaria, se comprime 5 mm más que en el caso del vagón vacío. El modelo trabaja como se esperaba.

La ejecución de los demás casos de carga del análisis estático se detalla en el ANEXO IV. En la siguiente tabla se muestra un resumen del resultado del estudio de todos los casos:

	<b><i>Porta-coches</i></b>		<b><i>Tolva</i></b>		<b><i>Porta-contenedores</i></b>	
	<b><i>Vacío</i></b>	<b><i>Lleno</i></b>	<b><i>Vacío</i></b>	<b><i>Lleno</i></b>	<b><i>Vacío</i></b>	<b><i>Lleno</i></b>
<b>Carga (kN)</b>	125	200	120	400	100	450
<b>Pto máx. fluencia (MPa)</b>	28	161,7	27,29	439,6	22,74	574,4
<b>Límite elástico (Mpa)</b>	620	620	620	620	620	620
<b>Pto estudio CS (MPa)</b>	28	44,62	27,29	75,83	22,74	82,54
<b>Coefficiente de seguridad CS</b>	22	13	22	8	27	7
<b>Desp. suspensión primaria (mm)</b>	-3,511	-3,852	-3,080	-4,306	-0,900	-4,353
<b>Desp. suspensión secundaria (mm)</b>	-3,587	-8,244	-2,485	-19,636	2,929	-22,353

Tabla 6 Tabla resumen Análisis estático

Como conclusión general del análisis estático, podemos decir que el comportamiento del bogie y de la suspensión en general, es muy estable al aplicar cualquier carga de los 3 casos.

Pero si nos ponemos a ver detalladamente cada caso, tal y como se han ido sacando conclusiones a lo largo del análisis, nos damos cuenta de que, para cada carga en concreto, el bogie tiene un comportamiento, pero como ya se ha dicho muchas veces, este comportamiento siempre es estable.

Si nos fijamos en los vagones vacíos, todos tienen el mismo comportamiento si hablamos de tensiones, pero en cuanto a desplazamientos son un tanto diferentes. Por ejemplo, en el porta-coches, ambas suspensiones se desplazan lo mismo, en la tolva la suspensión secundaria se desplaza menos que la primaria, y en el porta-contenedores la suspensión primaria prácticamente no se desplaza y la secundaria en vez de comprimirse se expande. En este último caso el valor de rigidez o la fuerza de precarga seleccionados de la suspensión secundaria serían valores muy altos.

Ahora, si nos fijamos en los vagones llenos, se diferencian de los vacíos en que obtienen en la simulación valores mucho más altos, como era de esperar. Pero, la diferencia que resulta un tanto curiosa, es que el punto de máxima fluencia de los vagones vacíos es distinto al de los llenos. Ya hemos visto que, en cualquier vagón cargado al máximo, este punto en vez de aparecer en el eje-rueda, se da en el punto de contacto entre bastidor y caja de grasa. Como ya se ha explicado, esto sucede ya que al haber mayor carga, el bastidor se desplaza/amortigua más en el eje y, lo que provoca una gran fricción en este punto y se hace evidente esta singularidad.

En cuanto a los coeficientes de seguridad, se obtienen valores muy altos, aunque van decreciendo a medida que aumentamos la carga. Al haber coeficientes de seguridad tan altos, podríamos llegar a utilizar un material con peores propiedades o lo que es mejor, reducir peso en zonas del bogie.

## CAPÍTULO 4. ESTUDIO DE FRECUENCIA

Seguidamente, mandamos al programa analizar las frecuencias naturales del conjunto según distintos modos. Esta frecuencia, obviamente dependerá en parte de la suspensión, es decir, dependerá de la rigidez que establezcamos en cada uno de los muelles. Se tendrán en cuenta las distintas condiciones que se van a detallar a continuación.

En cuanto a las cargas que se aplicarán en el pivote central, se va a variar entre los tres casos calculados anteriormente en el análisis estático. Se analizará cada vagón cargado.

- **Vagón porta-coches MMA:**
  - Lleno:  $F_{zp} = F_z = \frac{150+250}{2} = 200 \text{ kN}$
- **Vagón tolva TT7:**
  - Lleno:  $F_{zp} = F_z = \frac{560+240}{2} = 400 \text{ kN}$
- **Vagón porta-contenedores MMC3E:**
  - Lleno:  $F_{zp} = F_z = \frac{700+200}{2} = 450 \text{ kN}$

Donde:

- ❖  $F_{zp}$  es la fuerza que sufre el pivote central.
- ❖  $F_z$  es la fuerza vertical que se aplica sobre el bogie.

Para poder realizar el análisis de frecuencia, primero se debe tener en cuenta que el cálculo de frecuencias es un análisis lineal y no permite "no-linealidades" por lo que la interacción entre componentes de contacto entre bastidor y caja de grasa que establecíamos en el análisis estático para que la suspensión primaria pudiera trabajar, en este estudio no podremos aplicarla. Es decir, este tipo de estudio, al ser lineal, sólo permite que los contactos estén cerrados "Unión Rígida" o abiertos "Libre".

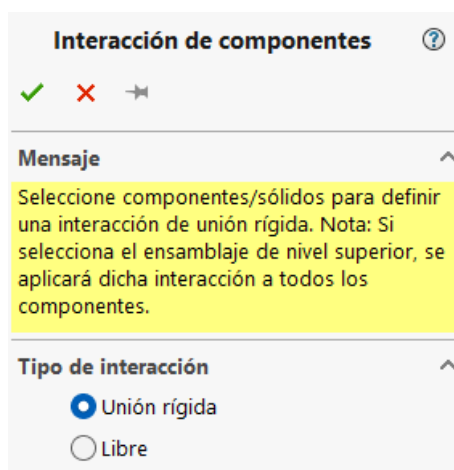
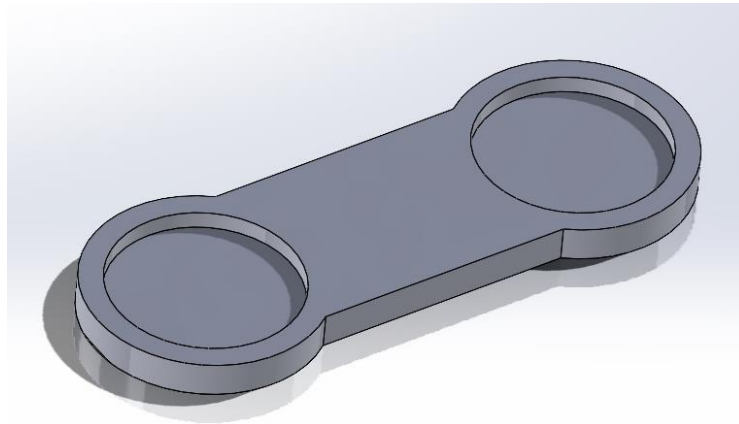


Ilustración 70 Interacción entre componentes

Por lo tanto, la caja de grasa diseñada para el análisis estático no sería efectiva para este estudio de frecuencia y habría que adaptarla. Con el fin de solventar esta situación, se diseña la

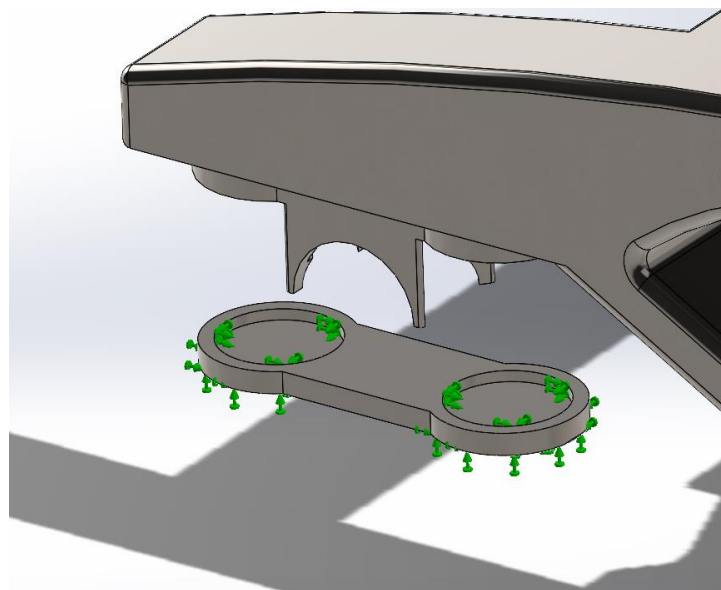


placa que se muestra en la siguiente imagen, la cual cumpliría con la misma función que la anterior.



*Ilustración 71 Caja de grasa estudio frecuencia*

En cuanto a las restricciones, claramente están pensadas de distinta manera, ya que en este estudio no vamos a incorporar el conjunto eje-rueda, donde estaban ubicadas anteriormente. Para poder restringir el movimiento en los ejes  $x,y,z$ , se establecen nuevas sujeciones en la nueva placa tal y como se ve en la siguiente imagen:



*Ilustración 72 Restricciones estudio frecuencia*

Cabe destacar que en este estudio no se van a seguir los valores de rigidez del análisis estático, establecidos en el apartado 2.1.6 *MUELLES*. Por lo tanto, dentro de los tres casos de carga, se van a establecer en total 7 estudios donde se ira variando la relación entre las rigideces normales de ambas suspensiones. Así podremos ver como el diseño de los muelles puede variar en las frecuencias naturales del modelo y, si en algún caso, puede llegar a entrar en resonancia. Cabe destacar que, nos vamos a centrar en los valores de rigidez normal, por lo que no se van a tener en cuenta fuerzas de precarga y la rigidez tangencial va a ser constante en todos los casos con un valor de 4.000.000 N/m.

Con este estudio lo que queremos ver es como se ve afectada y cómo evoluciona la frecuencia natural del bogie a medida que vamos variando la relación entre la rigidez normal de la suspensión primaria y secundaria. Las 7 relaciones que se van a estudiar con cada carga son:

**A:** Rigidez normal suspensión primaria (N/m)

**B:** Rigidez normal suspensión secundaria (N/m)

Caso:	A (N/m)	B (N/m)
<b>CASO 1 (A, B=0,7·A)</b>	6.000.000	4.200.000
<b>CASO 2 (A, B=0,8·A)</b>	6.000.000	4.800.000
<b>CASO 3 (A, B=0,9·A)</b>	6.000.000	5.400.000
<b>CASO 4 (A, B=A)</b>	6.000.000	6.000.000
<b>CASO 5 (A, B=1,2·A)</b>	6.000.000	7.200.000
<b>CASO 6 (A, B=1,6·A)</b>	6.000.000	9.600.000
<b>CASO 7 (A, B=2·A)</b>	6.000.000	12.000.000

*Tabla 7 Casos estudio frecuencia*

Como se muestra en la tabla, en el punto de partida (Caso 1) la rigidez normal de la suspensión primaria es mayor que la rigidez normal en la secundaria. En el caso 4 las rigideces de ambas suspensiones son idénticas hasta llegar al último caso (Caso 7), donde la rigidez normal de la suspensión primaria es menor que la rigidez normal de la secundaria.

Una vez tenido en cuenta estas condiciones y habiendo aplicado el material comentado anteriormente (ANEXO III), se procede a crear una malla sólida basada en curvatura de combinado.

El resumen de la malla se muestra en la siguiente tabla:

<b>Tipo de malla</b>	Malla sólida
<b>Mallador utilizado</b>	Malla basada en curvatura de combinado
<b>Puntos jacobianos para malla alta calidad</b>	16
<b>Tamaño máximo de elemento (mm)</b>	162,825
<b>Tamaño mínimo de elemento (mm)</b>	8,14123
<b>Número total de nodos</b>	84229
<b>Número total de elementos</b>	353668
<b>Cociente máximo de aspecto</b>	69,62
<b>Elementos con cociente de aspecto &lt; 3 (%)</b>	98,6
<b>Elementos con cociente de aspecto &gt; 10 (%)</b>	0,0198

*Tabla 8 Resumen malla*

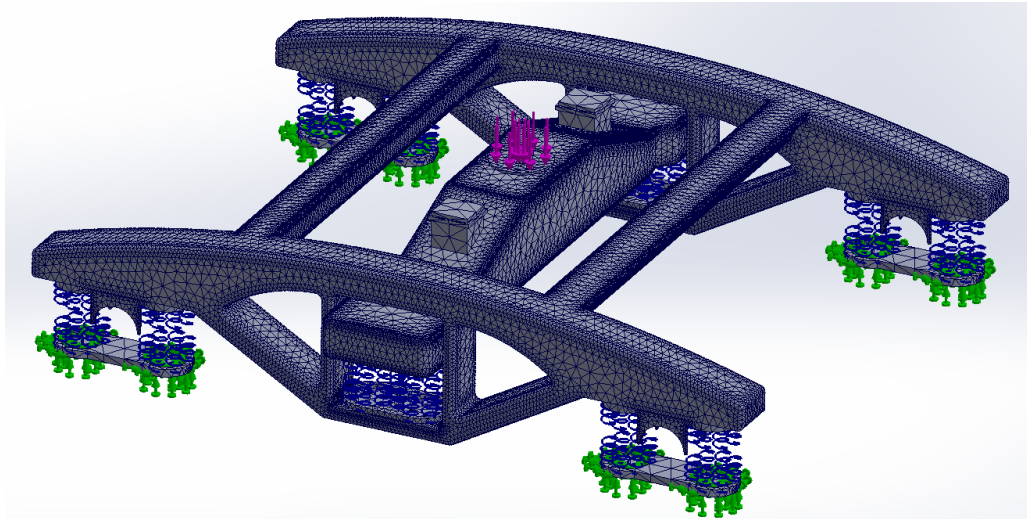


Ilustración 73 Malla Estudio frecuencia

## 4.1 VAGÓN PORTA-COCHES MMA CARGADO (200 kN)

### 4.1.1 CASO 1: (A, B=0,7·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	4.200.000 N/m

Tabla 9 Valores rigidez Porta-coches Caso 1

Por defecto, al ejecutar el estudio, Solidworks nos va a desarrollar 5 modos de frecuencia, cada uno con menos probabilidad de que ocurra, es decir, el Modo 1 es el modo de frecuencia más probable al que va a estar sometido el conjunto y el Modo 5 será un modo muy aparatoso, con poca probabilidad de que ocurra. Por lo tanto, en este estudio nos vamos a fijar sólo en el primer modo.

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

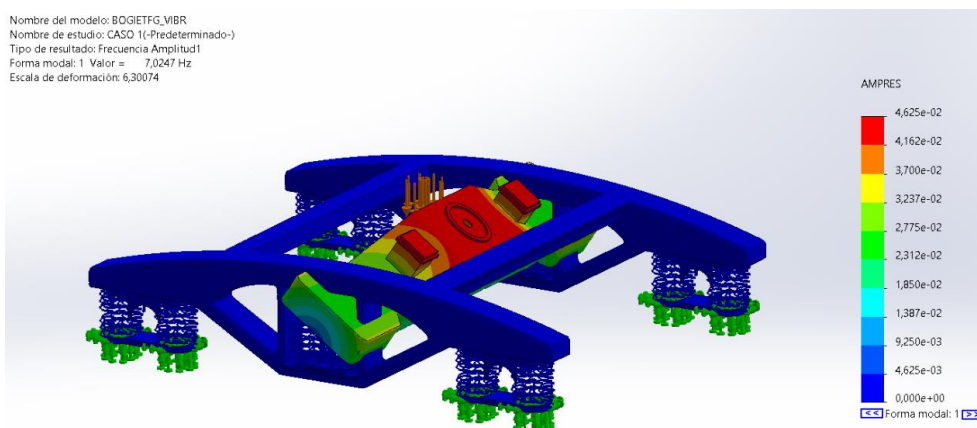


Ilustración 74 Vagón porta-coches, Caso 1, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **7,0247 Hz**.

#### 4.1.2 CASO 2: (A, B=0,8·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	4.800.000 N/m

Tabla 10 Valores rigidez Porta-coches Caso 2

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

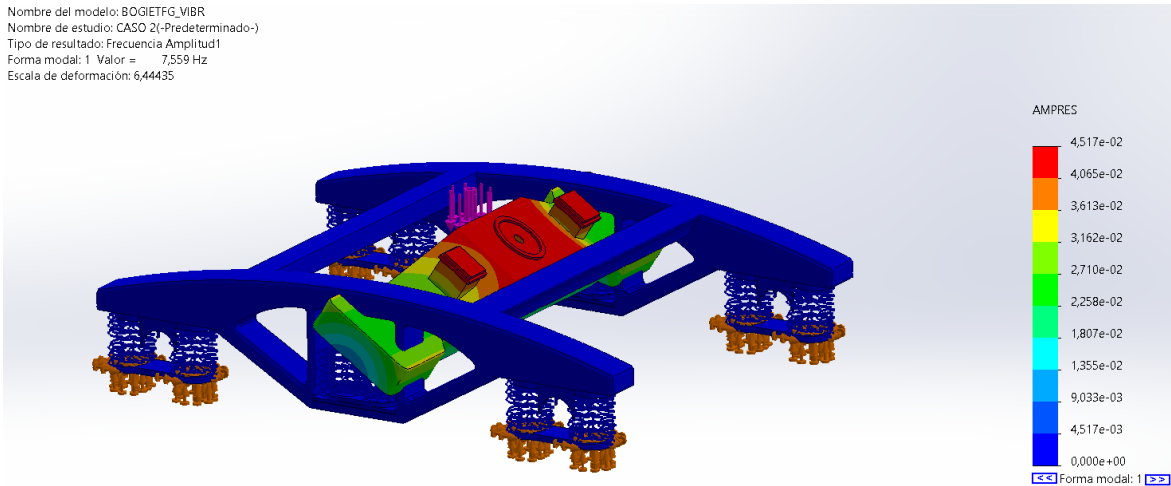


Ilustración 75 Vagón porta-coches, Caso 2, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **7,5590 Hz**.

#### 4.1.3 CASO 3: (A, B=0,9·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	5.400.000 N/m

Tabla 11 Valores rigidez Porta-coches Caso 3

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

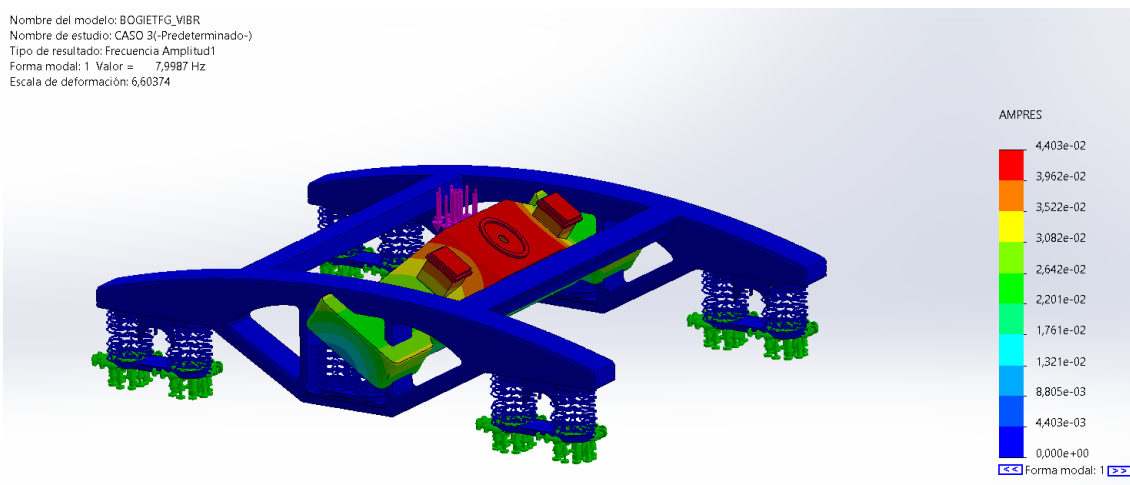


Ilustración 76 Vagón porta-coches, Caso 3, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **7,9987 Hz**.

#### 4.1.4 CASO 4: (A, B=A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	6.000.000 N/m

Tabla 12 Valores rigidez Porta-coches Caso 4

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

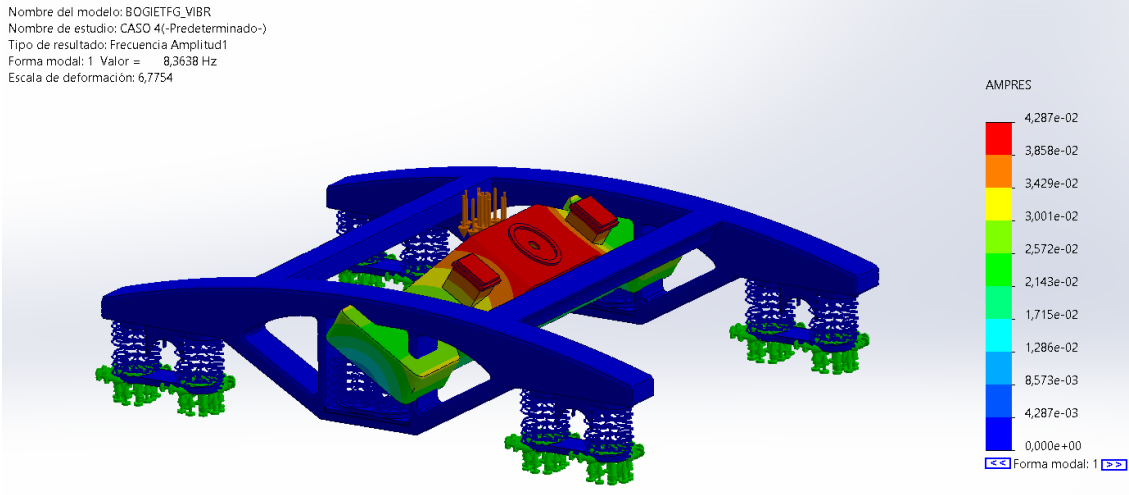


Ilustración 77 Vagón porta-coches, Caso 4, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **8,3638 Hz**.

#### 4.1.5 CASO 5: (A, B=1,2·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	7.200.000 N/m

Tabla 13 Valores rigidez Porta-coches Caso 5

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

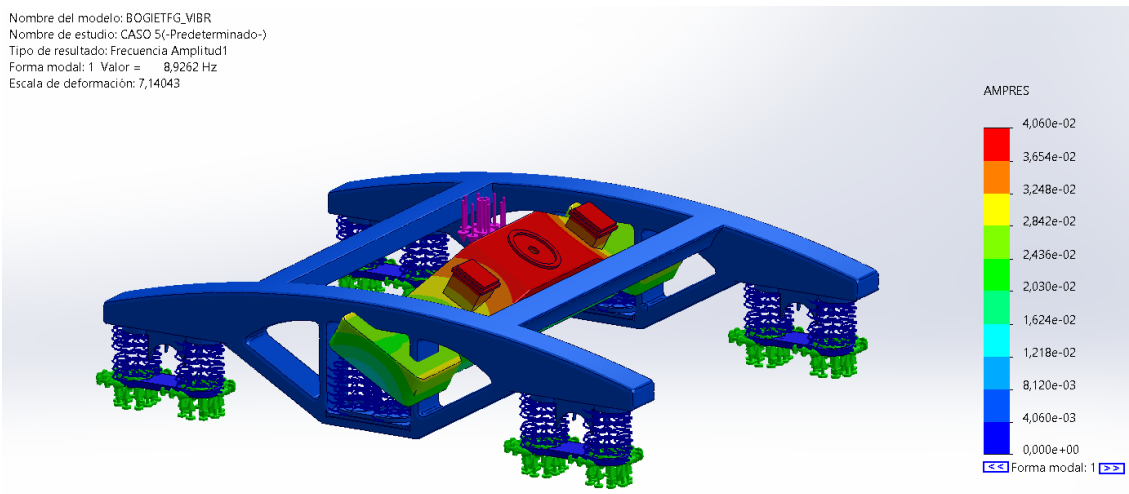


Ilustración 78 Vagón porta-coches, Caso 5, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **8,9262 Hz**.

#### 4.1.6 CASO 6: (A, B=1,6·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	9.600.000 N/m

Tabla 14 Valores rigidez Porta-coches Caso 6

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

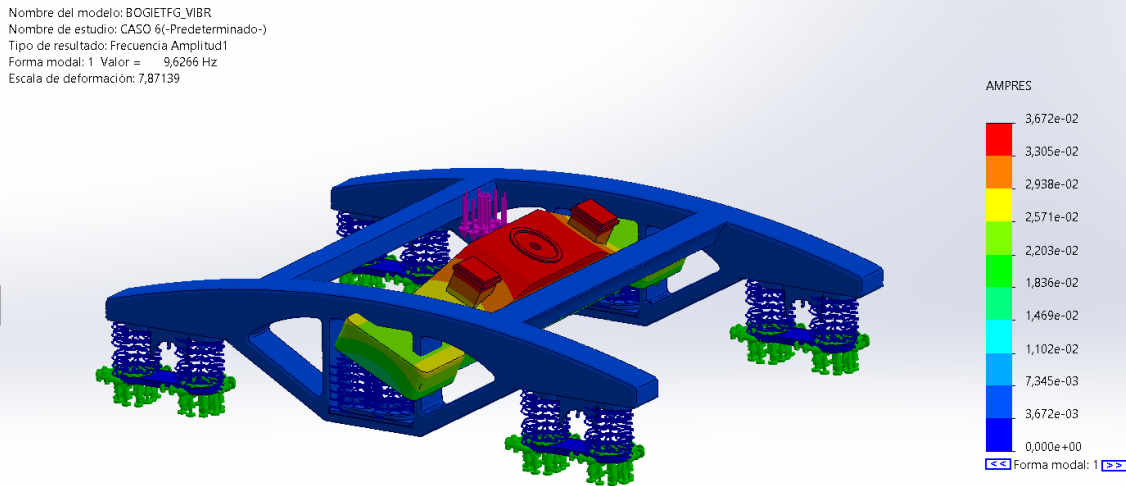


Ilustración 79 Vagón porta-coches, Caso 6, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **9,6266 Hz**.

#### 4.1.7 CASO 7: (A, B=2·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	12.000.000 N/m

Tabla 15 Valores rigidez Porta-coches Caso 7

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

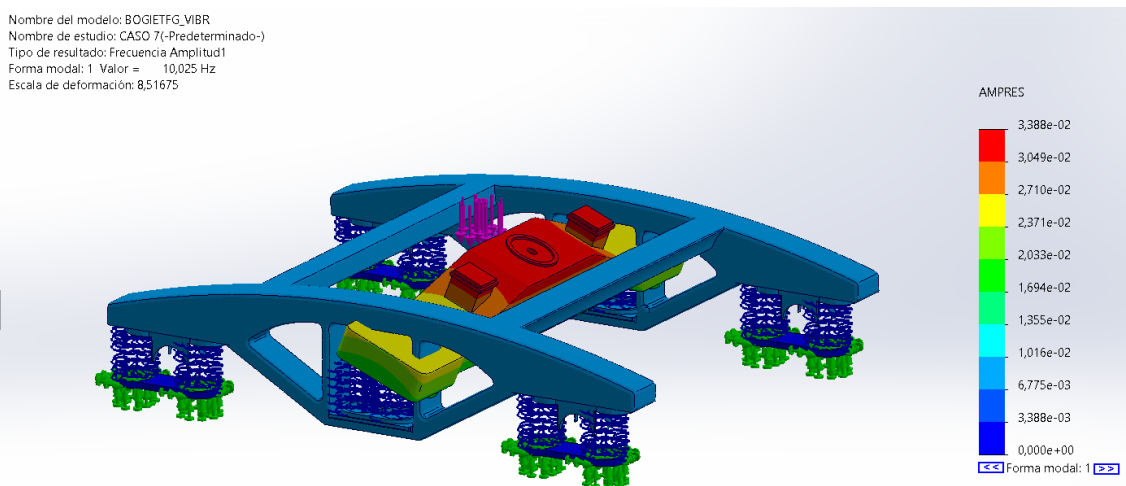


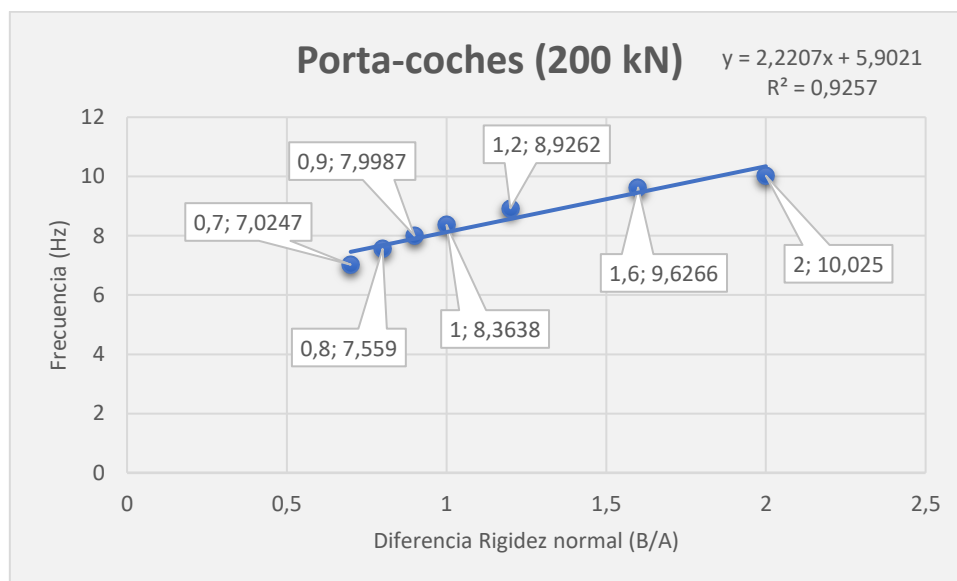
Ilustración 80 Vagón porta-coches, Caso 7, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **10,0250 Hz**.

Atendiendo a los valores de frecuencia que SolidWorks nos ha dado como resultado de estos 7 casos, podemos hacer una tabla y sacar una gráfica para ver de manera más representativa lo que está ocurriendo con el vagón porta-coches:

Diferencia (B/A)	Frecuencia (Hz)
0,7	7,0247
0,8	7,5590
0,9	7,9987
1	8,3638
1,2	8,9262
1,6	9,6266
2	10,0250

Tabla 16 Vagón porta-coches Tabla Frecuencias



Gráfica 1 Frecuencia-Rigidez Porta-coches

Observando la gráfica, rápidamente nos damos cuenta de que a medida que la relación de rigidez normal B/A aumenta, las frecuencias naturales del conjunto también aumentan. En otras palabras, para un valor fijo de rigidez normal de la suspensión primaria (A), al incrementar el valor de la rigidez normal de la suspensión secundaria (B) la frecuencia normal tiende a aumentar.

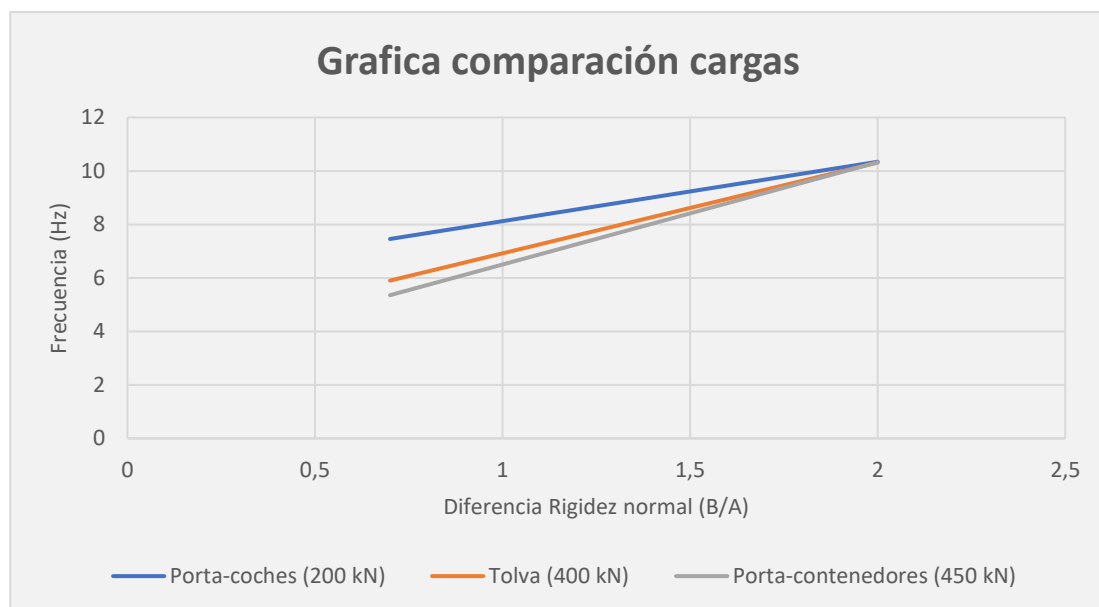
Una frecuencia alta en un modo indica la poca probabilidad de que el bogie entre en resonancia. Entonces, con este razonamiento, nos convendría diseñar la suspensión secundaria con una rigidez superior a la de la suspensión primaria. Y por el momento, cuanto mayor sea esta diferencia menos probabilidad habrá de entrar en resonancia.

La ejecución de los otros dos casos de carga del estudio de frecuencia se detalla en el ANEXO V. En la siguiente tabla se muestra un resumen del resultado del estudio de todos los casos:

<u>Diferencia (B/A)</u>	<u>Frecuencia (Hz)</u>		
	<u>Porta-coches (200 kN)</u>	<u>Tolva (400 kN)</u>	<u>Porta-contenedores (450 kN)</u>
<b>0,7</b>	7,0247	5,1339	4,4342
<b>0,8</b>	7,559	6,0496	5,5258
<b>0,9</b>	7,9987	6,7656	6,3513
<b>1</b>	8,3638	7,3424	7,006
<b>1,2</b>	8,9262	8,2051	7,9739
<b>1,6</b>	9,6266	9,2294	9,1081
<b>2</b>	10,025	9,7795	9,7028

Tabla 17 Tabla resumen Estudio Frecuencia

Al tener esta tabla de recopilación de datos, resulta muy sencillo unificar las tres graficas desarrolladas en una sola. Y si, además, solo mostramos las líneas de tendencia, se puede apreciar con facilidad la diferencia entre los tres casos de carga.



Gráfica 2 Gráfica comparación cargas

Las conclusiones que podemos sacar del estudio de frecuencia son las siguientes:

Como ya hemos comentado, para conseguir que el modelo tienda a no entrar en resonancia, hay que establecer un valor de rigidez en la suspensión secundaria (B) mayor que el de la suspensión primaria (A). Cuanto mayor sea la diferencia, menor posibilidad habrá de encontrarnos con este problema de frecuencia.

De primeras, observando los resultados del estudio, se podría decir que cuanto mayor es la carga aplicada en el bogie, menores frecuencias tendré y por lo tanto más probabilidad de que el conjunto entre en resonancia. Pero sucede una cosa un tanto curiosa y es que esto no es del todo cierto. Si miramos detenidamente la gráfica de comparación de cargas, se observa que cuando el valor de rigidez de la suspensión primaria es mucho mayor que el de la suspensión secundaria ( $A \gg B$ ), los valores de frecuencia en los tres casos de carga distan bastante y se podría decir que a mayor carga, menor frecuencia y mayor posibilidad de resonancia (Esto se puede ver en el lado izquierdo de la gráfica). Sin embargo, lo interesante sucede en el lado derecho de esta, cuando la rigidez de la suspensión secundaria es el doble que el de la primaria



( $B=2 \cdot A$ ). Básicamente con las tres cargas distintas obtenemos la misma frecuencia, la cual es elevada y sería muy difícil que el bogie entrara en resonancia. Este punto parece el idóneo, ya que se podría diseñar un bogie de tal manera que esta configuración de rigideces resultara efectiva para cualquier tipo de vagón.

Por último, si nos fijamos en las pendientes de las líneas de tendencia, observamos que a mayor carga mayor pendiente Frecuencia-DiferenciaRigidez. Esto quiere decir que cuanto más cargado va el bogie, en mayor medida se ve afectada la frecuencia por la diferencia de rigideces. Por lo tanto, en el vagón porta-contenedores (450 kN) hará falta una rigidez normal de suspensión secundaria menor que en el vagón porta-coches (200 kN) para alcanzar el mismo valor de frecuencia.



# CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES

## **ANÁLISIS ESTÁTICO:**

Como conclusión general del análisis estático, como ya hemos dicho, se puede decir que el comportamiento del bogie y de la suspensión en general, es muy estable al aplicar cualquiera de los 3 casos, aunque para cada carga el bogie tiene un comportamiento distinto.

Si nos fijamos en los vagones vacíos, todos tienen el mismo comportamiento si hablamos de tensiones, pero en cuanto a desplazamientos son un tanto diferentes. Por ejemplo, en el porta-coches, ambas suspensiones se desplazan lo mismo, en la tolva la suspensión secundaria se desplaza menos que la primaria, y en el porta-contenedores la suspensión primaria prácticamente no se desplaza y la secundaria en vez de comprimirse se expande. En este último caso el valor de rigidez o la fuerza de precarga seleccionados de la suspensión secundaria serían valores muy altos.

Ahora, si nos fijamos en los vagones llenos, se diferencian de los vacíos en que obtienen en la simulación valores mucho más altos, como era de esperar. Pero, la diferencia que resulta un tanto curiosa, es que el punto de máxima fluencia de los vagones vacíos es distinto al de los llenos. Ya hemos visto que, en cualquier vagón cargado al máximo, este punto en vez de aparecer en el eje-rueda, se da en el punto de contacto entre bastidor y caja de grasa. Como ya se ha explicado, esto sucede ya que al haber mayor carga, el bastidor se desplaza/amortigua más en el eje y, lo que provoca una gran fricción en este punto y se hace evidente esta singularidad.

En cuanto a los coeficientes de seguridad, se obtienen valores muy altos, aunque van decreciendo a medida que aumentamos la carga. Al haber coeficientes de seguridad tan altos, podríamos llegar a utilizar un material con peores propiedades o lo que es mejor, reducir peso en zonas del bogie.

## **ESTUDIO DE FRECUENCIA:**

Como ya hemos comentado, para conseguir que el modelo tienda a no entrar en resonancia, hay que establecer un valor de rigidez en la suspensión secundaria (B) mayor que el de la suspensión primaria (A). Cuanto mayor sea la diferencia, menor posibilidad habrá de encontrarnos con este problema de frecuencia.

De primeras, observando los resultados del estudio, se podría decir que cuanto mayor es la carga aplicada en el bogie, menores frecuencias tendré y por lo tanto más probabilidad de que el conjunto entre en resonancia. Pero sucede una cosa un tanto curiosa y es que esto no es del todo cierto. Si miramos detenidamente la *gráfica Gráfica 2*, se observa que cuando el valor de rigidez de la suspensión primaria es mucho mayor que el de la suspensión secundaria ( $A \gg B$ ), los valores de frecuencia en los tres casos de carga distan bastante y se podría decir que a mayor carga, menor frecuencia y mayor posibilidad de resonancia (Esto se puede ver en el lado izquierdo de la gráfica). Sin embargo, lo interesante sucede en el lado derecho de esta, cuando la rigidez de la suspensión secundaria es el doble que el de la primaria ( $B=2 \cdot A$ ). Básicamente con las tres cargas distintas obtenemos la misma frecuencia, la cual es elevada y sería muy difícil que el bogie entrara en resonancia. Este punto parece el idóneo, ya que se podría diseñar



un bogie de tal manera que esta configuración de rigideces resultara efectiva para cualquier tipo de vagón.

Por último, si nos fijamos en las pendientes de las líneas de tendencia, observamos que a mayor carga mayor pendiente Frecuencia-DiferenciaRigidez. Esto quiere decir que cuanto más cargado va el bogie, en mayor medida se ve afectada la frecuencia por la diferencia de rigideces. Por lo tanto, en el vagón porta-contenedores (450 kN) hará falta una rigidez normal de suspensión secundaria menor que en el vagón porta-coches (200 kN) para alcanzar el mismo valor de frecuencia.



## CAPÍTULO 6. BIBLIOGRAFÍA

- Renfe. (2023), *Parque de Vagones*: <https://www.renfe.com/es/es/grupo-renfe/sociedades/renfe-mercancias/mercancias-productos/parque-de-vagones>
- GrabCAD. (2023), *GrabCAD Library*: <https://grabcad.com/library>
- Jorge Ferrer Luzón. (2020/2021), *Bogies: Historia, caracterización y análisis estructural, Asignatura Ferrocarriles y Otros Vehículos Guiados, Grado en Tecnologías Industriales. Universidad de Zaragoza.*
- Javier Abad Blasco. (2022/2023), *Apuntes Sistemas mecánicos en máquinas y vehículos (2022/2023), Universidad de Zaragoza.*
- A.Berbey, R.Caballero, J.D.Sanz Bobi, J.Brunel, K.Guerra, J.Flores, A.Samaniego, W.Orozco.(2013), *Trenes: material rodante del transporte ferroviario. Universidad Tecnológica de Panamá, Universidad Politécnica de Madrid.*
- Julio Fuentes Losa, Francisco Javier Gonzalez Fernández. (2010), *Ingeniería Ferroviaria 2ª Edición, UNED.*
- Comisión Europea. (2014), *Reglamento (UE) nº 1302/2014 de la Comisión, de 18 de noviembre de 2014, sobre la especificación técnica de interoperabilidad del subsistema de material rodante «locomotoras y material rodante de viajeros» del sistema ferroviario en la Unión Europea.*
- Juan Fernández Santamaría. (2018), *Estudio y simulación de la suspensión secundaria de un vehículo ferroviario, Universidad Carlos III de Madrid.*
- Beatriz Mora Ramos. (2014), *Modelado y Simulación de un Bogie, Universidad Carlos III de Madrid.*
- Fernando Sanz Palacios. (2014), *Análisis de tensiones y deformaciones dinámicas en un bogie ferroviario mediante el método de elementos finitos, Universidad Carlos III de Madrid.*
- Andrés Santos Calleja. (2022), *Diseño y pre-dimensionamiento de bastidor de bogie multi-material para trenes de alta velocidad, Universitat Stuttgart.*
- Villa El Salvador. (2008), *Especificaciones Técnicas Básicas: Equipamiento Electromecánico y Material Rodante.*
- Universidad de Sevilla. (2023), *Capítulo 2: Manchester Benchmark, Universidad de Sevilla.*



# Índice de Ilustraciones

Ilustración 1 Modelo dinámico del conjunto tren-vía .....	9
Ilustración 2 Suspensión primaria del bogie .....	9
Ilustración 3 Esquema suspensión primaria moderna .....	10
Ilustración 4 Suspensión secundaria flexicoil bogie .....	11
Ilustración 5 Suspensión secundaria neumática bogie .....	11
Ilustración 6 Esquema suspensión de un bogie .....	12
Ilustración 7 Movimiento de lazo del eje montado de un bogie.....	12
Ilustración 8 Sistema por placas de guarda .....	14
Ilustración 9 Ballesta .....	15
Ilustración 10 Tipos de ballestas .....	15
Ilustración 11 Suspensión primaria de bogie con ballesta .....	16
Ilustración 12 Muelle helicoidal .....	17
Ilustración 13 Tipos de muelles.....	17
Ilustración 14 Amortiguador antilazo en un bogie ICE3.....	18
Ilustración 15 Amortiguador hidráulico .....	18
Ilustración 16 Montaje de balona neumática en suspensión secundaria .....	20
Ilustración 17 Barra de torsión .....	20
Ilustración 18 Resorte caucho-metal.....	21
Ilustración 19 Croquis perfil bastidor bogie .....	23
Ilustración 20 Extrusión perfil bastidor bogie .....	23
Ilustración 21 Croquis apoyo suspensión primaria bogie .....	23
Ilustración 22 Extrusión apoyo suspensión primaria bogie.....	24
Ilustración 23 Corte para caja de grasa bogie .....	24
Ilustración 24 Croquis y extrusión apoyo suspensión secundaria bogie.....	24
Ilustración 25 Perfil del bastidor bogie.....	25
Ilustración 26 Croquis travesaño bastidor bogie.....	25
Ilustración 27 Simetría travesaño bastidor bogie.....	25
Ilustración 28 Conjunto bastidor bogie .....	26
Ilustración 29 Croquis 1 refuerzo bogie.....	26
Ilustración 30 Extrusión 1 refuerzo bogie.....	26
Ilustración 31 Croquis extrusión 2 refuerzo bogie .....	27
Ilustración 32 Extrusión 2 refuerzo bogie.....	27
Ilustración 33 Croquis, extrusiones y cortes pivotes refuerzo bogie.....	27
Ilustración 34 Croquis apoyo suspensión secundaria refuerzo bogie .....	28
Ilustración 35 Extrusión apoyo suspensión secundaria refuerzo bogie .....	28
Ilustración 36 Refuerzo bogie.....	28
Ilustración 37 Croquis y extrusión base caja de grasa .....	29
Ilustración 38 Extrusión 1 caja de grasa .....	29
Ilustración 39 Extrusión 2 caja de grasa .....	29
Ilustración 40 Simetría caja de grasa.....	29
Ilustración 41 Corte alojamiento eje ruedas .....	30
Ilustración 42 Croquis refuerzo caja de grasa.....	30
Ilustración 43 Caja de grasa bogie.....	30
Ilustración 44 Croquis eje rueda.....	31
Ilustración 45 Eje rueda.....	31



Ilustración 46 Croquis rueda bogie.....	31
Ilustración 47 Corte 2 rueda bogie.....	32
Ilustración 48 Corte 1 rueda bogie.....	32
Ilustración 49 Corte pasante rueda bogie.....	32
Ilustración 50 Corte 3 rueda bogie.....	32
Ilustración 51 Rueda bogie.....	32
Ilustración 52 Modelo 3D Bogie.....	33
Ilustración 53 Vagón Porta-coches MMA Renfe.....	34
Ilustración 54 Vagón Tolva TT7 Renfe.....	35
Ilustración 55 Vagón Porta-contenedores MMC3E Renfe.....	35
Ilustración 56 Categorías de bogies según la norma UNE-EN 13749.....	36
Ilustración 57 Tabla 1 del anexo B de la norma UNE-EN 13749.....	36
Ilustración 58 Malla Análisis estático.....	38
Ilustración 59 Tension von Mises Porta-coches vacío.....	39
Ilustración 60 Tension von Mises Porta-coches vacío (con límite tens. max.).....	40
Ilustración 61 Punto de tensión max. Porta-coches vacío.....	41
Ilustración 62 Desplazamientos Porta-coches vacío.....	41
Ilustración 63 Desplazamiento suspensión Porta-coches vacío.....	42
Ilustración 64 Tension von Mises Porta-coches lleno.....	42
Ilustración 65 Tension von Mises Porta-coches lleno (con límite tens. max.).....	43
Ilustración 66 Punto de tensión max. Porta-coches lleno.....	44
Ilustración 67 Punto estudio coeficiente seguridad Porta-coches lleno.....	44
Ilustración 68 Desplazamientos Porta-coches lleno.....	45
Ilustración 69 Desplazamiento suspensión Porta-coches lleno.....	45
Ilustración 70 Interacción entre componentes.....	47
Ilustración 71 Caja de grasa estudio frecuencia.....	48
Ilustración 72 Restricciones estudio frecuencia.....	48
Ilustración 73 Malla Estudio frecuencia.....	50
Ilustración 74 Vagón porta-coches, Caso 1, Modo 1.....	50
Ilustración 75 Vagón porta-coches, Caso 2, Modo 1.....	51
Ilustración 76 Vagón porta-coches, Caso 3, Modo 1.....	51
Ilustración 77 Vagón porta-coches, Caso 4, Modo 1.....	52
Ilustración 78 Vagón porta-coches, Caso 5, Modo 1.....	52
Ilustración 79 Vagón porta-coches, Caso 6, Modo 1.....	53
Ilustración 80 Vagón porta-coches, Caso 7, Modo 1.....	53
Ilustración 81 Clasificación de las locomotoras según el tipo de tracción.....	66
Ilustración 82 Clasificación de locomotoras con tracción diésel.....	66
Ilustración 83 Clasificación de locomotoras con tracción eléctrica.....	67
Ilustración 84 Tipos de vagones.....	68
Ilustración 85 Bogie tipo Y-25 (Ancho de vía 1435mm) CAF.....	69
Ilustración 86 Partes de un bogie.....	70
Ilustración 87 Bastidor abierto de bogie.....	71
Ilustración 88 Cuerpo de eje de bogie.....	72
Ilustración 89 Juego de ruedas de bogie.....	73
Ilustración 90 Ejemplos de velos con diferentes curvaturas.....	73
Ilustración 91 Sección de rueda de bogie.....	74
Ilustración 92 Conicidad de llantas.....	75
Ilustración 93 Caja de grasa para bogie Y25.....	75



Ilustración 94 Tension von Mises Tolva vacío .....	80
Ilustración 95 Tension von Mises Tolva vacío (con límite tens. max.) .....	80
Ilustración 96 Punto de tensión max. Tolva vacío .....	81
Ilustración 97 Desplazamientos Tolva vacío .....	82
Ilustración 98 Desplazamiento suspensión Tolva vacío.....	82
Ilustración 99 Tension von Mises Tolva lleno .....	83
Ilustración 100 Tension von Mises Tolva lleno (con límite tens. max.).....	83
Ilustración 101 Tension von Mises Tolva lleno (con límite 2 tens. max.).....	84
Ilustración 102 Punto de tensión max. Tolva lleno.....	84
Ilustración 103 Punto estudio coeficiente seguridad Tolva lleno .....	85
Ilustración 104 Desplazamientos Tolva lleno .....	86
Ilustración 105 Desplazamiento suspensión Tolva lleno .....	86
Ilustración 106 Tension von Mises Porta-contenedores vacío .....	87
Ilustración 107 Tension von Mises Porta-contenedores vacío (con límite tens. max.) .....	87
Ilustración 108 Punto estudio coeficiente seguridad Porta-contenedores vacío.....	88
Ilustración 109 Desplazamientos Porta-contenedores vacío .....	88
Ilustración 110 Desplazamiento suspensión Porta-contenedores vacío.....	89
Ilustración 111 Tension von Mises Porta-contenedores lleno.....	89
Ilustración 112 Tension von Mises Porta-contenedores lleno (con límite tens. max.).....	90
Ilustración 113 Tension von Mises Porta-contenedores lleno (con límite 2 tens. max.).....	90
Ilustración 114 Punto de tensión max. Porta-contenedores lleno.....	91
Ilustración 115 Punto estudio coeficiente seguridad Porta-contenedores lleno .....	91
Ilustración 116 Desplazamientos Porta-contenedores lleno.....	92
Ilustración 117 Desplazamiento suspensión Porta-contenedores lleno .....	92
Ilustración 118 Vagón Tolva, Caso 1, Modo 1.....	93
Ilustración 119 Vagón Tolva, Caso 2, Modo 1.....	94
Ilustración 120 Vagón Tolva, Caso 3, Modo 1.....	94
Ilustración 121 Vagón Tolva, Caso 4, Modo 1.....	95
Ilustración 122 Vagón Tolva, Caso 5, Modo 1.....	95
Ilustración 123 Vagón Tolva, Caso 6, Modo 1.....	96
Ilustración 124 Vagón Tolva, Caso 7, Modo 1.....	96
Ilustración 125 Vagón Porta-contenedores, Caso 1, Modo 1.....	98
Ilustración 126 Vagón Porta-contenedores, Caso 2, Modo 1.....	98
Ilustración 127 Vagón Porta-contenedores, Caso 3, Modo 1.....	99
Ilustración 128 Vagón Porta-contenedores, Caso 4, Modo 1.....	99
Ilustración 129 Vagón Porta-contenedores, Caso 5, Modo 1.....	100
Ilustración 130 Vagón Porta-contenedores, Caso 6, Modo 1.....	100
Ilustración 131 Vagón Porta-contenedores, Caso 7, Modo 1.....	101



# Índice de Tablas

Tabla 1 Valores de rigidez .....	33
Tabla 2 Características Vagón Porta-coches MMA Renfe .....	34
Tabla 3 Características Vagón Tolva TT7 Renfe .....	35
Tabla 4 Características Vagón Porta-contenedores MMC3E Renfe .....	35
Tabla 5 Resumen malla.....	38
Tabla 6 Tabla resumen Análisis estático .....	46
Tabla 7 Casos estudio frecuencia .....	49
Tabla 8 Resumen malla.....	49
Tabla 9 Valores rigidez Porta-coches Caso 1.....	50
Tabla 10 Valores rigidez Porta-coches Caso 2.....	51
Tabla 11 Valores rigidez Porta-coches Caso 3.....	51
Tabla 12 Valores rigidez Porta-coches Caso 4.....	52
Tabla 13 Valores rigidez Porta-coches Caso 5.....	52
Tabla 14 Valores rigidez Porta-coches Caso 6.....	53
Tabla 15 Valores rigidez Porta-coches Caso 7.....	53
Tabla 16 Vagón porta-coches Tabla Frecuencias .....	54
Tabla 17 Tabla resumen Estudio Frecuencia .....	55
Tabla 18 Configuraciones comunes de los automotores.....	67
Tabla 19 Tipos de vagones.....	68
Tabla 20 Propiedades material .....	78
Tabla 21 Propiedades físicas modelo 3D .....	78
Tabla 22 Ejes y momentos principales de inercia.....	78
Tabla 23 Valores rigidez Tolva Caso 1 .....	93
Tabla 24 Valores rigidez Tolva Caso 2 .....	93
Tabla 25 Valores rigidez Tolva Caso 3 .....	94
Tabla 26 Valores rigidez Tolva Caso 4 .....	94
Tabla 27 Valores rigidez Tolva Caso 5 .....	95
Tabla 28 Valores rigidez Tolva Caso 6 .....	95
Tabla 29 Valores rigidez Tolva Caso 7 .....	96
Tabla 30 Vagón Tolva Tabla Frecuencias.....	97
Tabla 31 Valores rigidez Porta-contenedores Caso 1 .....	97
Tabla 32 Valores rigidez Porta-contenedores Caso 2 .....	98
Tabla 33 Valores rigidez Porta-contenedores Caso 3 .....	98
Tabla 34 Valores rigidez Porta-contenedores Caso 4 .....	99
Tabla 35 Valores rigidez Tolva Caso 5 .....	99
Tabla 36 Valores rigidez Porta-contenedores Caso 6 .....	100
Tabla 37 Valores rigidez Porta-contenedores Caso 7 .....	100
Tabla 38 Vagón Porta-contenedores Tabla Frecuencias .....	101





## Índice de Gráficas

Gráfica 1 Frecuencia-Rigidez Porta-coches .....	54
Gráfica 2 Gráfica comparación cargas .....	55
Gráfica 3 Frecuencia-Rigidez Tolva .....	97
Gráfica 4 Frecuencia-Rigidez Porta-contenedores .....	101

## Índice de Ecuaciones

Ecuación 1 Fuerza de precarga .....	33
Ecuación 2 Fuerza de precarga suspensión primaria .....	33
Ecuación 3 Fuerza de precarga suspensión secundaria .....	33
Ecuación 4 Tensión de VonMises.....	39
Ecuación 5 Condición de vonMises .....	39
Ecuación 6 Coeficiente de seguridad .....	39
Ecuación 7 Matriz momentos inercia .....	79



# ANEXO I: VEHICULOS FERROVIARIOS

## 1. MATERIAL RODANTE FERROVIARIO

Se define como material rodante todos los tipos de vehículos dotados de ruedas capaces de circular sobre una vía férrea cuyo principal objetivo es transportar diferentes tipos de cargas, bien dotadas de tracción que les permita circular (material motor), bien que requieran ser remolcados (material remolcado):

- **Material motor o motriz:** Compuesto por un motor para llevar a cabo su autopropulsión y para la tracción del material rodante. Podemos clasificar este bloque de la siguiente manera:
  - **Locomotoras:** A su vez se dividen en tracción diésel o eléctricas. Diseñadas para poder llevar a cabo la maniobrabilidad del material remolcado, y para la reparación y mantenimiento de la vía. Es el elemento encargado de remolcar los coches y vagones que forman los trenes, tanto de viajeros como de mercancías.

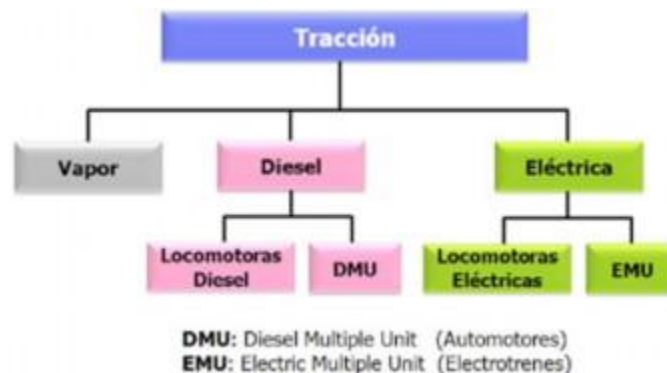


Ilustración 81 Clasificación de las locomotoras según el tipo de tracción

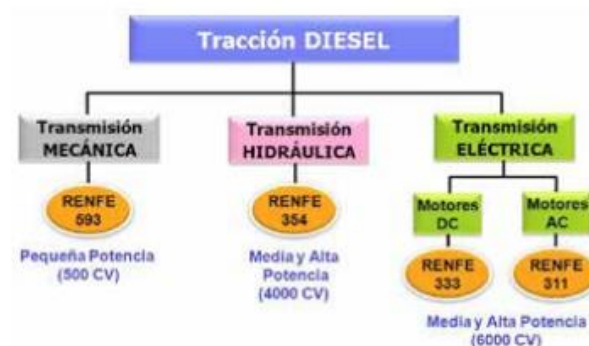


Ilustración 82 Clasificación de locomotoras con tracción diésel



Ilustración 83 Clasificación de locomotoras con tracción eléctrica

- **Automotores:** Se utiliza este término cuando la tracción se incorpora en los mismos vagones o coches, es decir, cuando además de poseer motor propio, están destinados para transportar carga sobre sí mismos. Estos trenes, se caracterizan por tener una composición indeformable con un número fijo de vagones, formando así lo que se conoce como un vehículo denominado “automotor”. Otros autores los denominan “material autopropulsado” o “unidad del tren”. Al igual que en las locomotoras, existen dos tipos de tracción, diésel y eléctrica.

Configuración	Denominación
Coche motor - Coche intermedio - Coche motor	M - Ri - M
Coche motor - Remolque intermedio - Remolque con cabina	M - Ri - Rc
Coche motor - Coche motor	M - M
Coche motor	M

Tabla 18 Configuraciones comunes de los automotores

- **Material remolcado:** Conjunto de vehículos ferroviarios que no aporta tracción, los cuales, remolcados por las locomotoras y junto con éstas, forman parte de la comisión de los trenes. Distinguimos los siguientes tipos:
  - **Coches:** Vehículos destinados al transporte de viajeros. Dentro de estos, podemos encontrar diferentes tipos, como, por ejemplo: de 2ª clase, preferente, turista, litera o coches que prestan un servicio al tren, como por ejemplo son los cafetería o restaurante.
  - **Vagones:** Vehículos destinados al transporte de cualquier tipo de mercancía. Podemos encontrar vagones especializados dependiendo del tipo de mercancía que vayan a transportar. Estos son los vagones tolva, cisterna, plataforma contenedores, plataforma automóviles...

Tipo	Descripción
<b>Vagones cerrados</b>	Para proteger la mercancía de la intemperie, robos y vandalismo. Hay una gran variedad: de paredes deslizantes, telescopios...
<b>Vagones de bordes</b>	Son unas cajas abiertas por arriba. Para transporte de madera, chatarra...
<b>Plataforma</b>	Sobre la que se apoya la carga, convenientemente sujeta. Son especiales para el transporte de automóviles.
<b>Jaula</b>	Para el transporte de ganado.
<b>Cisterna</b>	Para el transporte de líquidos y mercancías peligrosas.
<b>Porta-contenedores</b>	Son vagones de plataforma que tienen sujeciones para los contenedores
<b>Tolvas</b>	Para el transporte de gránulos sólidos como áridos, carbón, minerales...

Tabla 19 Tipos de vagones

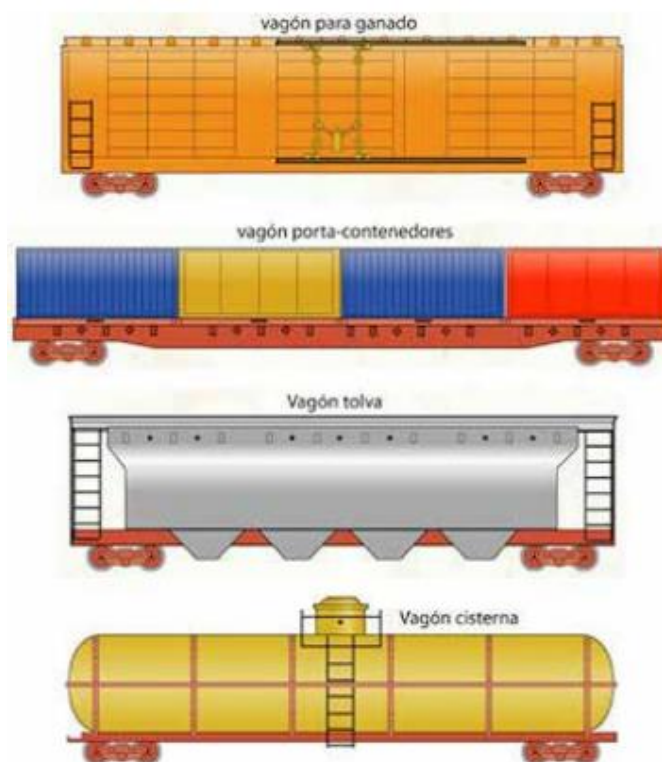


Ilustración 84 Tipos de vagones

## 2. EL BOGIE

El bogie es el conjunto de órganos y equipos que, montados sobre un soporte rígido llamado bastidor, permiten el movimiento del vehículo. Comúnmente, los bogies poseen dos ejes, pero a menudo encontramos también bogies de tres y cuatro ejes, sobre todo en locomotoras.

Antiguamente, los bogies simplemente permitían el movimiento del tren de rodaje en un plano horizontal respecto al cuerpo del vehículo y con ello los juegos de ruedas presentaban ángulos de ataque menores en las alineaciones curvas. Los bogies modernos tienen una estructura que

les permite transmitir todos los esfuerzos longitudinales, horizontales y verticales desde el cuerpo del vehículo a las ruedas.



*Ilustración 85 Bogie tipo Y-25 (Ancho de vía 1435mm) CAF*

Esta estructura o bastidor está equipada además con los dispositivos de frenado, tracción, suspensión y amortiguación; y en ella se pueden instalar también elementos de control de inclinación, de lubricación del contacto rueda carril y mecanismos para facilitar el posicionamiento radial de las ruedas en las curvas.

Debido a toda esta cantidad de elementos que pueden formar el bogie, es necesaria la integración de todos ellos, preferentemente en la zona central para equilibrado dinámico, consiguiendo unas óptimas características de estabilidad de marcha, reparto de cargas entre ruedas, alta adherencia, buena inscripción en curva y baja agresividad a la vía.

Con la evolución del material motor, se ha conseguido una menor envergadura de los bogies, debido a la reducción de tamaño de los elementos que lo componen, especialmente los motores de tracción eléctricos.

Las principales funciones de los bogies o de los sistemas de rodadura son:

1. **Transmitir y distribuir la carga** del vehículo sobre los carriles.
2. **Guiar al vehículo** a lo largo de la vía.
3. **Controlar las fuerzas dinámicas** producidas por las irregularidades de la vía, las producidas en las curvas y en los cambios de vía del mismo modo que las que se generan por el impacto entre vehículos que componen un tren.
4. **Amortiguación** eficaz de movimientos oscilatorios.
5. **Aplicación** de forma segura de los esfuerzos de tracción y freno.
6. Permitir la **ubicación de otros elementos** que forman parte de su conjunto.

### 3. PARTES ESENCIALES DE UN BOGIE

Como se ha comentado, los bogies pueden estar compuestos en su totalidad de una gran variedad de equipos, elementos o subconjuntos. Esto, obviamente, dependerá del tipo de bogie y del tipo de vehículo sobre el que va dispuesto. Los principales elementos que forman este sistema de rodadura son:

- Bastidor de bogie
- Eje

- Ruedas
- Cajas de grasa
- Sistema reductor y transmisión
- Suspensión
- Sistemas de apoyo y guiado
- Elementos de freno
- Otros elementos:
  - Sistemas de odometría
  - Acelerómetros
  - Sistemas de engrase de pestañas
  - Areneros
  - Retorno de corriente
  - Quitapiedras
  - Captadores de sistemas de seguridad
  - Sistemas de propulsión

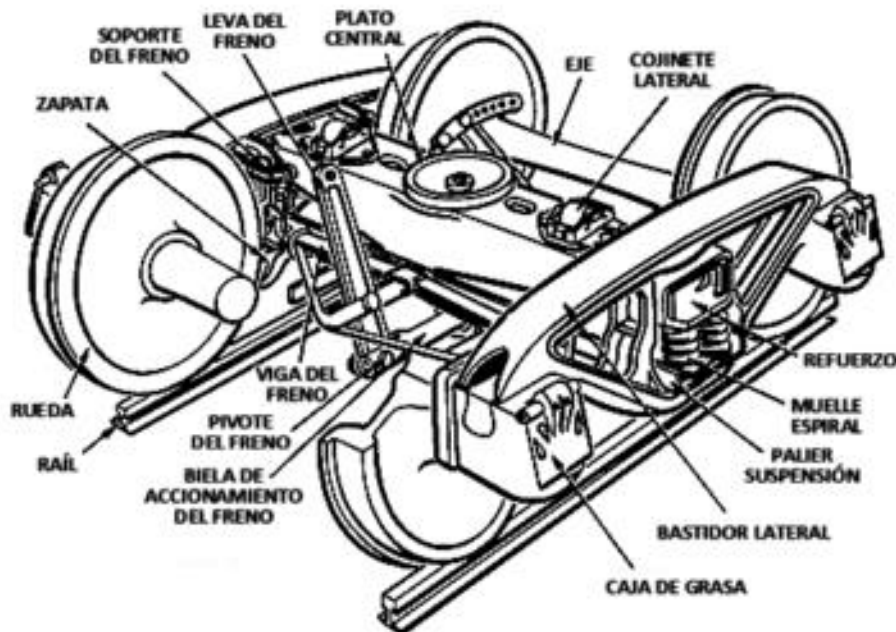


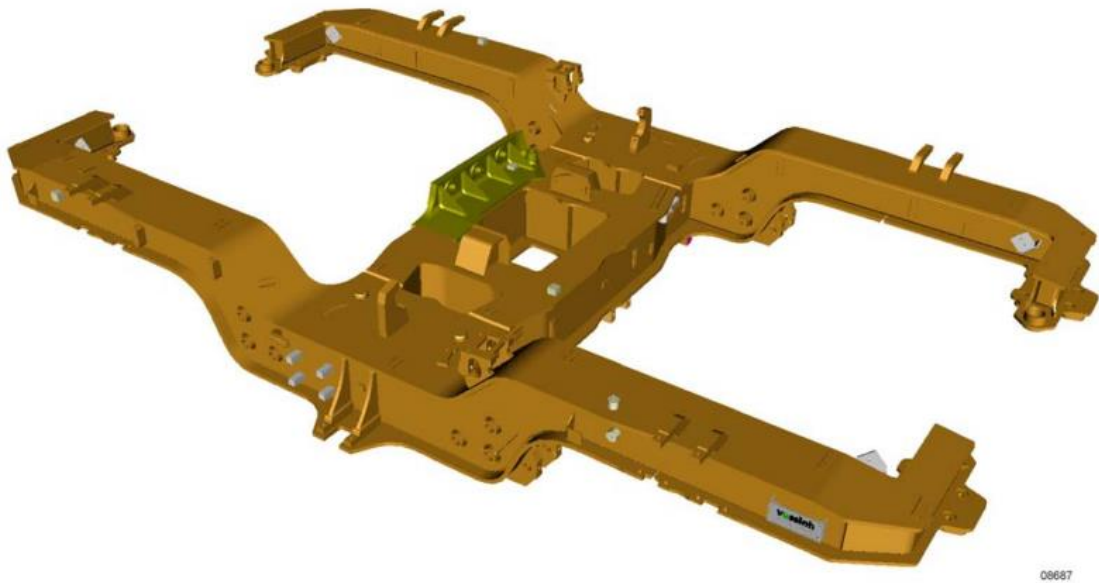
Ilustración 86 Partes de un bogie

### 3.1. BASTIDOR

El bastidor del bogie es una estructura metálica totalmente soldada o armazón que conforma el conjunto del bogie. Es la base principal de este. Puede ser de diversas formas, dependiendo del vehículo y del número de ejes que sustenta. Comúnmente, para los bogies de dos ejes, suele tener forma de H o de 8, y suelen estar constituidos por la unión soldada de dos largueros y una o varias traviesas o travesaños.

Estos largueros y travesaños se sueldan entre sí, para formar un conjunto rígido capaz de soportar los esfuerzos mecánicos (estáticos y dinámicos), para los que ha sido diseñado. Tanto los largueros como los travesaños suelen estar contruidos con chapa de acero de alto límite elástico.

Entre ambas traviesas queda un espacio para permitir el paso del pivote de enlace caja-bogie. En algunos vehículos, la caja descansa sobre este pivote, por lo que se dispone de un elemento intermedio entre el bastidor del bogie y la caja, denominado bastidor auxiliar. Cuando existe esta disposición, la suspensión secundaria se encuentra entre el bastidor del bogie (bastidor principal) y el bastidor auxiliar, descansando en 4 puntos (4 muelles).



*Ilustración 87 Bastidor abierto de bogie*

Como ya se ha mencionado antes, dependiendo del número de ejes que soporta un bogie y de las características particulares del vehículo donde va montado, existen varios tipos de bastidores.

Dependiendo de la ubicación de las traviesas, los bastidores pueden ser:

- Abiertos
- Cerrados

Los bastidores **abiertos** suelen estar compuestos por una traviesa central (denominada en H) o por dos traviesas centrales (denominadas de doble H).

Los bastidores **cerrados** disponen de traviesas tanto centrales como en los testeros del bogie.

### 3.2 EJE

El eje del bogie es la pieza cilíndrica de acero, sobre la que se montan, las ruedas, cajas de grasa, discos de freno, coronas de transmisión y distintos accesorios. Además de soportar el peso, realiza el guiado del vehículo. Este, además, hace que ambas ruedas tengan la misma velocidad angular y mantengan una distancia constante entre ellas.





*Ilustración 88 Cuerpo de eje de bogie*

Como podemos ver en la *Ilustración 88* sobre los extremos del cuerpo de eje hay una parte denominada mangueta, sobre las que van montadas las cajas de grasa, siendo el lugar donde descansa la masa suspendida del vehículo.

Por lo general, podemos distinguir dos tipos de ejes, los de **cuerpo macizo** o **cuerpo hueco**. Los ejes de cuerpo hueco presentan ventajas de aligeramiento de masa suspendida y facilita las tareas de inspección metalúrgica.

El eje proporciona al bogie o al vehículo ferroviario lo siguiente:

- La distancia necesaria entre el vehículo y la vía.
- El movimiento de lazo que determina el movimiento dentro de la vía, incluyendo las curvas y agujas.
- Los medios de transmisión de las fuerzas de tracción y de frenado a los raíles para acelerar y decelerar el vehículo.

En los vehículos ferroviarios, los ejes, tienen dos denominaciones posibles dependiendo de su función:

- **Ejes motores**, aquellos que reciben la transmisión de los esfuerzos de tracción, que los harán rotar y por tanto generar el desplazamiento del vehículo.
- **Ejes portadores**, aquellos que, por el contrario, no reciben la transmisión de los esfuerzos de tracción, y tienen como misión, el reparto de la carga sobre la plataforma de rodadura (vía).

### 3.3 RUEDAS

La rueda es el elemento de contacto del vehículo ferroviario con la superficie de rodadura de la vía. A través de la rueda se transmiten a la vía los esfuerzos y frenado.

Es un elemento de forma circular que gira solidario a su eje, formando lo que se denomina “eje montado”, permitiendo el desplazamiento y guiado del vehículo sobre la vía.

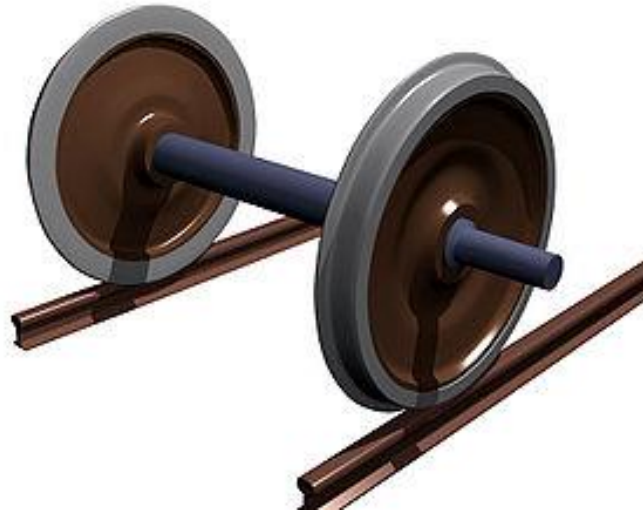


Ilustración 89 Juego de ruedas de bogie

Las ruedas, junto con los ejes de transmisión, son las partes más críticas del material rodante ferroviario. Esto quiere decir que un fallo mecánico o un mal dimensionamiento del diseño puede causar el descarrilamiento.

Se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Las **ruedas macizas** tienen tres elementos importantes;
  - El *culo*, es la parte central de la rueda, donde se encuentra el hueco en el que va insertado el cuerpo del eje.
  - El *disco o velo*, une el culo con la llanta. Con su diseño, en función de los esfuerzos que debe soportar, se puede conseguir una disminución de peso y aumento de resistencia mecánica.

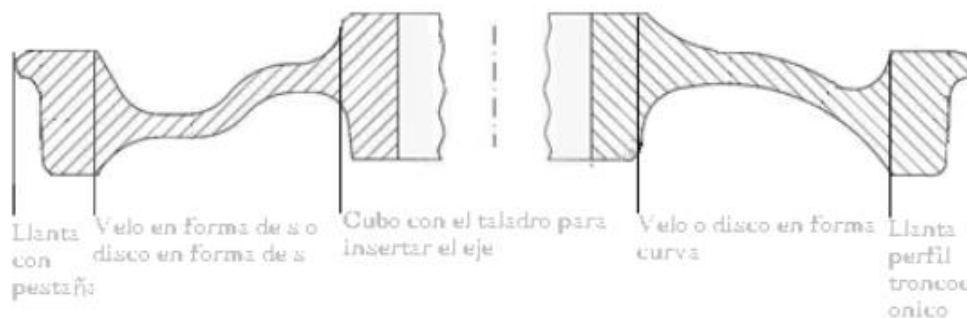
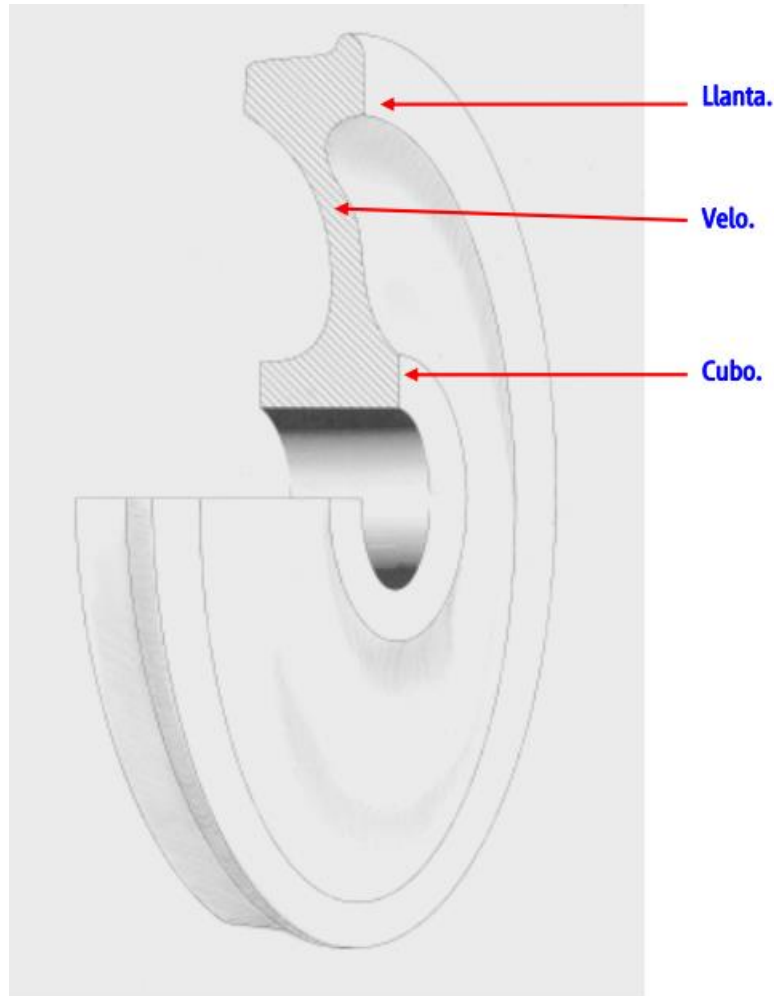


Ilustración 90 Ejemplos de velos con diferentes curvaturas

- La *llanta o pestaña*, cuya función es sufrir el desgaste ocasionado por el rodamiento y el frenado. Tiene un perfil cónico con una terminación en pestaña, de ahí su nombre.



*Ilustración 91 Sección de rueda de bogie*

- Las **ruedas con llanta** tienen puesta una llanta unida al disco de rueda que puede ser quitada y sustituida cuando alcanza su límite de torneado.

Actualmente, en el ferrocarril las ruedas se fabrican enterizas, es decir, de una sola pieza.

Como se ha expuesto, la rueda resulta un elemento muy interesante en cuanto a diseño, del cual se puede sacar mucho partido.

Una curiosidad de las propias ruedas es la conicidad que presentan.

#### **¿Por qué las bandas de rodadura son cónicas?**

A simple vista, las ruedas de los ferrocarriles nos pueden parecer que tengan forma cilíndrica, pero no es así, presentan forma cónica. Esta conicidad disminuye la tendencia de descarrilamiento del tren al pasar por curva; hace que la rueda exterior no ruede sobre una trayectoria circular de mayor diámetro que la rueda interior. El tren, al pasar por una curva, la fuerza centrífuga que sufre lo hace desplazarse hacia el exterior, lo que provoca el fenómeno anteriormente nombrado si la conicidad es correcta. Como consecuencia de este fenómeno, los deslizamientos de las llantas sobre el carril son pequeños, disminuyendo sí el desgaste.

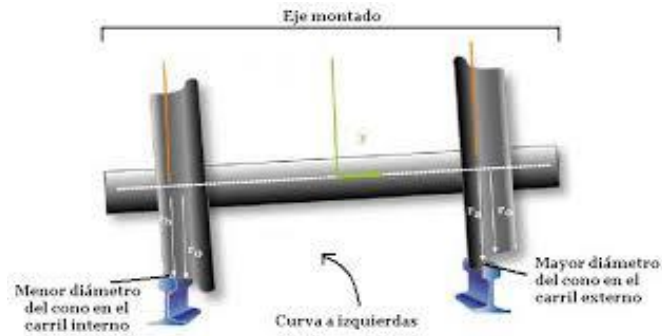


Ilustración 92 Conicidad de llantas

### 3.4 CAJAS DE GRASA

La caja de grasa es el elemento de la rodadura, montado en los extremos de cada eje, denominados manguetas, que facilita la rodadura de bajo rozamiento y soporta el peso a través de la suspensión primaria del bogie. Básicamente, su misión es asegurar la unión entre los ejes y el bastidor del bogie y facilitar la rodadura del eje montado.

Además, permite la transmisión de los esfuerzos de tracción y frenado entre los ejes a la masa del vehículo y lubrica las partes metálicas disminuyendo el rozamiento y el calentamiento de estas.

Están fabricadas de hierro estampado o de acero moldeado y de una sola pieza. Su forma exterior depende del tipo de suspensión del vehículo.

La caja de grasa consta de un **cuerpo** y de un **rodamiento** alojado en su interior. El cuerpo sirve de apoyo a los elementos de la suspensión primaria, mientras que el rodamiento es una unidad compacta, lubricada y estanca, que puede contener rodillos o bolas de acero, en función de las necesidades o requerimientos de este.



Ilustración 93 Caja de grasa para bogie Y25

### 3.5 SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Este apartado se desarrolla en el *CAPÍTULO 1*.

## ANEXO II: NORMATIVA APLICABLE

La normalización tiene como objetivo la elaboración de una serie de especificaciones técnicas, llamadas normas, que son utilizadas por las organizaciones, de forma totalmente voluntaria, como garantía para probar la calidad y seguridad de sus actividades y productos. Además, la normalización contribuye a la mejora de la productividad, la competitividad y al crecimiento económico.

Las normas son documentos de aplicación voluntaria que contienen un conjunto de especificaciones técnicas que están basadas en los resultados de la experiencia y el desarrollo tecnológico. Las normas están elaboradas en Comités Técnicos de Normalización (CTN) gestionados por los servicios técnicos de la UNE, que es el único organismo de normalización en España.

En lo que se refiere al sector ferroviario, las normas son elaboradas por el CTN-25 de Aplicaciones Ferroviarias, y según AENOR, organización encargada del desarrollo y difusión de las normas UNE, cuenta con 299 normas aplicables a este sector.

A continuación, se muestran algunas de las normas más relevantes relacionadas con el tema tratado en el presente proyecto, la suspensión ferroviaria:

- UNE-EN 14817:2007; Aplicaciones ferroviarias. Componentes de suspensión. Elementos de control de muelle neumático.
- UNE-EN 15049:2008; Aplicaciones ferroviarias. Elementos de suspensión. Barra de torsión, en acero.
- UNE-EN 13802:2014; Aplicaciones ferroviarias. Componentes de suspensión. Amortiguadores hidráulicos.
- UNE-EN 13298:2004; Aplicaciones ferroviarias. Elementos de suspensión. Muelles helicoidales de suspensión, de acero.
- UNE-EN 13597:2004; Aplicaciones ferroviarias. Componentes de suspensión de caucho. Membranas de caucho para muelles de suspensión neumática.
- UNE-EN 13913:2004; Aplicaciones ferroviarias. Componentes de suspensión de caucho. Piezas mecánicas a base de elastómeros.
- UNE-EN 14200:2005; Aplicaciones ferroviarias. Elementos de suspensión. Resortes de ballesta de acero.
- UNE-EN 12299:2010; Aplicaciones ferroviarias. Comodidad de viaje para los pasajeros. Medición y evaluación.



Por lo general, estas normas dan indicaciones para el diseño; la definición de los requisitos técnicos y de calidad; el procedimiento de aprobación y el aseguramiento de la calidad de los métodos de producción; las verificaciones y ensayos a efectuar; las condiciones de entrega.

## ANEXO III: MATERIAL Y PROPIEDADES FÍSICAS DEL MODELO 3D

Normalmente, los bogies se fabrican de acero. En este caso utilizaremos **ACERO ALEADO** de la biblioteca de SolidWorks. Tiene las siguientes propiedades:

Propiedad	Valor	Unidad
Módulo elástico	210000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.28	-
Módulo cortante	79000	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de masa	7700	kg/mm <sup>3</sup>
Límite de tracción	723.8256	N/mm <sup>2</sup>
Límite de compresión		N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	620.422	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	1.3x10 <sup>-05</sup>	/K
Conductividad térmica	50	W/(m·K)
Calor específico	460	J/(kg·K)

Tabla 20 Propiedades material

Estos tipos de acero, por lo general, presentan una alta templabilidad después de un proceso de tratamiento térmico, lo que les confiere gran fuerza para soportar cargas sin romperse, abollar, deformar o dañar. Además, tienen una alta capacidad para absorber energía y deformarse sin fracturarse, es decir, poseen alta tenacidad.

Por otro lado, destaca su gran resistencia al desgaste y la corrosión como la gran dureza que poseen a temperaturas muy elevadas y escaladas.

Las propiedades físicas del modelo 3D desarrollado son las siguientes:

Propiedad	Valor	Unidad
Masa	6.826,45	Kg
Volumen	0,89	m <sup>3</sup>
Área de superficie	23,78	m <sup>2</sup>
Centro de masa (X;Y;Z)	(-0,07, 0,69, -0,74)	m

Tabla 21 Propiedades físicas modelo 3D

Los ejes principales de inercia y momentos principales de inercia tomados en el centro de masa:

Propiedad	Valor	Propiedad	Valor	Unidad
Ix	(1,00, 0,00, -0,00)	Px	4.737,04	kg.m <sup>2</sup>
Iy	(-0,00, 0,00, -1,00)	Py	5.119,85	kg.m <sup>2</sup>
Iz	(-0,00, 1,00, 0,00)	Pz	9.184,02	kg.m <sup>2</sup>

Tabla 22 Ejes y momentos principales de inercia

La matriz de momentos de inercia queda:



$$I = \begin{bmatrix} 4.737,04 & 0,00 & -0,00 \\ 0,00 & 9.184,02 & -0,00 \\ -0,00 & -0,00 & 5.119,85 \end{bmatrix}$$

*Ecuación 7 Matriz momentos inercia*



# ANEXO IV: ANÁLISIS ESTÁTICO

## 3.2 VAGÓN TOLVA TT7

### 3.2.1 VAGÓN TOLVA TT7 VACÍO (120 kN)

Ahora, analizaremos un vagón tolva, primero vacío, lo que corresponde a una carga de 120 kN.

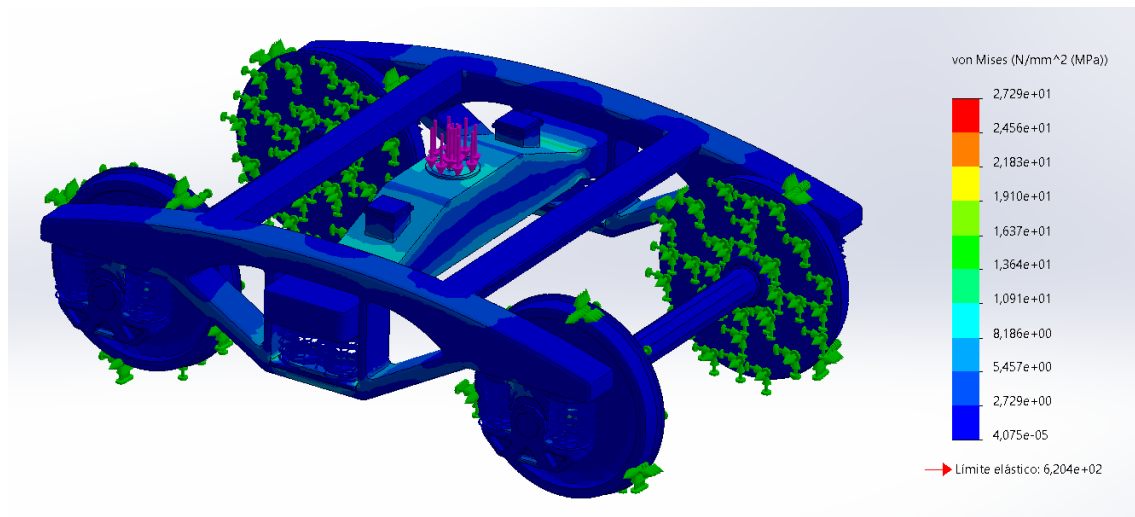


Ilustración 94 Tension von Mises Tolva vacío

Se establece de nuevo el límite de tensión máxima en 10 MPa para poder ver bien gráficamente la diferencia con el vagón vacío:

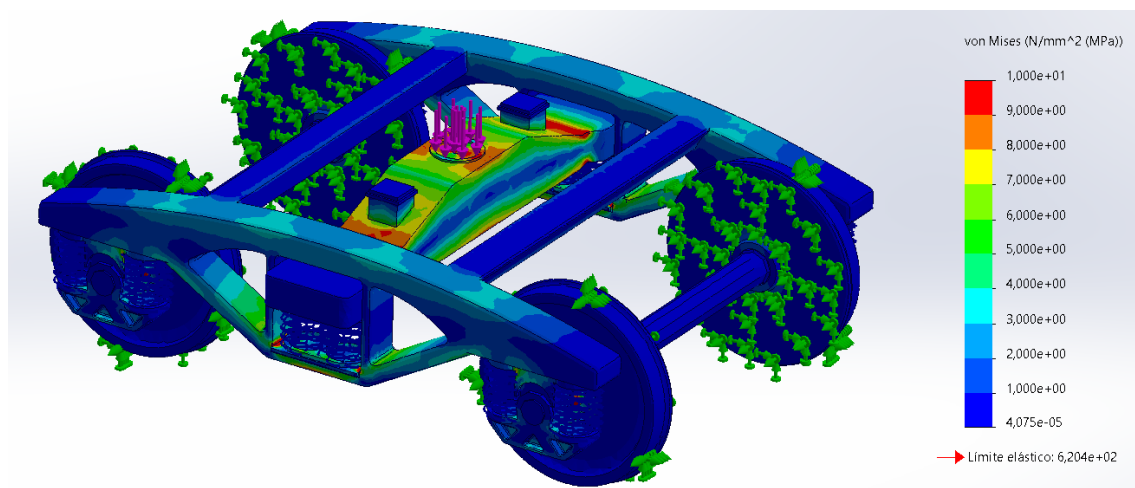


Ilustración 95 Tension von Mises Tolva vacío (con límite tens. max.)

Otra vez, muy pocas zonas por encima de los 10 MPa.

En ningún punto del modelo se supera el límite elástico (620 MPa). Los valores de tensión generalmente vuelven a ser bastante bajos.

El refuerzo se vuelve a llevar los mayores esfuerzos, el bastidor tampoco se carga gravemente y el apoyo de la suspensión primaria vuelve a ser el que sufre un poco más que otros puntos.

Respecto a la caja de grasa se puede decir que recibe muy poca carga al igual que en el caso del porta-coches vacío, o lo que es lo mismo que la suspensión secundaria recibe mucha carga y reparte otra poca a la suspensión primaria.

Como en el caso del porta-coches vacío, el punto de contacto entre bastidor y caja de grasa no se afectado y no es el punto de mayor fluencia. Parece ser que este punto de fricción solo se carga cuando el vagón va cargado.

En el punto/nodo de tensión máxima a analizar, el resultado no se acerca a el límite elástico, adquiriendo un valor de 27,29 MPa.

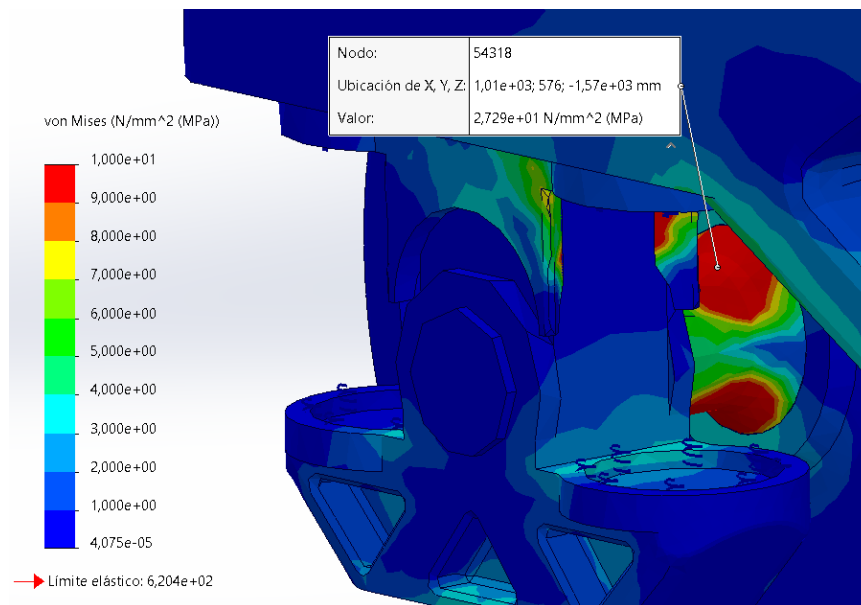


Ilustración 96 Punto de tensión max. Tolva vacío

El modelo para este caso y esta carga puntual es estable en cuanto a tensiones y se comporta tal y como se esperaba. Básicamente, igual que con el vagón porta-coches vacío.

El coeficiente de seguridad en ese punto se calcula como:

$$CS = \frac{\sigma_{LE}}{\sigma_{vm}} = \frac{620}{27,29} = 22,71 \approx 22$$

En cuanto a los desplazamientos del modelo en el eje "Y" (Eje vertical):

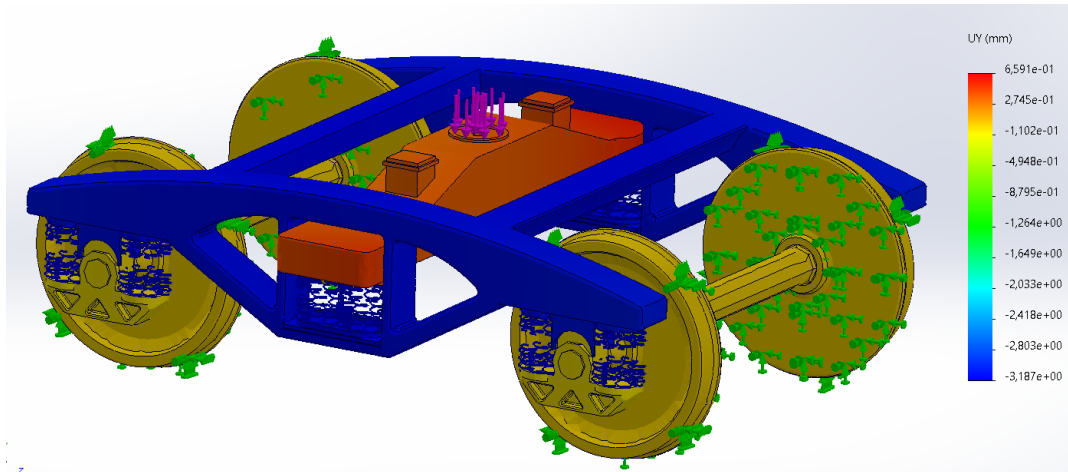


Ilustración 97 Desplazamientos Tolva vacío

$$\Delta_{\text{suspensión primaria}} = -3,080 \text{ mm}$$

$$\Delta_{\text{suspensión secundaria}} = -3,080 + (+0,595) = -2,485 \text{ mm}$$

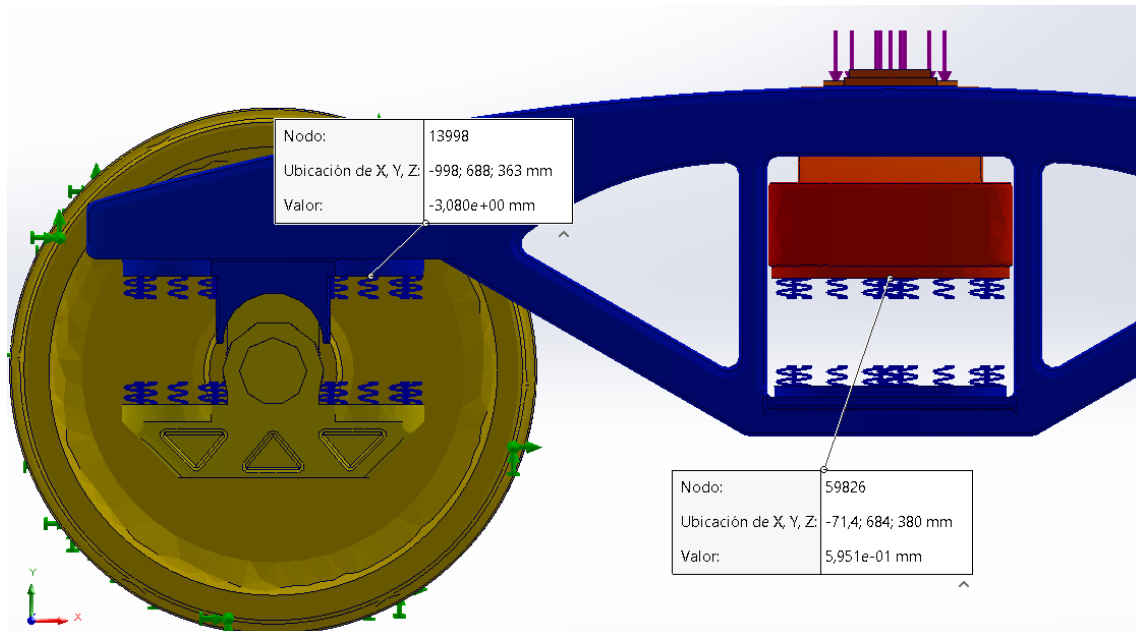


Ilustración 98 Desplazamiento suspensión Tolva vacío

Vuelven a ser valores insignificantes si observamos las dimensiones del bogie, pero otra vez son los valores esperados. En cambio, este caso es distinto al caso del porta-coches vacío, porque toda la carga la recibe la suspensión primaria, es decir, la suspensión secundaria casi no trabaja. Esto sucede debido a la configuración de rigidez y precarga de los muelles. Ambas trabajan y se compensan de modo que el desplazamiento relativo del refuerzo respecto al bastidor es prácticamente nulo.

### 3.2.2 VAGON TOLVA TT7 CARGADO (400 kN)

En este caso, ya se va a empezar a ver una diferencia notable, ya que la carga aplicada es el doble que para el caso del porta-coches lleno. Esto corresponde a 400 kN.

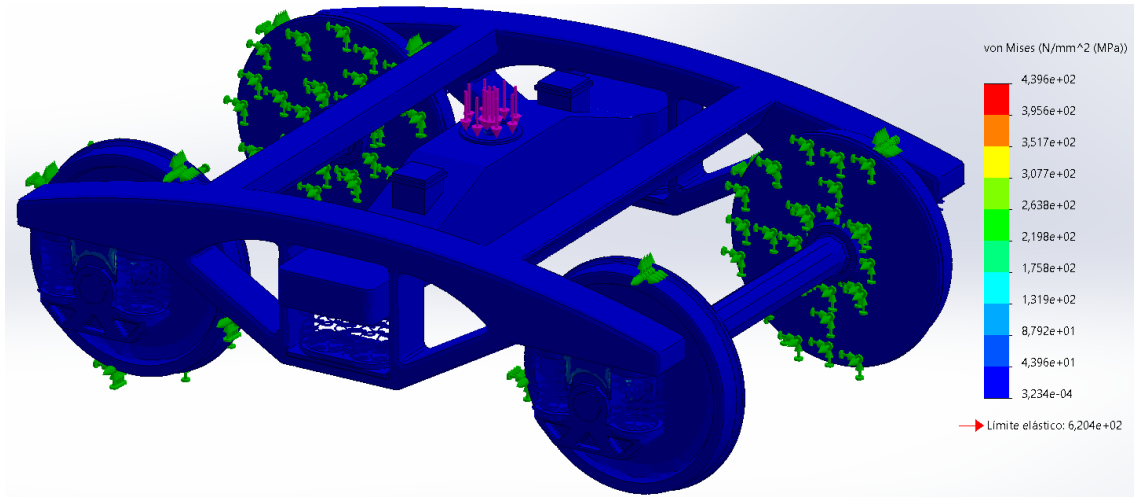


Ilustración 99 Tension von Mises Tolva lleno

Se establece de nuevo el límite de tensión máxima en 10 MPa para poder ver bien gráficamente la diferencia con el vagón vacío:

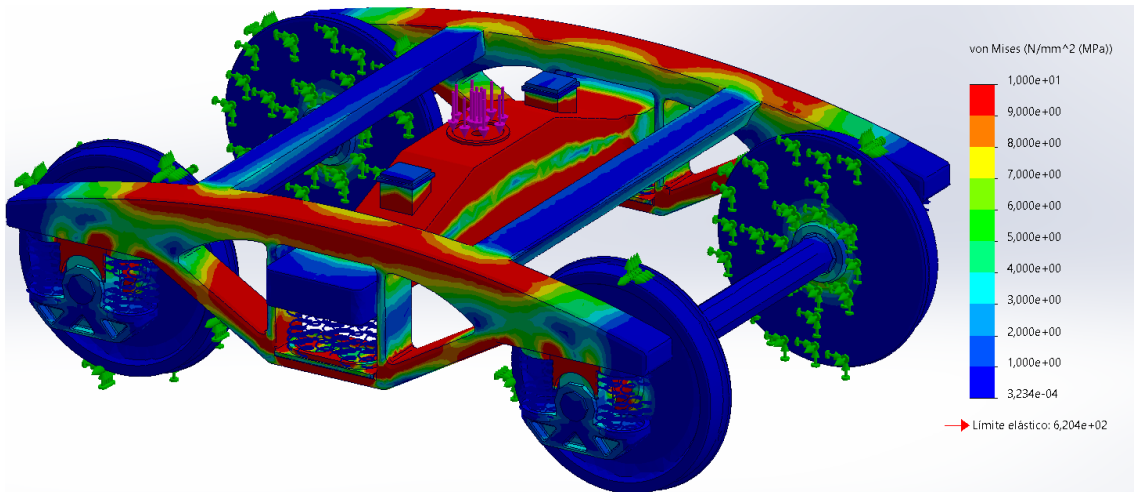


Ilustración 100 Tension von Mises Tolva lleno (con límite tens. max.)

Es bastante sencillo de ver que hay demasiados valores de tensión por encima de los 10 MPa. Se establece otro límite en 30 MPa:

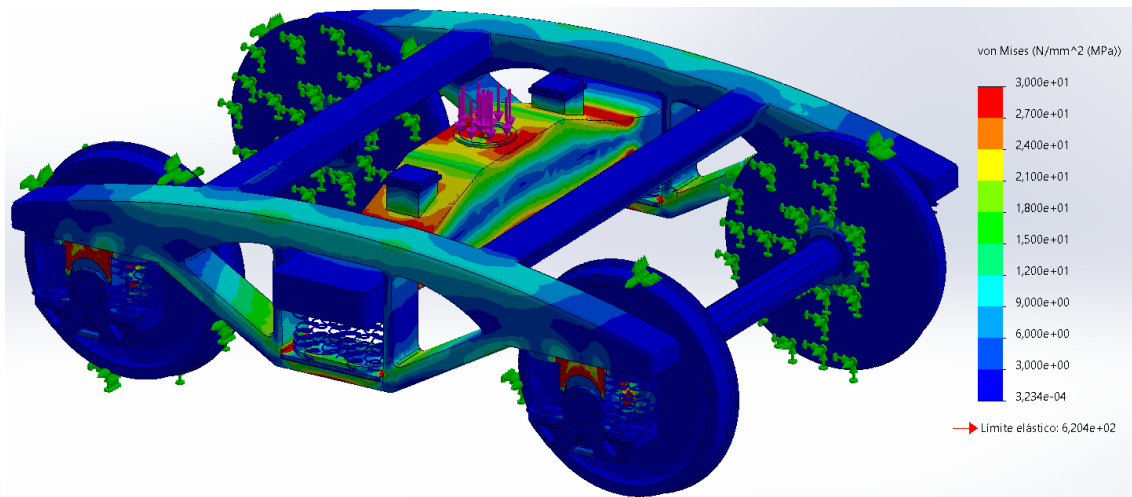


Ilustración 101 Tension von Mises Tolva lleno (con límite 2 tens. max.)

Hay pocas zonas por encima de los 30 MPa.

En ningún punto del modelo se supera el límite elástico (620 MPa). Los valores de tensión generalmente vuelven a ser bastante bajos, pero notablemente mayores que en los demás casos.

El refuerzo se vuelve a llevar los mayores esfuerzos, el bastidor tampoco se carga gravemente y el apoyo de la suspensión primaria vuelve a ser el que sufre un poco más que otros puntos.

En este caso, como hay tensiones mayores debido a que la carga aplicada es mayor, se puede ver como en la zona donde el bastidor descansa sobre la suspensión primaria hay valores superiores a 30 MPa. Como hemos dicho en el caso del porta-coches cargado, es una zona de concentración de tensiones; además los muelles de la suspensión secundaria reparten de manera correcta la carga a la suspensión primaria haciendo que se cargue esa zona.

Ahora, el mayor punto de fluencia (439,6 MPa) aparece exactamente en el punto de contacto del bastidor con la caja de grasa. Podemos confirmar que este punto sólo se carga cuando el vagón va cargado. No llega al límite elástico, pero ya es un valor bastante elevado.

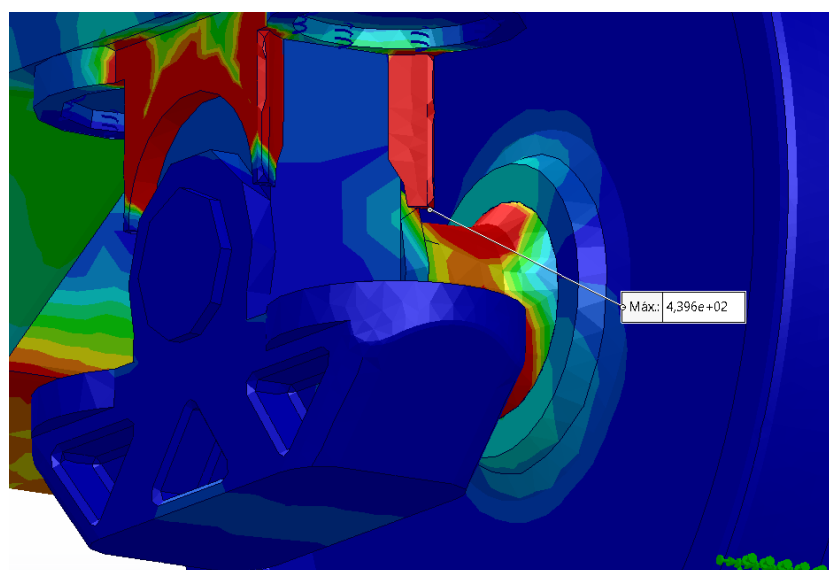


Ilustración 102 Punto de tensión max. Tolva lleno

Por otro lado, como se ha comentado, nos vamos a centrar en el mismo punto/nodo de tensión para el coeficiente de seguridad, en el eje de la rueda. Otra vez, el resultado no se acerca a el límite elástico, el valor es exactamente de 75,83 MPa.

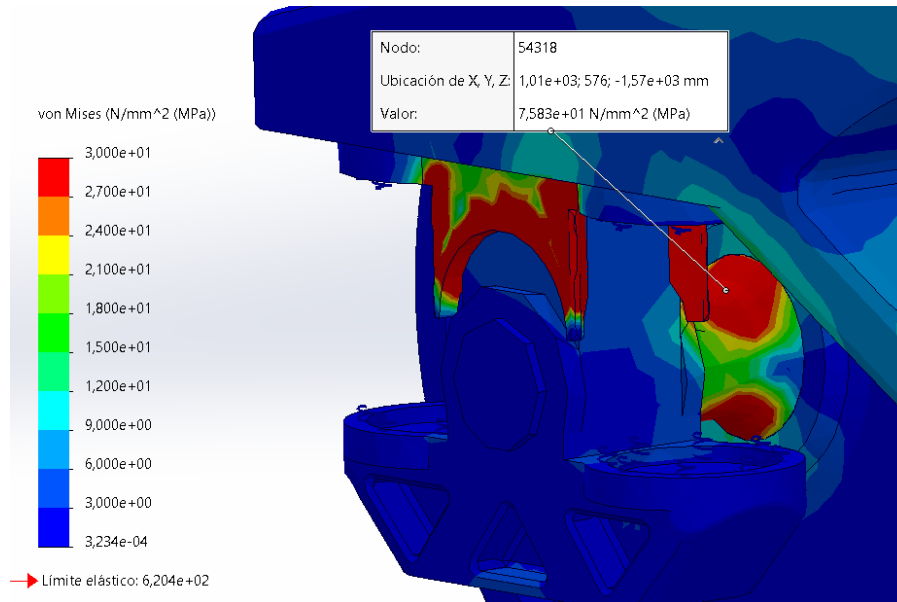


Ilustración 103 Punto estudio coeficiente seguridad Tolva lleno

El modelo para este caso y esta carga puntual es estable en cuanto a tensiones y se comporta tal y como se esperaba. Básicamente, igual que con el vagón porta-coches vacío.

El coeficiente de seguridad en ese punto se calcula como:

$$CS = \frac{\sigma_{LE}}{\sigma_{VM}} = \frac{620}{75,83} = 8,18 \approx 8$$

Este valor de coeficiente de seguridad ya es mucho más bajo que en anteriores casos, pero dista mucho del valor crítico (CS=1), que sería el caso límite de deformación plástica ( $\sigma_{LE} = \sigma_{VM}$ ). Este valor sigue sin ser motivo de preocupación.

En cuanto a los desplazamientos del modelo en el eje "Y" (Eje vertical):

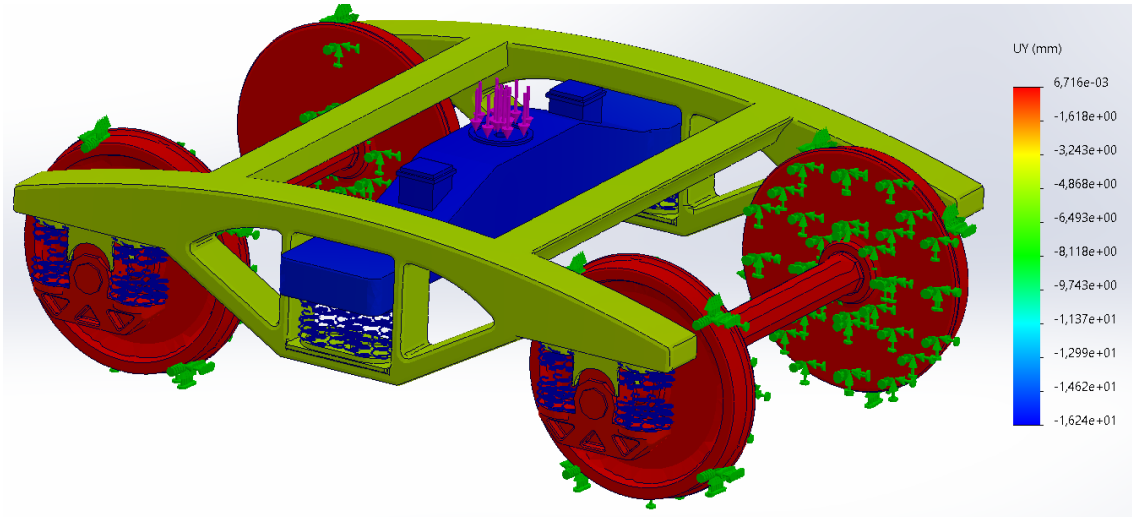


Ilustración 104 Desplazamientos Tolva lleno

$$\Delta_{\text{suspensión primaria}} = -4,306 \text{ mm}$$

$$\Delta_{\text{suspensión secundaria}} = -4,306 + (-15,330) = -19,636 \text{ mm}$$

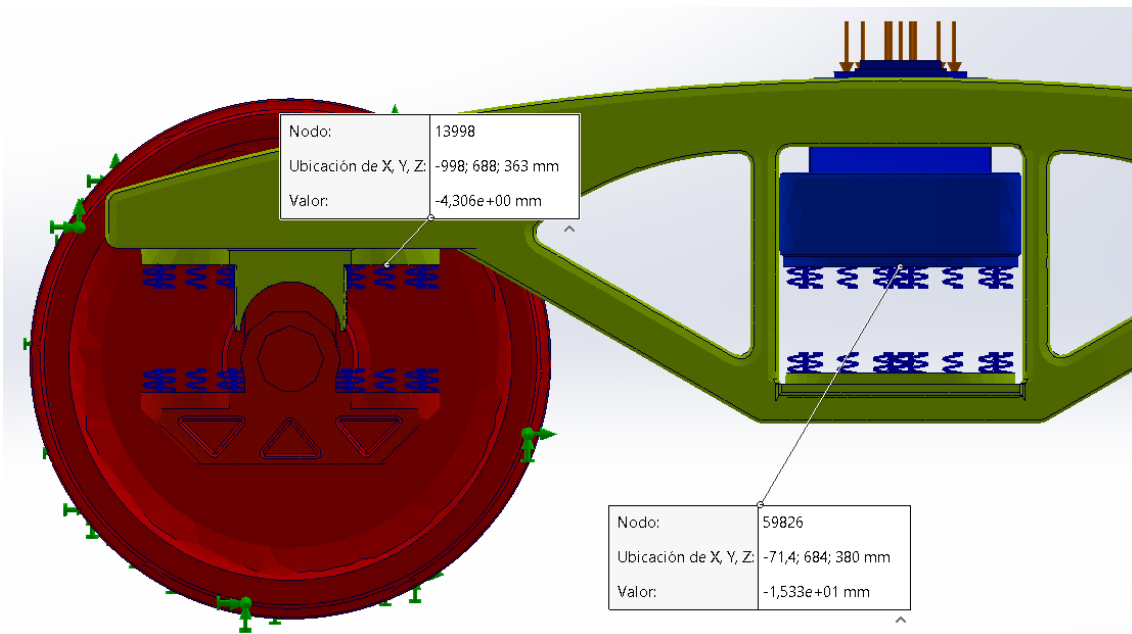


Ilustración 105 Desplazamiento suspensión Tolva lleno

Como era de esperar, aunque no sean valores grandes, la suspensión está obligada a trabajar más. La carga de 400 kN es suficientemente alta como para que la suspensión secundaria se comprima mucho más que la primaria. Se aprecia un comportamiento completamente diferente al mismo vagón vacío, ya que al contrario que en este caso, los 100 kN del vagón tolva no son suficientes como para que la suspensión secundaria se comprima.

### 3.3 VAGÓN PORTA-CONTENEDORES MMC3E

### 3.3.1 VAGÓN PORTA-CONTENEDORES MMC3E VACÍO (100 kN)

A este vagón, le corresponde una carga de 100 kN.

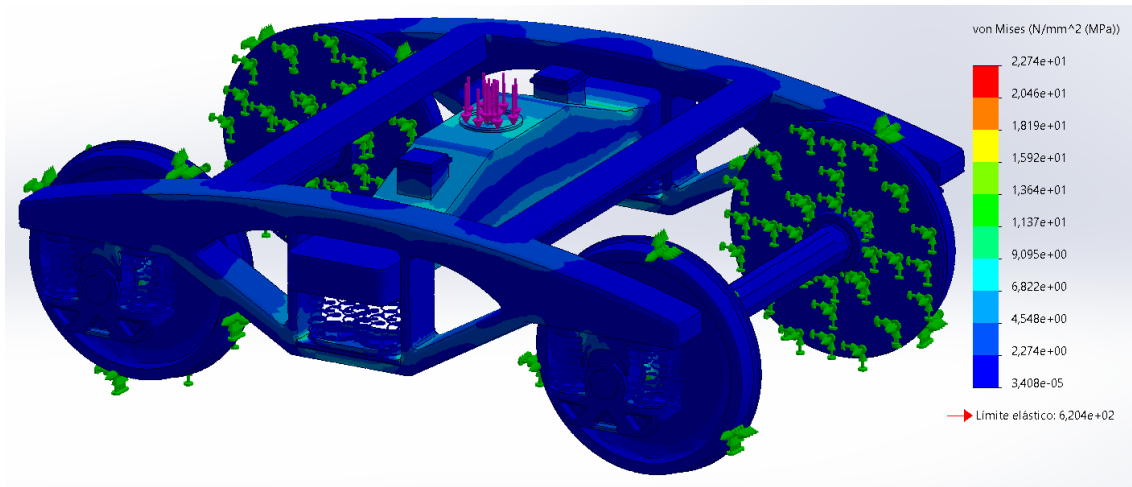


Ilustración 106 Tension von Mises Porta-contenedores vacío

Se establece de nuevo el límite de tensión máxima en 10 MPa para poder ver bien gráficamente la diferencia con el vagón vacío:

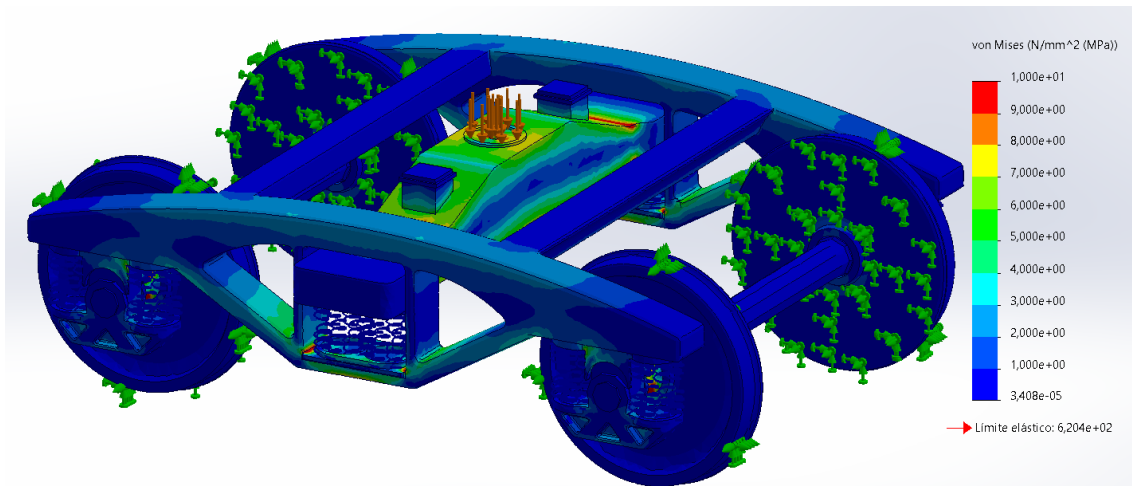


Ilustración 107 Tension von Mises Porta-contenedores vacío (con límite tens. max.)

En cuanto a tensiones, sacamos las mismas conclusiones que para la carga de 120 kN del vagón tolva vacío.

En el punto/nodo de tensión máxima a analizar, el resultado no se acerca a el límite elástico, adquiriendo un valor de 22,74 MPa.



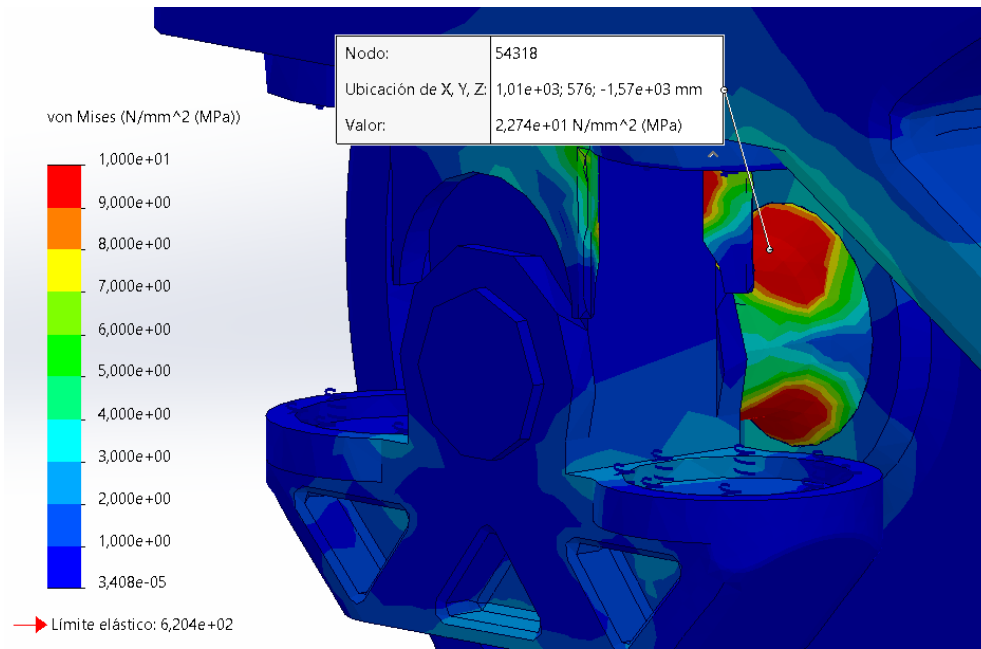


Ilustración 108 Punto estudio coeficiente seguridad Porta-contenedores vacío

El coeficiente de seguridad en ese punto se calcula como:

$$CS = \frac{\sigma_{LE}}{\sigma_{vm}} = \frac{620}{22,74} = 27,26 \approx 27$$

En cuanto a los desplazamientos del modelo en el eje "Y" (Eje vertical):

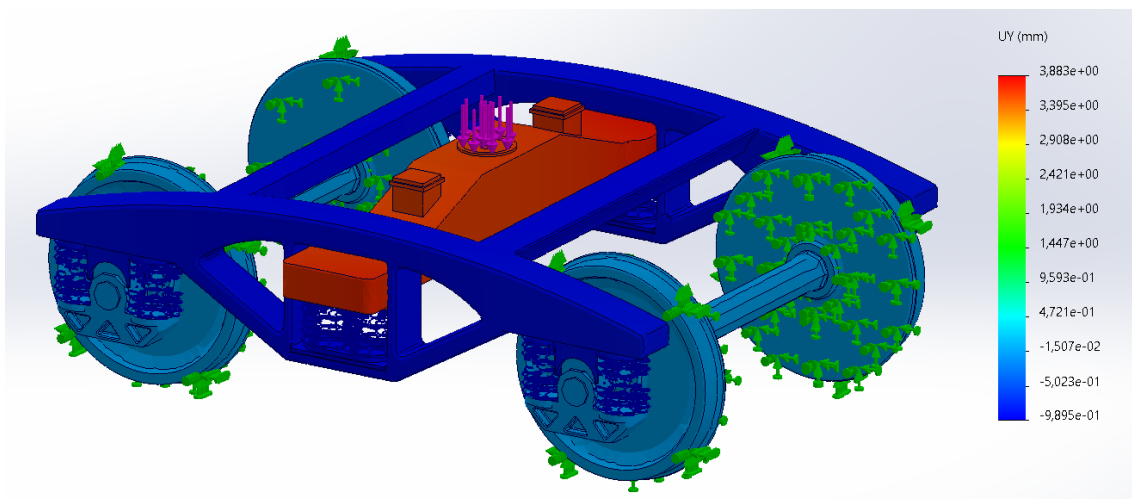


Ilustración 109 Desplazamientos Porta-contenedores vacío

$$\Delta_{\text{suspensión primaria}} = -0,900 \text{ mm}$$

$$\Delta_{\text{suspensión secundaria}} = -0,900 + (+3,829) = 2,929 \text{ mm}$$

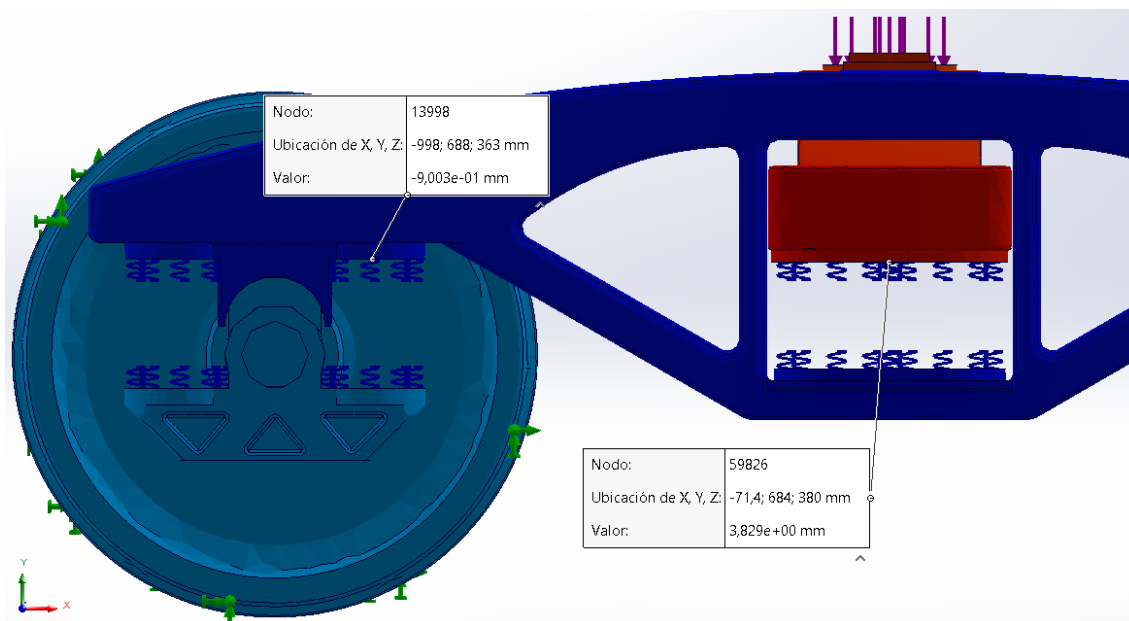


Ilustración 110 Desplazamiento suspensión Porta-contenedores vacío

Mirando las imágenes, observamos un comportamiento muy distinto a los demás casos. La suspensión secundaria no trabaja, es más, debido a su valor de rigidez y a la precarga establecida, la carga que se aplica de este vagón al bogie no es lo suficientemente alta; o en otras palabras, la suspensión de este bogie no estaría diseñada para trabajar con cargas tan pequeñas. Esto explica que la suspensión secundaria no se comprima, e incluso se llega a extender 3 mm. Esto se explica con los valores de rigidez de los muelles y con sus fuerzas de precarga, para este caso son demasiado altas. Obviamente, los muelles de la suspensión primaria tampoco trabajan.

### 3.3.2 VAGÓN PORTA-CONTENEDORES MMC3E CARGADO (450 kN)

Ahora, analizaremos el porta-contenedores cargado al máximo. Aplicaremos una carga de 450 kN en el SolidWorks.

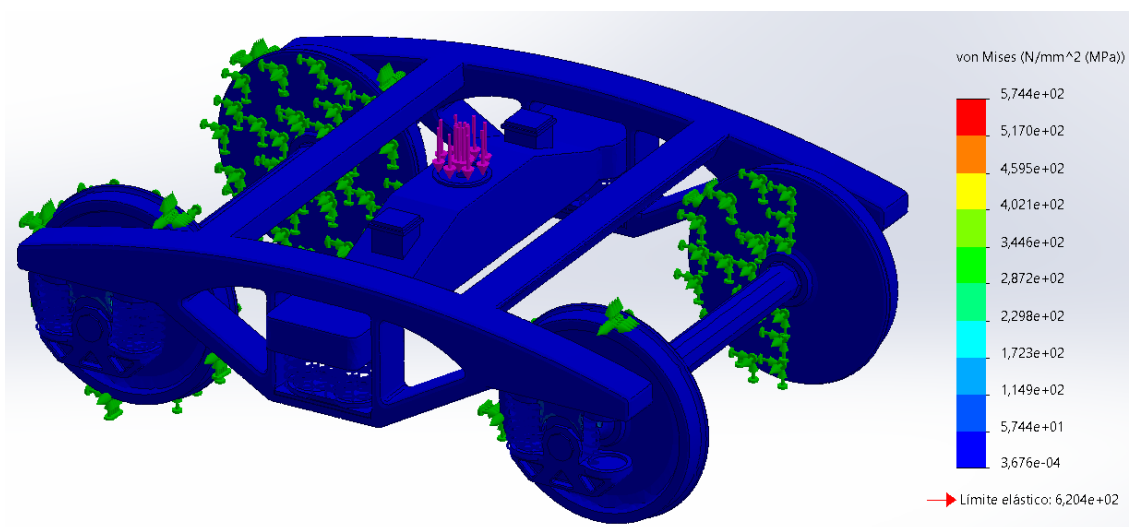


Ilustración 111 Tension von Mises Porta-contenedores lleno

Se establece de nuevo el límite de tensión máxima en 10 MPa para poder ver bien gráficamente la diferencia con el vagón vacío:

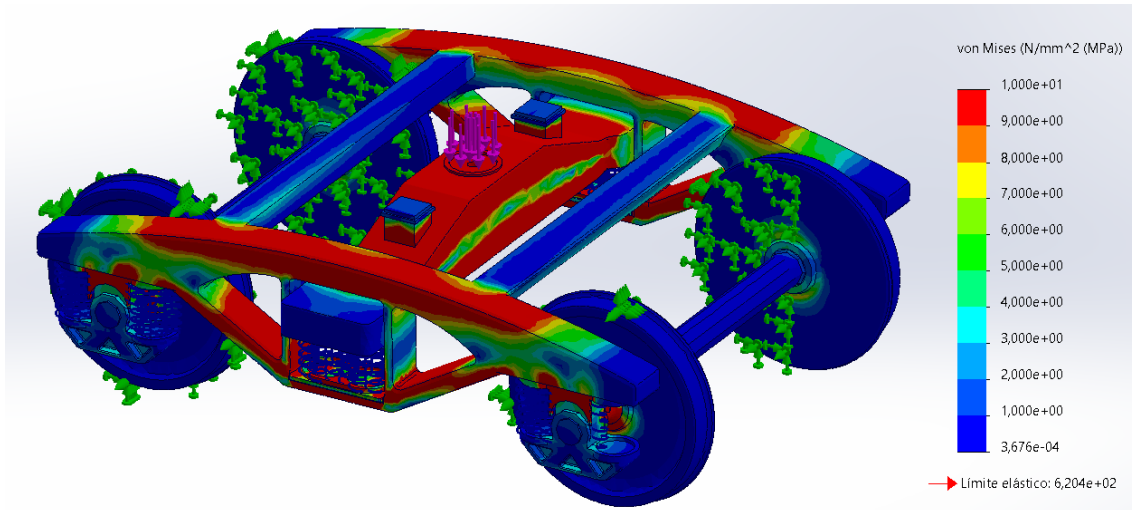


Ilustración 112 Tension von Mises Porta-contenedores lleno (con límite tens. max.)

Es bastante sencillo de ver que hay demasiados valores de tensión por encima de los 10 MPa. Se establece otro límite en 30 MPa:

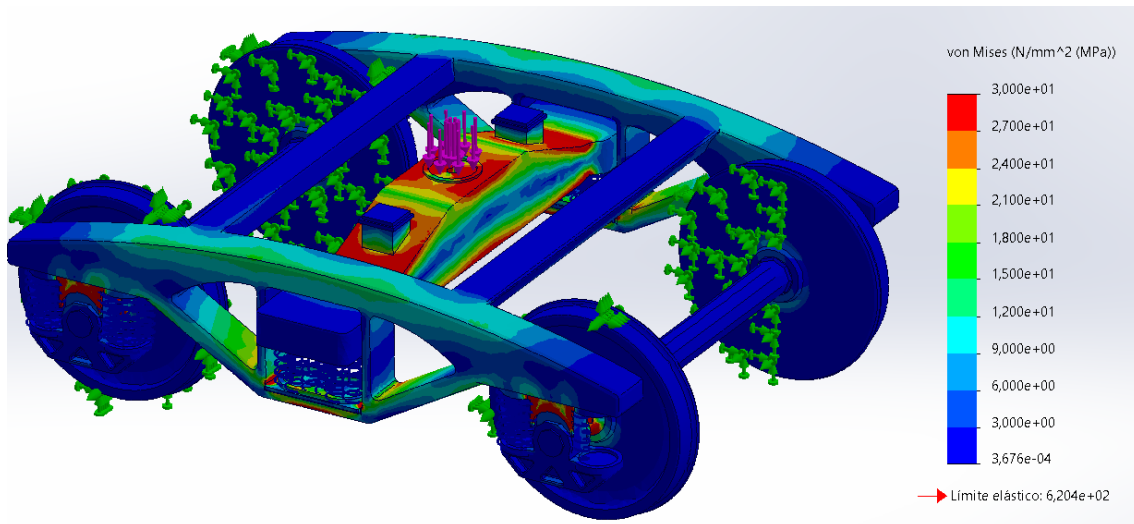


Ilustración 113 Tension von Mises Porta-contenedores lleno (con límite 2 tens. max.)

Hay más zonas por encima de los 30 MPa que en el caso del vagón tolva cargado, como es lógico. Básicamente se comporta igual, pero se carga un poco más.

Se repiten las mismas conclusiones que en el vagón Tolva lleno.

El mayor punto de fluencia (574,4 MPa) aparece otra vez en el punto de contacto del bastidor con la caja de grasa. Aunque este valor es ya bastante grande, no alcanza el límite elástico.

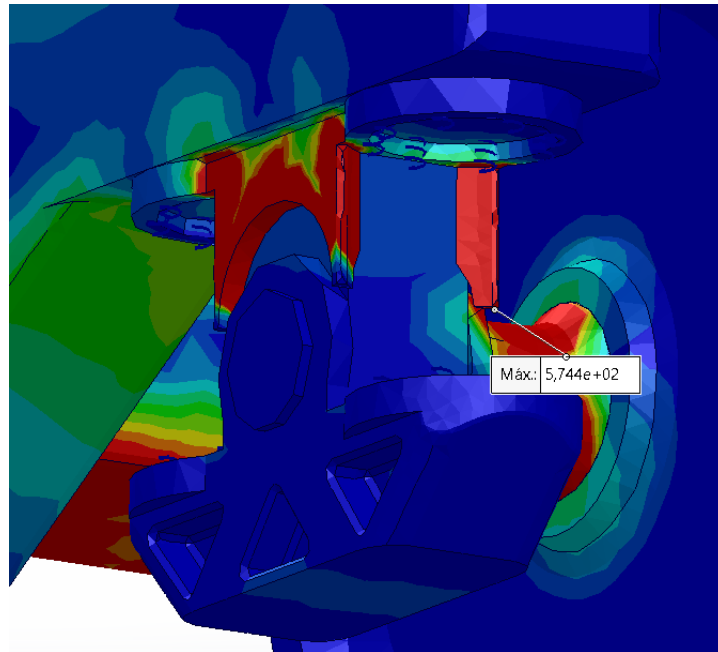


Ilustración 114 Punto de tensión max. Porta-contenedores lleno

En el punto/nodo a analizar para el coeficiente de seguridad, el resultado no se acerca a el límite elástico, el valor es exactamente de 82,54 MPa.

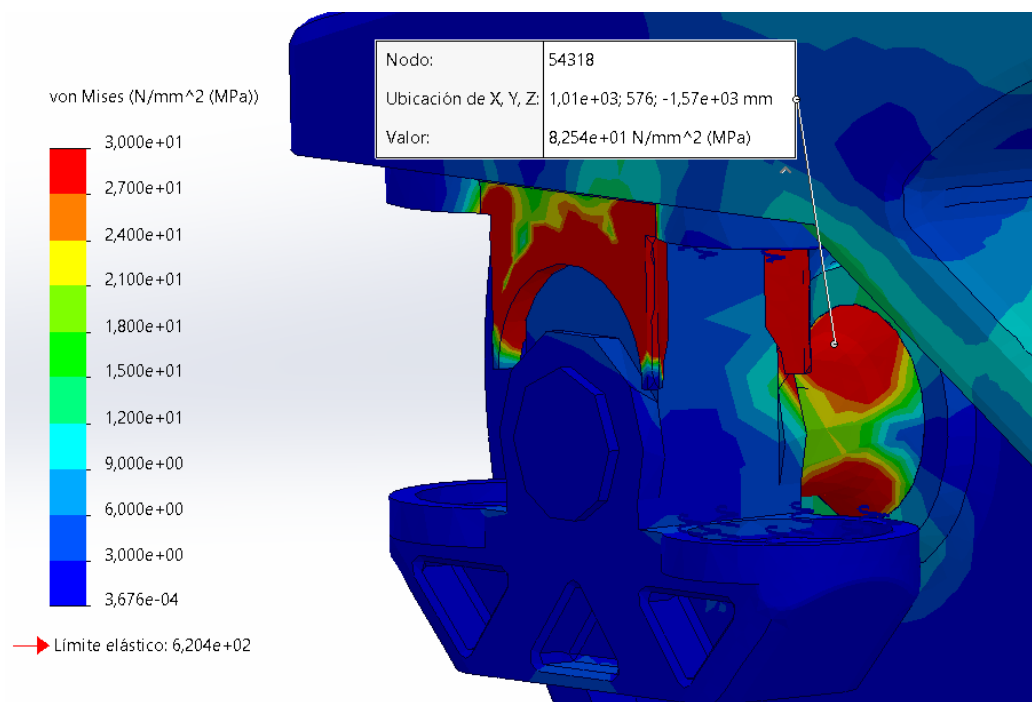


Ilustración 115 Punto estudio coeficiente seguridad Porta-contenedores lleno

El coeficiente de seguridad en ese punto se calcula como:

$$CS = \frac{\sigma_{LE}}{\sigma_{vm}} = \frac{620}{82,54} = 7,51 \approx 7$$

Este valor de coeficiente de seguridad ya es mucho más bajo que en anteriores casos.

En cuanto a los desplazamientos del modelo en el eje "Y" (Eje vertical):

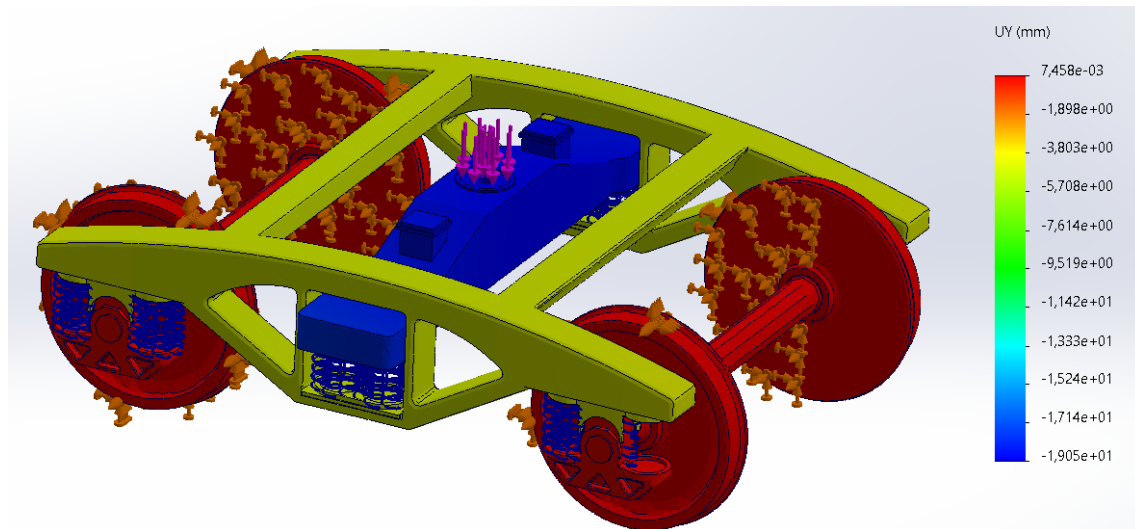


Ilustración 116 Desplazamientos Porta-contenedores lleno

$$\Delta_{\text{suspensión primaria}} = -4,353 \text{ mm}$$

$$\Delta_{\text{suspensión secundaria}} = -4,353 + (-18,000) = -22,353 \text{ mm}$$

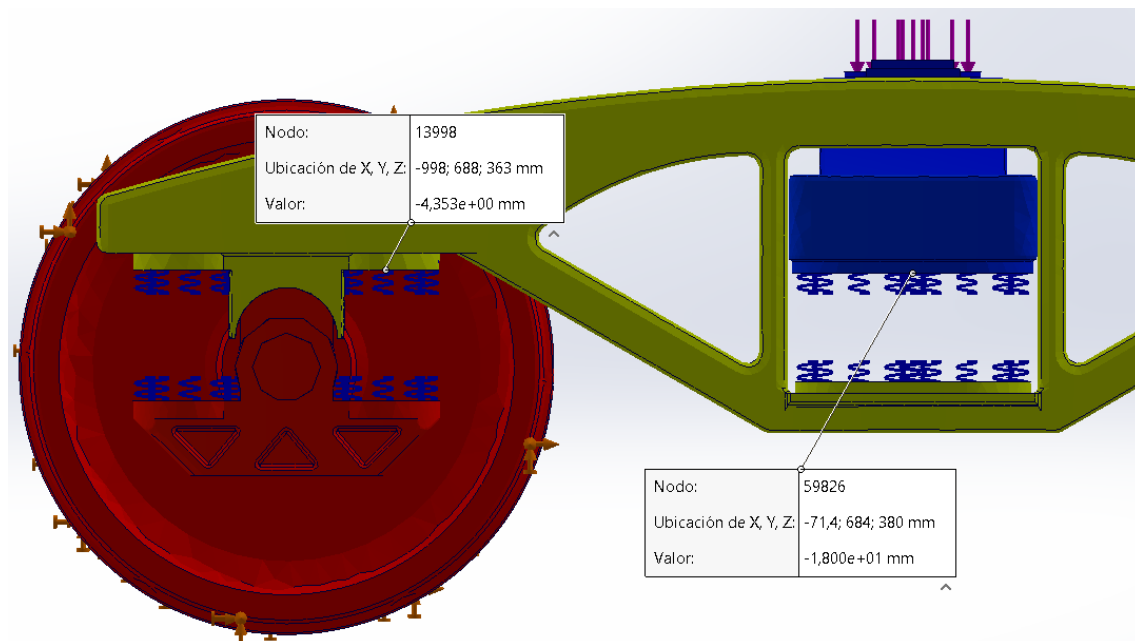


Ilustración 117 Desplazamiento suspensión Porta-contenedores lleno

Como era de esperar, aunque no sean valores grandes, la suspensión está obligada a trabajar más. La carga de 450 kN es suficientemente alta como para que la suspensión secundaria se comprima mucho más que la primaria. Es del caso más desfavorable pero totalmente estable.

# ANEXO V: ESTUDIO DE FRECUENCIA

## 4.2 VAGÓN TOLVA TT7 CARGADO (400 kN)

### 4.2.1 CASO 1: (A, B=0,7·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	4.200.000 N/m

Tabla 23 Valores rigidez Tolva Caso 1

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

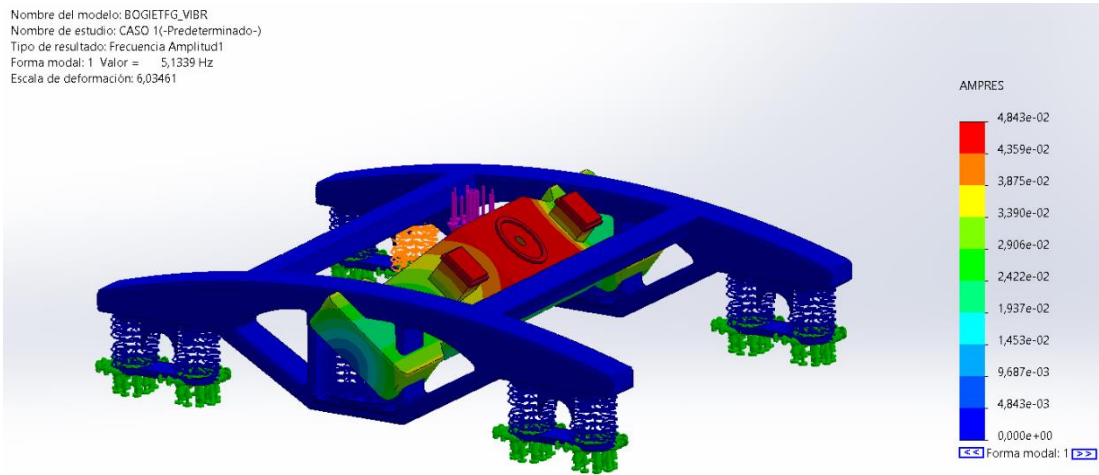


Ilustración 118 Vagón Tolva, Caso 1, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **5,1339 Hz**.

### 4.2.2 CASO 2: (A, B=0,8·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	4.800.000 N/m

Tabla 24 Valores rigidez Tolva Caso 2

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

Nombre del modelo: BOGIETFG\_VIBR  
Nombre de estudio: CASO 2(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1  
Forma modal: 1 Valor = 6,0496 Hz  
Escala de deformación: 6,13234

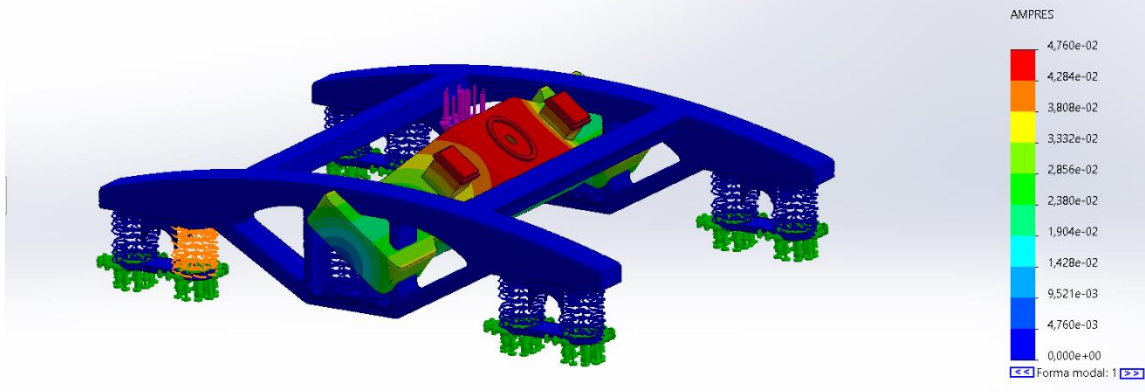


Ilustración 119 Vagón Tolva, Caso 2, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **6,0496 Hz**.

#### 4.2.3 CASO 3: (A, B=0,9·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	5.400.000 N/m

Tabla 25 Valores rigidez Tolva Caso 3

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

Nombre del modelo: BOGIETFG\_VIBR  
Nombre de estudio: CASO 3(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1  
Forma modal: 1 Valor = 6,7656 Hz  
Escala de deformación: 6,25075

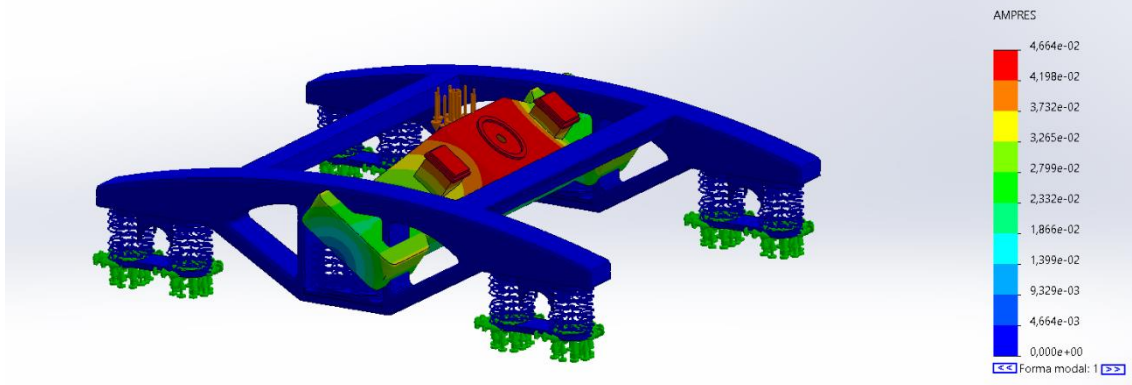


Ilustración 120 Vagón Tolva, Caso 3, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **6,7656 Hz**.

#### 4.2.4 CASO 4: (A, B=A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	6.000.000 N/m

Tabla 26 Valores rigidez Tolva Caso 4

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

Nombre del modelo: BOGIETFG\_VIBR  
Nombre de estudio: CASO 4(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1  
Forma modal: 1 Valor = 7,3424 Hz  
Escala de deformación: 6,38871

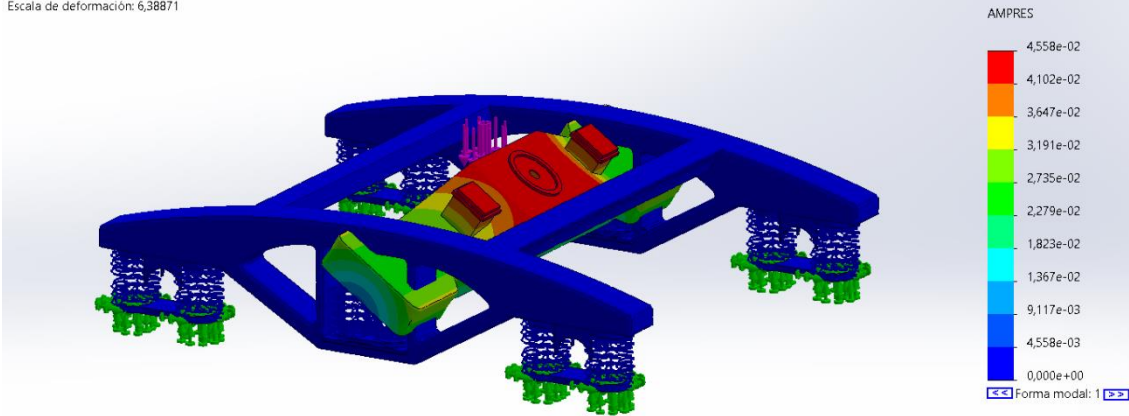


Ilustración 121 Vagón Tolva, Caso 4, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **7,3424 Hz**.

#### 4.2.5 CASO 5: (A, B=1,2·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	7.200.000 N/m

Tabla 27 Valores rigidez Tolva Caso 5

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

Nombre del modelo: BOGIETFG\_VIBR  
Nombre de estudio: CASO 5(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1  
Forma modal: 1 Valor = 8,2051 Hz  
Escala de deformación: 6,71259

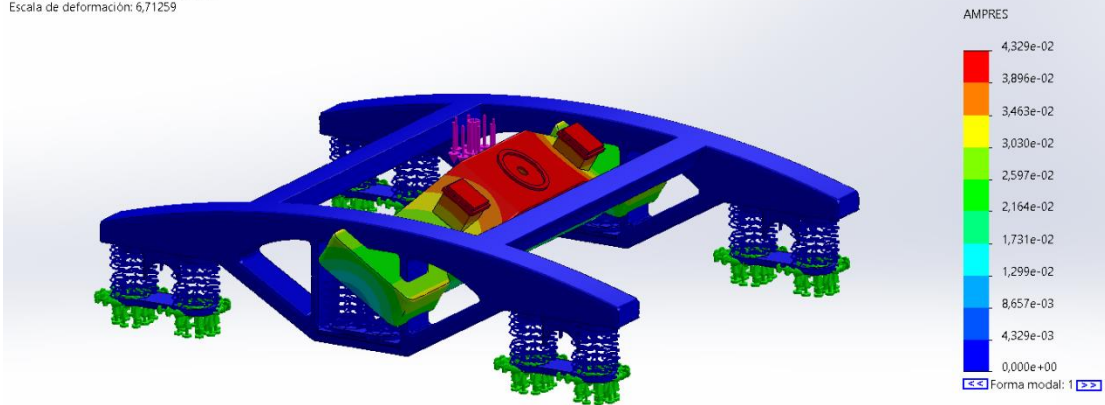


Ilustración 122 Vagón Tolva, Caso 5, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **8,2051 Hz**.

#### 4.2.6 CASO 6: (A, B=1,6·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	9.600.000 N/m

Tabla 28 Valores rigidez Tolva Caso 6

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:



Nombre del modelo: BOGIETFG\_VIBR  
Nombre de estudio: CASO 6(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1  
Forma modal: 1 Valor = 9,2294 Hz  
Escala de deformación: 7,45036

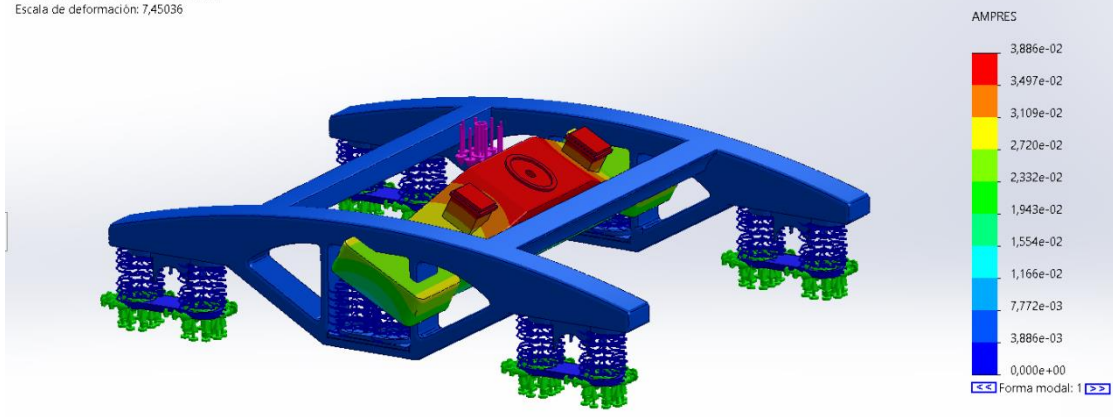


Ilustración 123 Vagón Tolva, Caso 6, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **9,2294 Hz**.

#### 4.2.7 CASO 7: (A, B=2·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	12.000.000 N/m

Tabla 29 Valores rigidez Tolva Caso 7

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

Nombre del modelo: BOGIETFG\_VIBR  
Nombre de estudio: CASO 7(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1  
Forma modal: 1 Valor = 9,7755 Hz  
Escala de deformación: 8,15636

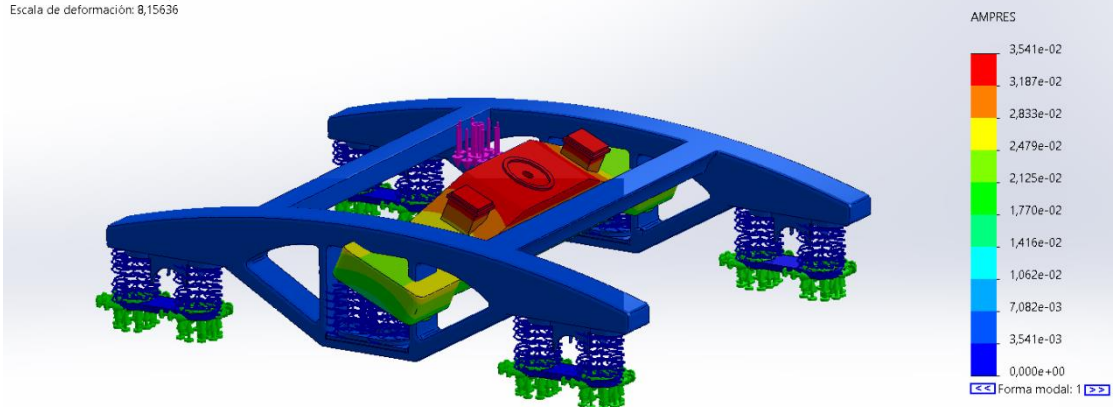


Ilustración 124 Vagón Tolva, Caso 7, Modo 1

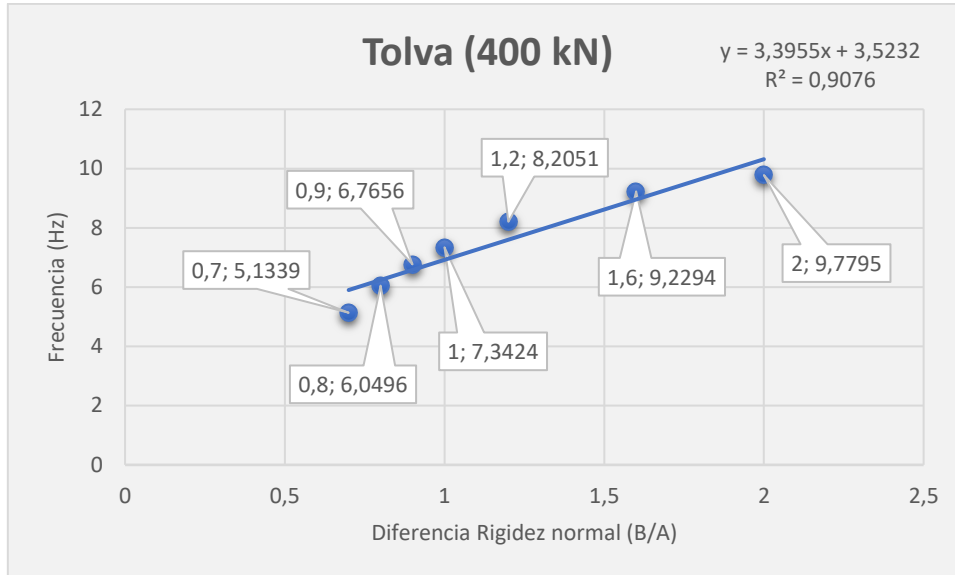
La frecuencia natural en este caso es de **9,7795 Hz**.

Atendiendo a los valores de frecuencia que SolidWorks nos ha dado como resultado de estos 7 casos, podemos hacer una tabla y sacar una gráfica para ver de manera más representativa lo que está ocurriendo con el vagón tolva:

Diferencia (B/A)	Frecuencia (Hz)
0,7	5,1339
0,8	6,0496
0,9	6,7656

1	7,3424
1,2	8,2051
1,6	9,2294
2	9,7795

Tabla 30 Vagón Tolva Tabla Frecuencias



Gráfica 3 Frecuencia-Rigidez Tolva

## 4.3 VAGÓN PORTA-CONTENEDORES MMC3E CARGADO (450 kN)

### 4.3.1 CASO 1: (A, B=0,7·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	4.200.000 N/m

Tabla 31 Valores rigidez Porta-contenedores Caso 1

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

Nombre del modelo: BOGIETFG\_VIBR  
Nombre de estudio: CASO 1(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1  
Forma modal: 1 Valor = 4,4342 Hz  
Escala de deformación: 5,98565

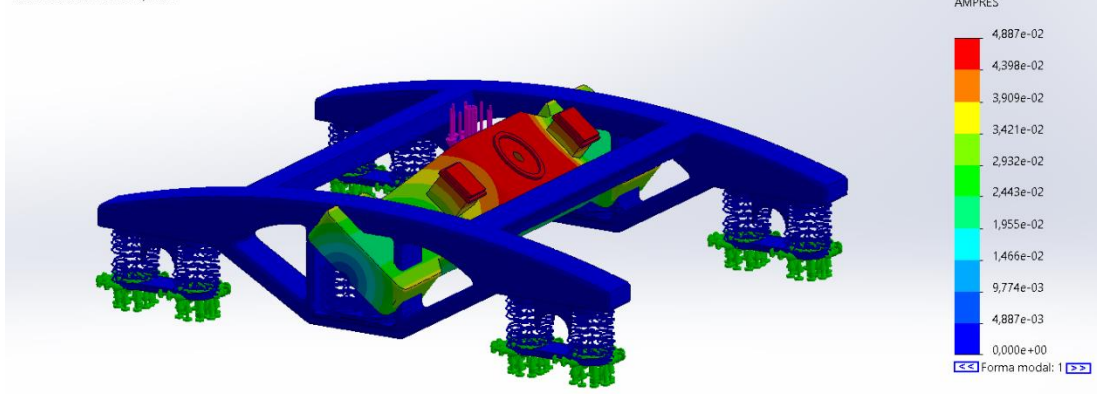


Ilustración 125 Vagón Porta-contenedores, Caso 1, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **4,4342 Hz**.

#### 4.3.2 CASO 2: (A, B=0,8·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	4.800.000 N/m

Tabla 32 Valores rigidez Porta-contenedores Caso 2

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

Nombre del modelo: BOGIETFG\_VIBR  
Nombre de estudio: CASO 2(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1  
Forma modal: 1 Valor = 5,5258 Hz  
Escala de deformación: 6,07117

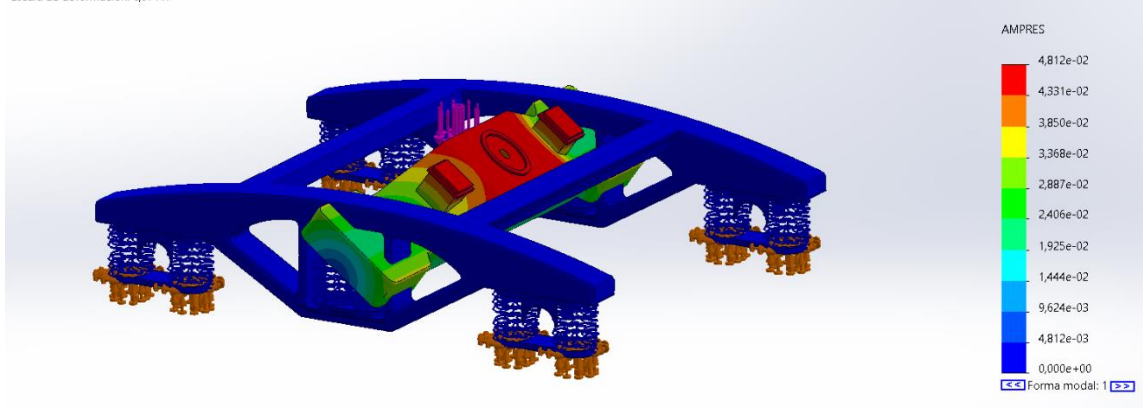


Ilustración 126 Vagón Porta-contenedores, Caso 2, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **5,5258 Hz**.

#### 4.3.3 CASO 3: (A, B=0,9·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	5.400.000 N/m

Tabla 33 Valores rigidez Porta-contenedores Caso 3

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

Nombre del modelo: BOGIETFG\_VIBR  
Nombre de estudio: CASO 3(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1  
Forma modal: 1 Valor = 6,3513 Hz  
Escala de deformación: 6,17746

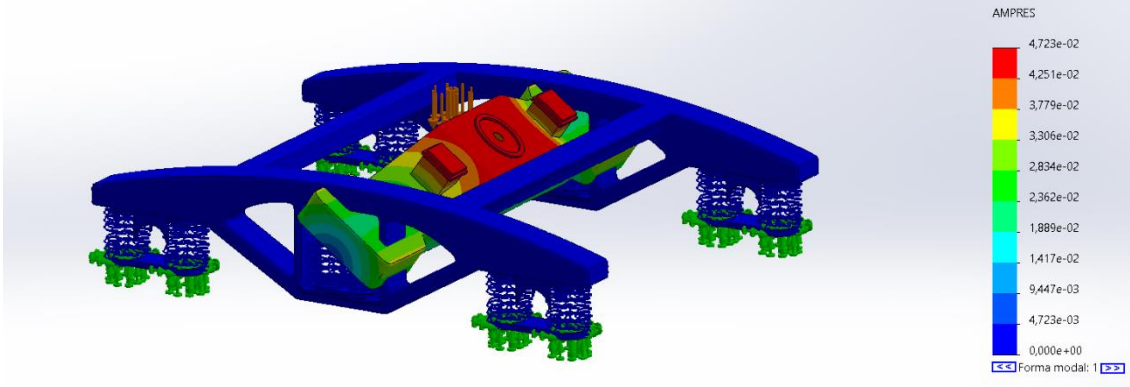


Ilustración 127 Vagón Porta-contenedores, Caso 3, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **6,3513 Hz**.

#### 4.3.4 CASO 4: (A, B=A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	6.000.000 N/m

Tabla 34 Valores rigidez Porta-contenedores Caso 4

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

Nombre del modelo: BOGIETFG\_VIBR  
Nombre de estudio: CASO 4(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1  
Forma modal: 1 Valor = 7,006 Hz  
Escala de deformación: 6,30421

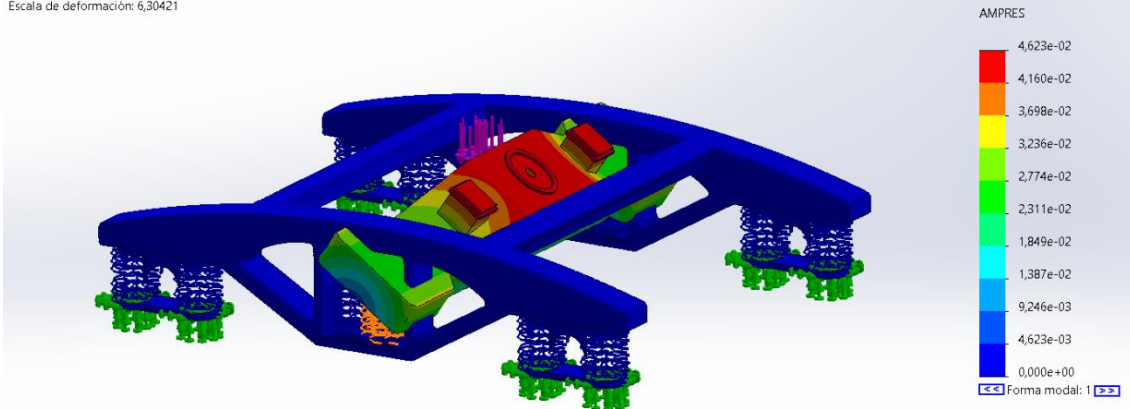


Ilustración 128 Vagón Porta-contenedores, Caso 4, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **7,0060 Hz**.

#### 4.3.5 CASO 5: (A, B=1,2·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	7.200.000 N/m

Tabla 35 Valores rigidez Tolva Caso 5

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

Nombre del modelo: BOGIETFG\_VIBR  
Nombre de estudio: CASO 5(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1  
Forma modal: 1 Valor = 7,9739 Hz  
Escala de deformación: 6,6111

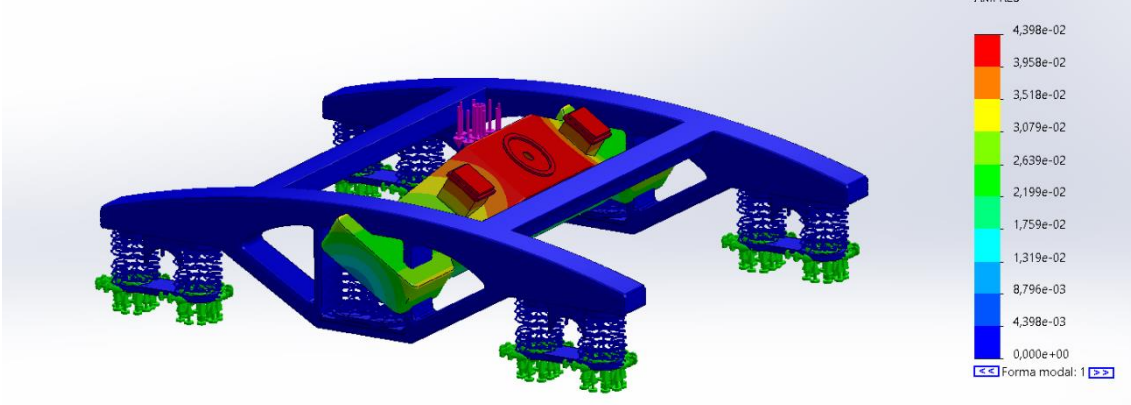


Ilustración 129 Vagón Porta-contenedores, Caso 5, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **7,9739 Hz**.

#### 4.3.6 CASO 6: (A, B=1,6·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	9.600.000 N/m

Tabla 36 Valores rigidez Porta-contenedores Caso 6

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

Nombre del modelo: BOGIETFG\_VIBR  
Nombre de estudio: CASO 6(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1  
Forma modal: 1 Valor = 9,1081 Hz  
Escala de deformación: 7,34092

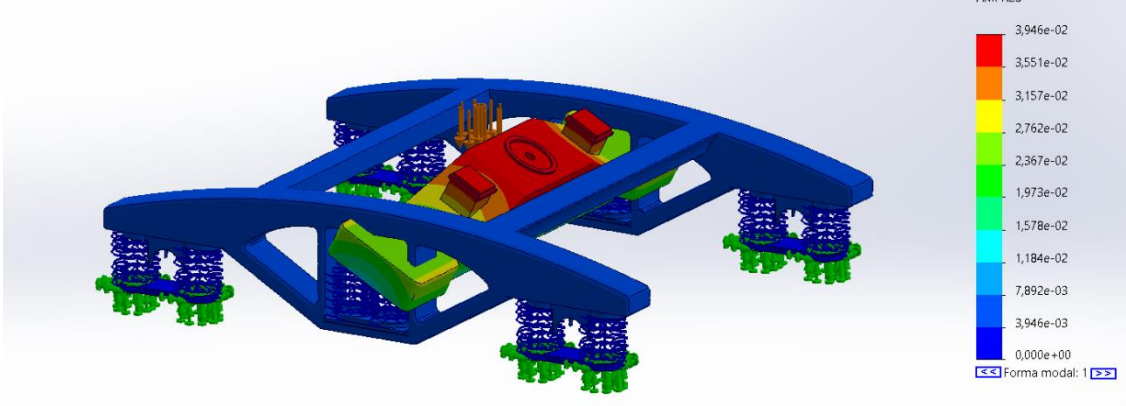


Ilustración 130 Vagón Porta-contenedores, Caso 6, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **9,1081 Hz**.

#### 4.3.7 CASO 7: (A, B=2·A)

Los valores de rigidez son:

<b>Rigidez normal suspensión primaria (A)</b>	6.000.000 N/m
<b>Rigidez normal suspensión secundaria (B)</b>	12.000.000 N/m

Tabla 37 Valores rigidez Porta-contenedores Caso 7

El resultado de la simulación del modo 1 de frecuencia:

Nombre del modelo: BOGIETFG\_VIBR  
Nombre de estudio: CASO 7(-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1  
Forma modal: 1 Valor = 9,7028 Hz  
Escala de deformación: 8,05964

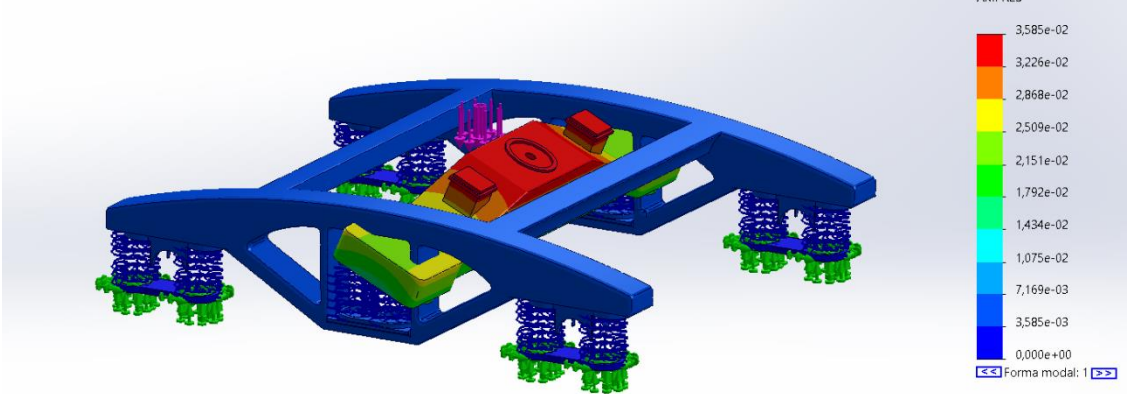


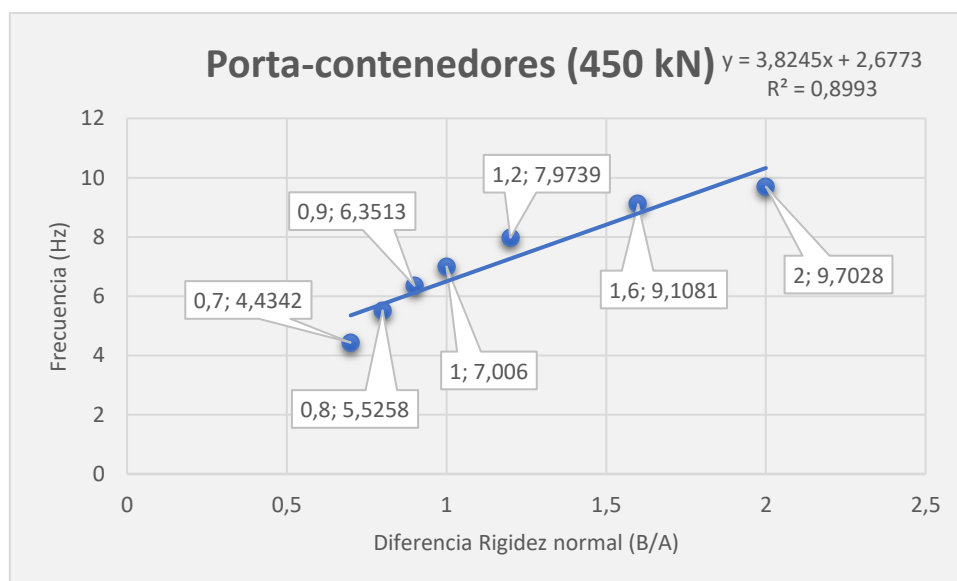
Ilustración 131 Vagón Porta-contenedores, Caso 7, Modo 1

La frecuencia natural en este caso es de **9,7028 Hz**.

Atendiendo a los valores de frecuencia que SolidWorks nos ha dado como resultado de estos 7 casos, podemos hacer una tabla y sacar una gráfica para ver de manera más representativa lo que está ocurriendo con el vagón porta-contenedores:

Diferencia (B/A)	Frecuencia (Hz)
0,7	4,4342
0,8	5,5258
0,9	6,3513
1	7,0060
1,2	7,9739
1,6	9,1081
2	9,7028

Tabla 38 Vagón Porta-contenedores Tabla Frecuencias

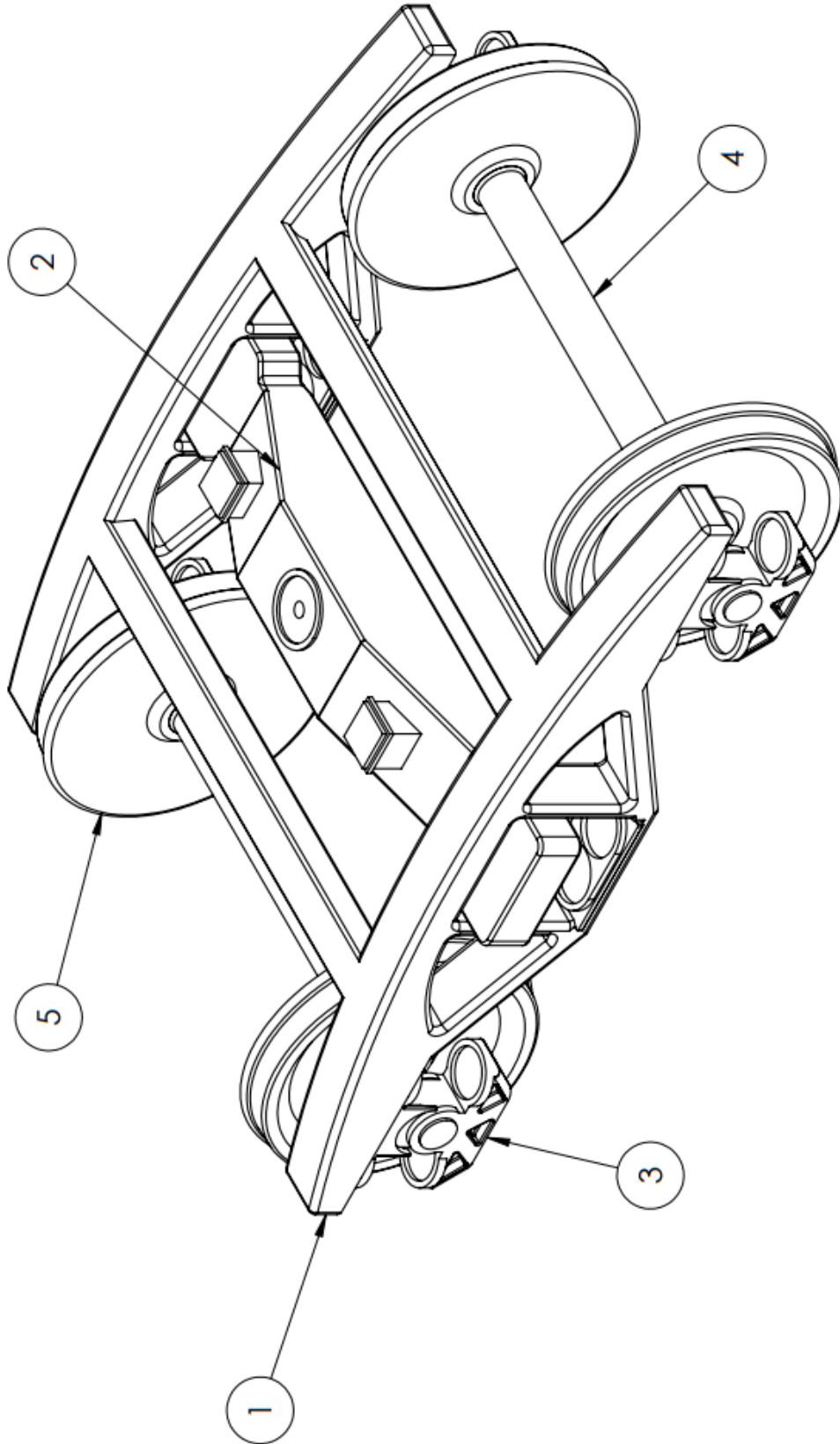


Gráfica 4 Frecuencia-Rigidez Porta-contenedores



## ANEXO VI: PLANOS

<b><u>Nº Plano</u></b>	<b><u>Nombre de Plano</u></b>
1	CONJUNTO BOGIE
2	DIMENSIONES GENERALES BOGIE



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Bastidor	1
2	Refuerzo	1
3	Caja de Grasa	4
4	Eje Rueda	2
5	Rueda	4

ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN BOGIE DE UN VEHÍCULO FERROVIARIO

Material: ACERO ALEADO

Escala: 1:20

Formato: A4

DIBUJADO: D. Aparicio 22/01/2024

VERIFICADO:

Comentarios: Salvo indicación, todas las cotas en mm.

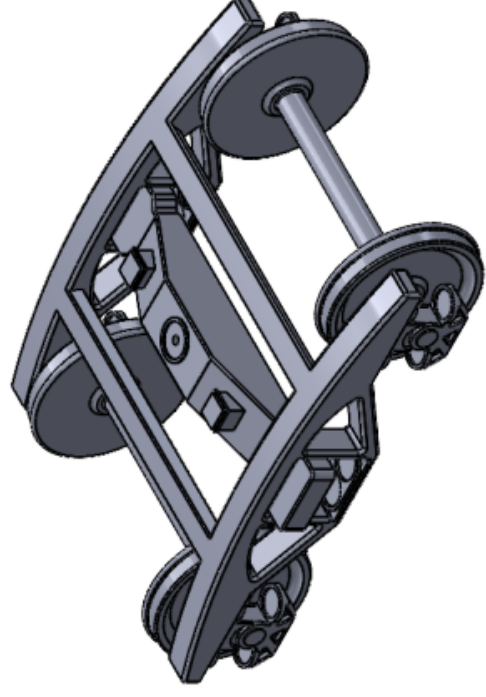
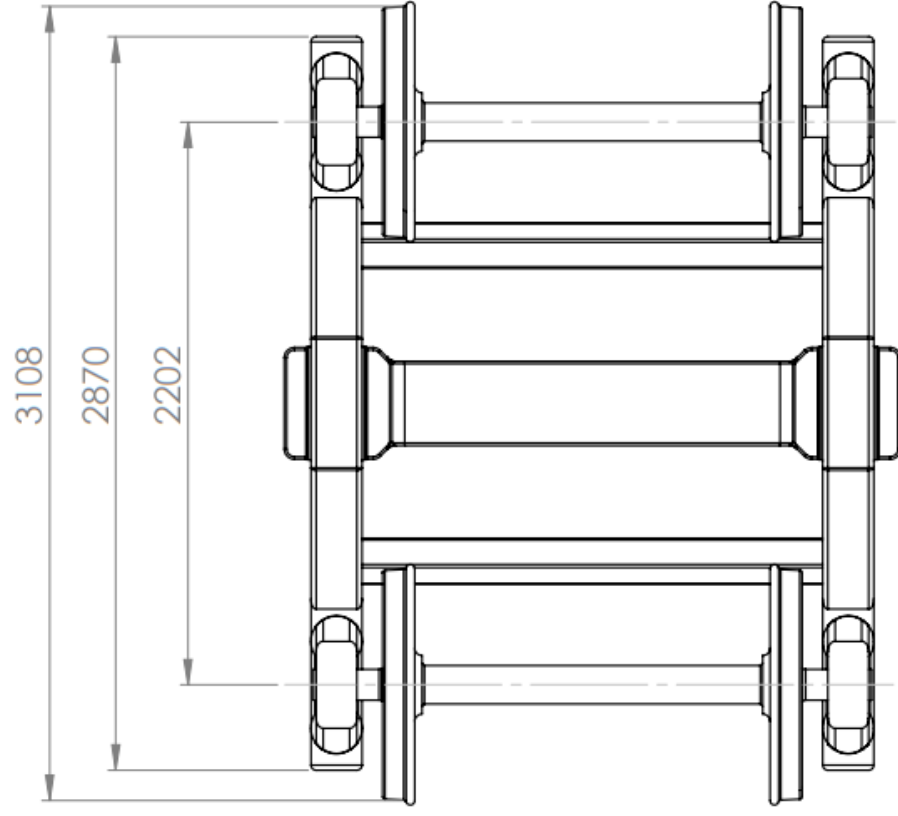
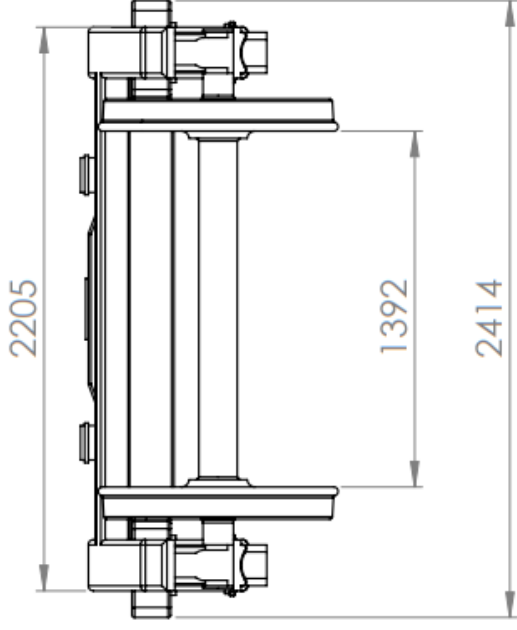
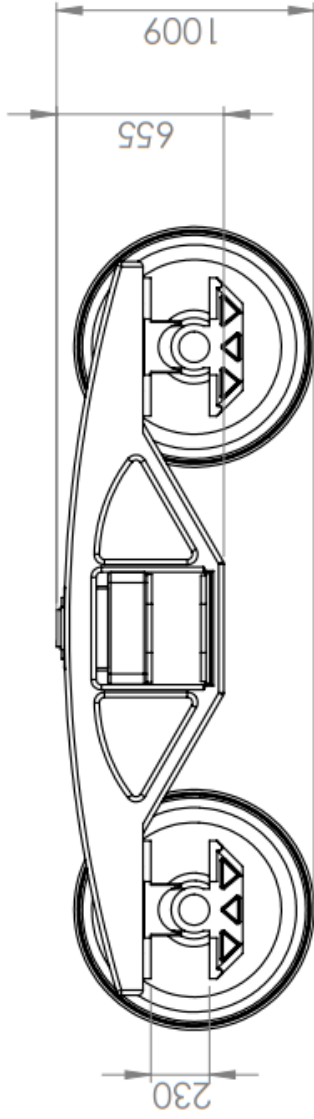
ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA UNIVERSIDAD ZARAGOZA

Nombre de Plano: CONJUNTO BOGIE

Número de Plano: 1

Rev. 0





ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN BOGIE DE UN VEHÍCULO FERROVIARIO	DIBUJADO:	D. Aparicio	22/01/2024	ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA UNIVERSIDAD ZARAGOZA
	VERIFICADO:			
Material:	ACERO ALEADO			
Escala:	1:30			
Formato:	A4			
Comentarios:		Salvo indicación, todas las cotas en mm.		
Nombre de Plano:		DIMENSIONES GENERALES		
Número de Plano:		2		Rev. 0