



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ANÁLISIS Y MODELADO DEL SISTEMA
DE SUSPENSIÓN DE UN AUTOBÚS DE
TRES EJES MEDIANTE PAQUETERÍA
DE ELEMENTO FINITO**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO**

P R E S E N T A:

REBECA CEDEÑO MADERA

DIRECTOR DE TESIS

M. en C. EDGAR ISAAC RAMÍREZ DÍAZ



CD. UNIVERSITARIA

2012



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Índice

Prólogo	2
1. Marco teórico	3
1.1. Definición y componentes de las suspensiones	3
1.1.1. Componentes del sistema de suspensión	3
1.2. Tipos de suspensiones	11
1.2.1. Suspensiones independientes.....	12
1.2.2. Suspensiones de eje rígido y semi-rígido	18
1.3. Dinámica vehicular.....	21
1.3.1. Sistema de referencia	22
1.3.2. Segunda ley de Newton	23
1.3.3. Cargas estáticas	26
1.3.4. Aceleración	27
1.3.5. Frenado.....	27
1.3.6. Curveo	27
2. Análisis vehicular mediante el método de elemento finito	32
2.1. Análisis por Elemento Finito.....	32
2.2. Análisis estático	33
2.3. Análisis dinámico	33
2.4. Descripción de Abaqus®	34
2.5. Conectores	34
2.5.1. Traslacionales	35
2.5.2. Rotacionales	38
2.5.3. Ensamblados	40
2.6. Abaqus® para análisis vehicular	41
2.6.1. Modelos de dinámica vehicular en elemento finito.....	42
3. Metodología y desarrollo del modelo	48
3.1. Descripción del vehículo	48
3.2. Condiciones a simular y cálculo de cargas de cada eje	49
3.2.1. Peso suspendido.....	50
3.2.2. Aceleración y frenado.....	51
3.2.3. Curveo	52
3.2.4. Curveo con frenado.....	53
3.2.5. Condiciones de manejo.....	53

3.3.	Selección de cámaras de aire, amortiguadores y neumáticos.....	54
3.3.1.	Cámaras de aire.....	54
3.3.2.	Amortiguador y neumático.....	57
3.4.	Elaboración del modelo	58
3.4.1.	Suspensión delantera.....	58
3.4.2.	Suspensión motriz.....	59
3.4.3.	Suspensión auxiliar	60
3.4.4.	Propiedades del material y conectores.....	61
3.4.5.	Carga y condiciones de frontera.....	63
4.	Análisis de resultados.....	64
4.1.	Suspensión delantera	64
4.1.1.	Estático	64
4.1.2.	Frenado.....	66
4.1.3.	Aceleración	66
4.1.4.	Curveo y curveo con frenado	67
4.1.5.	Condiciones de manejo.....	71
4.2.	Suspensión motriz	74
4.2.1.	Estático	74
4.2.2.	Frenado.....	76
4.2.3.	Aceleración	77
4.2.4.	Curveo y curveo con frenado	77
4.2.5.	Condiciones de manejo.....	81
4.3.	Suspensión auxiliar.....	84
4.3.1.	Estático	84
4.3.2.	Frenado.....	86
4.3.3.	Aceleración	87
4.3.4.	Curveo y curveo con frenado	87
4.3.5.	Condiciones de manejo.....	90
5.	Trabajo a futuro	93
6.	Conclusiones	94
	Bibliografía	96

Prólogo

Actualmente existe software dedicado específicamente al análisis de la dinámica vehicular (Adams®, por ejemplo), el cual se caracteriza por ser un software de análisis de cuerpos múltiples, esto es, mecanismos compuestos por elementos rígidos y flexibles que se someten a grandes desplazamientos en relación con sus dimensiones. Abaqus®, habiéndose ya utilizado para análisis vehicular, demuestra ser una alternativa al software especializado en este tipo de análisis.

Por esta razón, la UDIATEM (Unidad De Investigación y Asistencia Técnica en Materiales) y un equipo de alumnos de la Facultad de Ingeniería llevó a cabo el proyecto del diseño y análisis de los soportes del sistema de suspensión de un autobús comercial de tres ejes en Adams® y Abaqus®. Primero se estableció una metodología de diseño, basada en trabajos anteriores (descritos en el capítulo 2), para llevar a cabo el análisis. Paralelamente se analizaron estas mismas suspensiones en Adams®, con el fin de comparar resultados y demostrar la efectividad de Abaqus®, y finalmente con estos resultados diseñar los soportes de las suspensiones. Sin embargo, este trabajo se enfocará sólo en los resultados obtenidos en Abaqus®.

A manera de introducción el capítulo 1 incluye la definición de suspensión, sus componentes y tipos de suspensiones, así como, conceptos básicos de dinámica vehicular los cuales ayudaron al cálculo de fuerzas para el análisis en el software de elemento finito. En el capítulo 2 se describen las características principales de Abaqus® y sus métodos de solución, además de las funciones que permitieron la realización del modelo, como conectores, concluyendo el capítulo con una evaluación de las ventajas y desventajas del mismo para la realización del análisis y modelos anteriores de dinámica vehicular hechos en Abaqus®.

Con base en los modelos CAD de las suspensiones del autobús, se construyó el modelo en la paquetería de elemento finito. Estos modelos fueron analizados y de las simulaciones se obtuvieron las fuerzas a las que se somete la estructura de los soportes bajo las siguientes condiciones: peso suspendido en pendiente (0°, 10°, 20°), curvado, aceleración, frenado, curvo con frenado y tope. Esta metodología se describirá en el capítulo 3 detalladamente, y en el capítulo 4 se analizarán todos los resultados obtenidos de las simulaciones.

De los resultados se puede concluir que Abaqus® es una buena herramienta para el análisis vehicular, al haber dado resultados similares a Adams®, quedando demostrado que existe otra aplicación de problemas ingenieriles de los que Abaqus® es capaz de resolver.

1. Marco teórico

1.1. Definición y componentes de las suspensiones

Las suspensiones en los vehículos son mecanismos que cumplen principalmente con los siguientes objetivos:

- Aislar el cuerpo del vehículo (también llamado masa suspendida) de las irregularidades que pudiera tener la superficie por donde éste se desplaza, es decir, absorber y atenuar los golpes recibidos por las llantas debidas a estas irregularidades.
- Mantener las llantas en una dirección y *camber*¹ adecuados respecto a la superficie del camino.
- Reaccionar a las fuerzas producidas por las llantas: fuerzas longitudinales (aceleración y frenado), fuerzas laterales (curveo), así como torques ocurridos durante el manejo y el frenado.
- Resistencia a la volcadura del chasis
- Mantener las llantas en contacto con el suelo procurando una mínima variación en las cargas.

Por lo tanto las suspensiones son esenciales para alcanzar un manejo seguro y confortable. El mal diseño de una suspensión llega a dañar la estabilidad del vehículo, causando accidentes que pueden llegar a afectar la integridad física del conductor y de los pasajeros.

1.1.1. Componentes del sistema de suspensión

A continuación se describen los cuatro componentes principales que forman el sistema de suspensión:

a) Soportes

Estos son parte del mecanismo que enlaza la llanta con el resto de la estructura, su función es garantizar los grados de libertad de las llantas y mantener su posición correcta respecto al suelo, así como determinar el movimiento relativo de las llantas con respecto al cuerpo del vehículo. Los soportes también transfieren a éste parte de las cargas recibidas por las ruedas. La Figura 1.1 muestra un ejemplo de los elementos de soporte de una suspensión:

- Soporte de la llanta (1)
- Brazo de control longitudinal o brazo tirante. Éste es lo suficientemente rígido bajo flexión y torsión (2)
- Punto de unión mediante un buje. Provee control longitudinal sobre la rueda (3)
- Brazos de control transversales. Su función principal es el control del movimiento de la llanta (6, 7 y 11)

¹ *Camber*. es el ángulo comprendido entre el plano vertical y el plano ecuatorial de la llanta. (Genta, 2009)

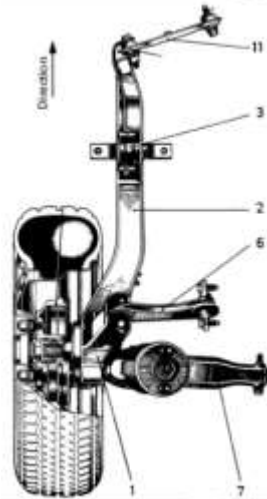


Figura 1.1. Vista superior de la suspensión en A con brazo tirante del Honda Civic®. (Betzler, et al., 2001)

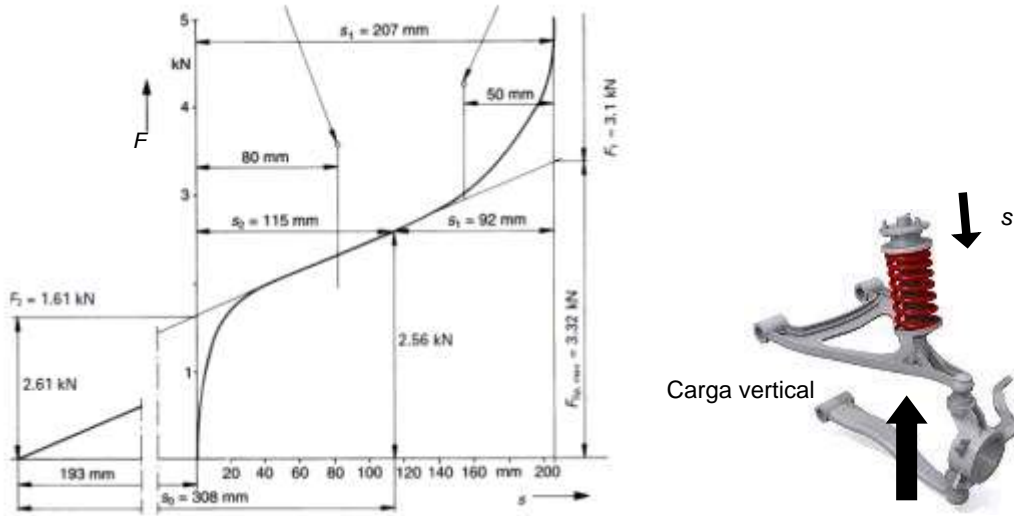
b) Elementos elásticos primarios

Incluyen resortes, dentro de los cuales existen distintos tipos, como: resortes helicoidales, de muelles de hoja y de aire. Así mismo, entre los miembros elásticos primarios también se encuentran barras de torsión, barras estabilizadoras y muelles de sujeción. Estos elementos conectan elásticamente las llantas con el chasis y, además de almacenar la energía producida por las cargas recibidas, determinan la posición del cuerpo como función de la carga.

- Resortes helicoidales

Estos resortes presentan un comportamiento lineal a lo largo del recorrido de la llanta (Figura 1.2). Son usados en los ejes traseros y delanteros de vehículos de pasajeros y son manufacturados en acero. En la Figura 1.2 se observa el comportamiento de este tipo de resortes. Es importante aclarar que este comportamiento es gracias a que se colocaron resortes secundarios (los cuales serán explicados más adelante). En la gráfica se muestra la carga vertical en la llanta en función del desplazamiento s del resorte. La fuerza máxima del resorte en este caso es de $F_{Sp,max}=3.32$ kN y la precarga es de $F_2=1.61$ kN. Para calcular la constante se tiene que:

$$c_{i,pl} = \frac{\Delta F}{\Delta s} = \frac{3.32 - 1.61}{0.0207}$$
$$c_{i,pl} = 8.26 \text{ kN m}^{-1} = 8.3 \text{ N mm}^{-1} \quad (1.1)$$



- Muelles de hoja

Éstos son usados en ejes rígidos, comúnmente en vehículos comerciales y tráileres. Son manufacturados en acero. En la Figura 1.3 se muestran los resortes de hoja multi-capa y los parabólicos, ambos con: distancia $L = 1650$ mm, constante del resorte $c_r = 200$ N mm⁻¹ y carga máxima $F_{Sp} = 33$ kN. Varían en el diseño y el peso, A) 94 kg y B) 61kg.

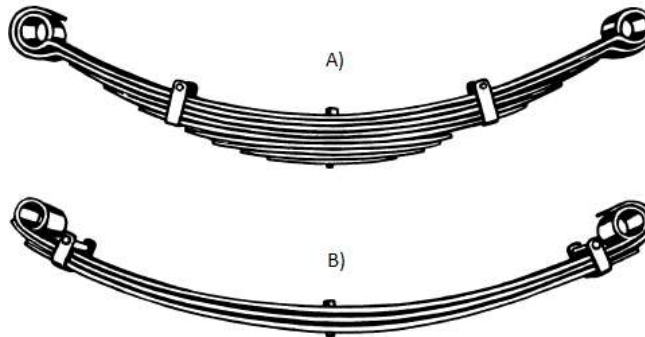


Figura 1.2 Dos tipos diferentes de muelles de hoja, A) Multi-capa y B) Parabólico (Genta, 2009)

- Barras de torsión y barras estabilizadoras

Las barras de torsión cumplen la función de evitar que el vehículo se incline cuando sufre cargas debidas a irregularidades del camino como topes o baches (Figura 1.4). La barra de torsión está colocada longitudinalmente en el eje delantero, su punto pivote está conectado en el brazo inferior de la suspensión y el extremo de la barra está anclada en el chasis (A). Cuando el carro pasa por un tope, el brazo inferior pivotea haciendo que la barra sufra torsión (B). La barra está hecha de acero al cromo para resistir los esfuerzos de torsión.

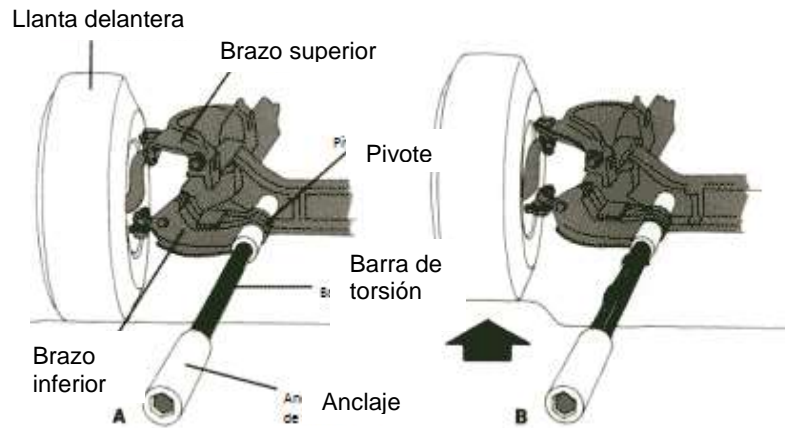


Figura 1.3. Funcionamiento de la barra de torsión (Zatz, 1998)

La función principal de las barras estabilizadoras es evitar la volcadura en el momento del curvado, reduciendo el momento respecto al eje x (roll) (Figura 1.5). Cuando existe una carga vertical de un lado del vehículo se produce un momento que hace girar la barra estabilizadora, esto aporta al vehículo resistencia a la volcadura gracias a la resistencia a la torsión de la barra.



Figura 1.4. Funcionamiento barra estabilizadora (Longhurst, 2012)

Se considera que en el centro se encuentra un resorte torsional cuya constante K_T (Figura 1.6), está dada por:

$$K_T = GJ/L_r$$

Donde:

G = módulo de corte del material (N/mm^2)

J = segundo momento de área (mm^4)

L_r = longitud de la barra (mm)

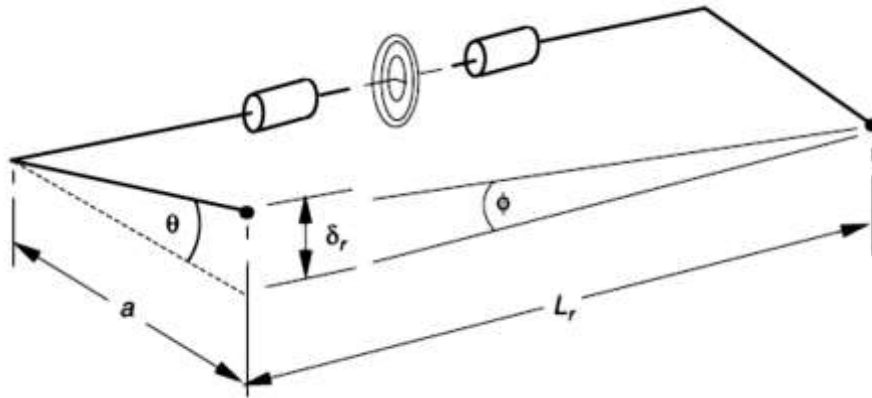


Figura 1.5 Modelo de una barra estabilizadora (Betzler, et al., 2001).

Si la barra está separada por la distancia L_r y gira describiendo un ángulo ϕ , la deflexión δ_r está dada por:

$$\delta_r = a\theta = \phi L_r$$

Y el ángulo de giro está dado por:

$$\theta = (TL_r)/GJ$$

Donde T es el torque y junto con la fuerza F_r actuando en los extremos de la barra provocan un momento M_r dado por:

$$M_r = F_r L_r = \frac{TL_r}{a} = \frac{\theta GJ}{a} = \frac{\phi L_r GJ}{a^2}$$

Así, la resistencia a la volcadura debido a la barra estabilizadora es:

$$K_{Tr} = \frac{M_r}{\phi} = \frac{L_r GJ}{a^2} \quad (1.2)$$

- Muelles de sujeción

Éstos están hechos de elastómeros; cuándo el vehículo sufre de sacudidas causadas por irregularidades del camino, estos elementos ayudan a los resortes y amortiguadores a tener un mejor desempeño al absorber parte de la carga (Figura 1.7). Hecho de poliuretano, logra mantener sus propiedades hasta -40°C . En la gráfica se observa cómo absorbe grandes cargas cuando está completamente comprimido. Se colocan en los extremos de los amortiguadores y resortes.

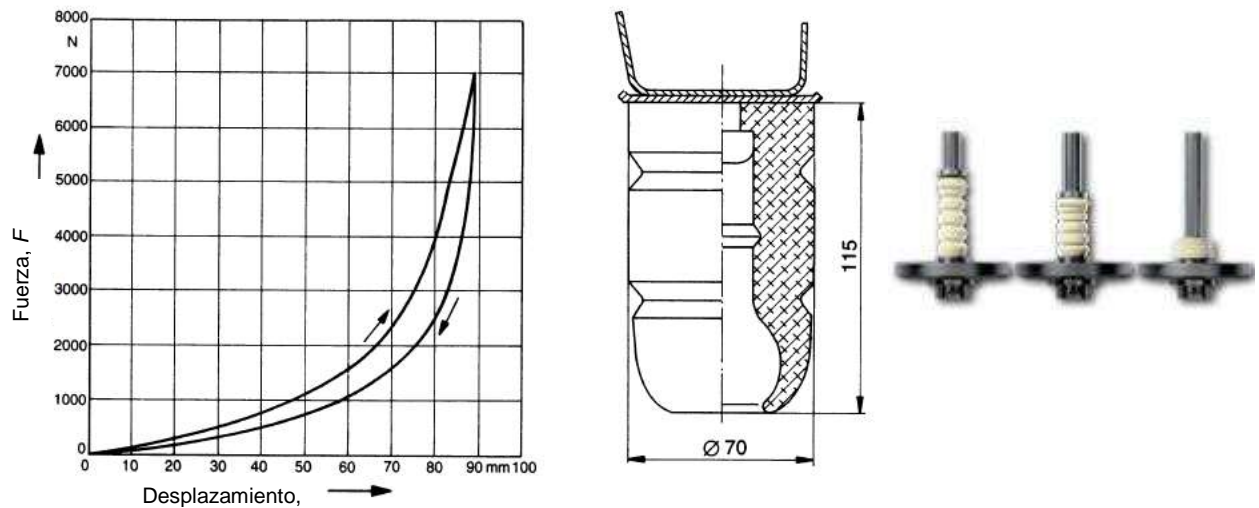


Figura 1.6 Muelle de sujeción de la marca Elastogran usado en modelos Ford®. (Betzler, et al., 2001) (BASF, 2005)

- Resortes neumáticos

Permiten el control del vehículo al reducir la carga, asegurando el confort en el manejo. Estos resortes son usados sobretodo en suspensiones de vehículos de carga y pasajeros. Debido a que en estas aplicaciones la carga varía constantemente, la rigidez del resorte debe ser progresiva, característica que no es proporcionada por resortes convencionales como los helicoidales o de hoja, ya que éstos tienen una carga máxima establecida. Los resortes neumáticos pueden sobrepasar esta limitante al cambiar progresivamente la presión del aire.

El resorte está compuesto por un refuerzo de goma con fibras textiles, similar a una llanta, y en su interior se aloja aire presurizado (Figura 1.8). Debido a su forma tubular, el tipo A es más adaptable para vehículos ligeros, el tipo B es más adaptable a vehículos pesados. El radio inferior es proporcional al cuadrado de la masa suspendida. El aire, que tiene la característica de cambiar su volumen como función de la presión, es el elemento elástico de la suspensión. Con un compresor y válvulas de control es posible ajustar la presión para mantener el ajuste óptimo del vehículo bajo cualquier carga.



Figura 1.7. Ejemplos de resortes neumáticos.. (Genta, 2009)

c) Elementos de amortiguación

Los amortiguadores son básicamente atenuadores de impacto, desechan la energía almacenada por los resortes. Si se considera en términos de un sistema físico de respuesta en frecuencia, permite el comportamiento oscilatorio amortiguador del vehículo, evitando vibraciones y resonancia.

Existen dos tipos básicos de amortiguadores: de doble tubo y mono-tubo, y a su vez, cada uno se divide en presurizados (aceite y gas) y no presurizados (sólo aceite).

- Amortiguadores de doble tubo

Funcionamiento:

Al comprimirse, el pistón empuja el aceite, éste sale por las válvulas I (Figura 1.9) y pasa por la válvula de pie hacia la cámara de reserva. La fuerza de amortiguamiento de compresión está relacionada con la resistencia del paso del aceite a través de la válvula de pie.

Al tirar el vástago hacia afuera, el aceite que queda por encima del pistón se comprime y pasa a través de las válvulas que hay en II. La resistencia del paso a través de las válvulas del pistón se relaciona directamente con la fuerza de amortiguamiento de extensión. El aceite que queda en la cámara de reserva regresa por la válvula de pie.

Partes que lo conforman (Figura 1.9):

- | | |
|----------------------|-----------------------|
| 1. Pistón | 6. Vástago |
| 2. Cilindro interior | 7. Cilindro protector |
| 3. Cilindro exterior | 8. Guía |
| 4. Válvula de pie | 9. Válvulas retorno |
| 5. Sello del vástago | A. Cámara de trabajo |
| | C. Cámara de reserva |

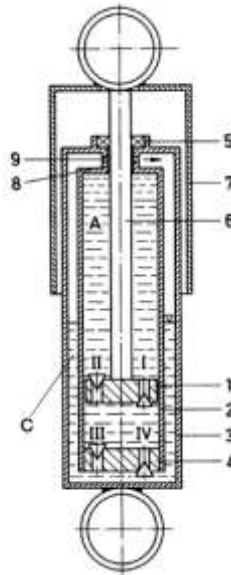


Figura 1.8 Diagrama del amortiguador doble tubo.

La diferencia entre presurizado y no presurizado consiste en que en el primero existe gas a baja presión en la cámara de reserva (4 bar aprox.) esto hace que la respuesta de la válvula de pie sea más sensible y la fuerza de extensión sea más baja, traduciéndose en mejor confort en el manejo.

Amortiguadores mono-tubo

De construcción más sencilla, son los más usados en vehículos de competencia (Urbieto, 2003), consta de dos cámaras principales separadas por el pistón flotante (Figura 1.10). En una hay gas presurizado (20 y 30 bar) y en la otra aceite. Esto permite una mejor refrigeración, aunque son más costosos debido a que requieren de válvulas más complejas.

Funcionamiento:

Al comprimirse, el vástago ejerce presión sobre el aceite y éste sobre el pistón flotante que empuja la cámara de gas haciendo que éste se comprima. El aceite se ve obligado a pasar por las válvulas del pistón, ejerciendo resistencia que está relacionada directamente con la fuerza de amortiguamiento de compresión.

Al ir el vástago hacia afuera, el aceite que quedaba por encima de él se comprime y pasa a través de las válvulas, ejerciendo resistencia y causando la fuerza de amortiguamiento de extensión. Debido a la disminución de presión el pistón flotante vuelve a su posición original.

Partes que lo conforman (Figura 1.10):

- | | |
|------------------------------------|-----------------------|
| 1. Pistón flotante, | 7. Válvula de entrada |
| 2. Cámara de trabajo, | 8. Vástago |
| 3. Cámara de gas presurizado en la | 9. Anclaje |
| 5. Pistón | 10. Anclaje |
| 6. Válvula de salida | 11. Cilindro |

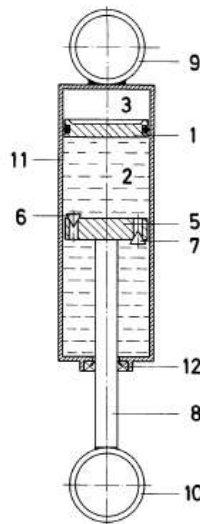


Figura 1.9 Diagrama del amortiguador mono tubo.

1.2. Tipos de suspensiones

Las suspensiones, en general, se pueden clasificar en tres tipos: independientes, de eje rígido o dependientes y de eje semi-rígido o semi-independientes. Cada una, a su vez, se divide en varios tipos que dependen de su diseño y la aplicación.

En un mismo vehículo puede haber tanto suspensiones independientes como de eje rígido, como es el caso del vehículo de estudio de esta tesis. El autobús cuenta con una suspensión independiente en A en el eje delantero y de eje rígido con brazos tirantes en el eje motriz y de eje rígido con barra estabilizadora en el eje auxiliar.

El objetivo de mostrar otros tipos de suspensiones, además de los ya mencionados, es ampliar el conocimiento sobre el tema y entender por qué se eligieron estos tipos de suspensiones para el autobús.

1.2.1. Suspensiones independientes

En éstas no existe conexión entre las dos llantas del mismo eje, por lo tanto, una de las llantas queda aislada de las cargas que afectan a la otra. Esta característica tiene las siguientes ventajas (Crolla, 2009):

- Mínimo espacio requerido
- Fácil direccionalidad
- Menor peso
- No existe influencia mutua entre ambas llantas

Al hablar del correcto comportamiento cinemático de las llantas se refiere a mantener 5 de los 6 grados de libertad restringidos, lo que lleva a un mecanismo de 5 barras comprendido por los brazos de control (transversales y de arrastre) y el pivote (Figura 1.11).

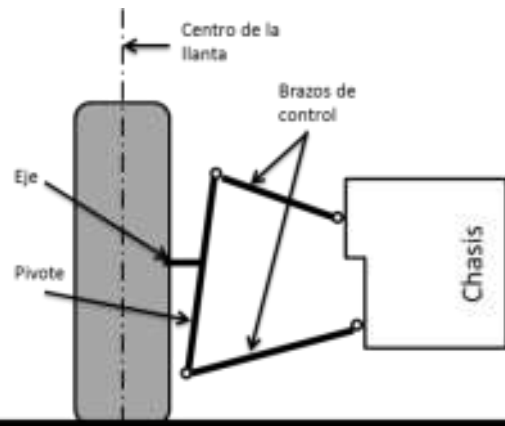


Figura 1.10. Diagrama general de las suspensiones independientes en el plano ZY

Las diferentes configuraciones de estos elementos dependen de la aplicación y uso del vehículo, por lo que las suspensiones independientes a su vez se dividen en:

a) *Suspensión de brazos en A*

La principal característica de este tipo de suspensiones es que logran recuperar el *camber* inicial después del curvado, ya que las llantas cambian este ángulo para absorber las fuerzas laterales ocasionando la disminución de la fuerza de tracción de las llantas. Para esto, las suspensiones de brazos en A (Figura 1.12) consisten en dos brazos transversales que están unidos al chasis de tal manera que rotan respecto a éste, en el caso del eje trasero; en el caso del eje delantero los brazos están unidos en el pivote de la dirección. En la figura 1.12 se muestran las dos configuraciones más usadas de este tipo de suspensión, para sistemas de transmisión transversales (a) y para transmisión longitudinal (b).

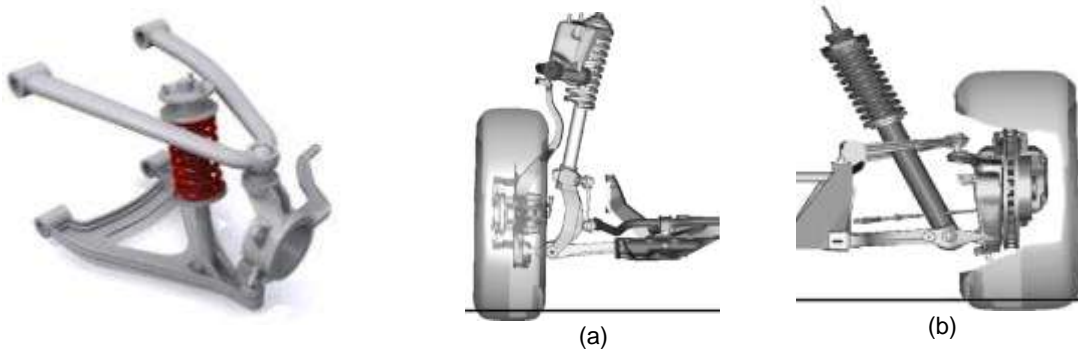


Figura 1.11 Suspensión de brazos en A. Se muestran las dos configuraciones más usadas de este tipo de suspensión, para sistemas de transmisión transversales (a) y para transmisión longitudinal (b) (Longhurst, 2012).

Para permitir dicha recuperación del ángulo de las llantas, los brazos superiores en estas suspensiones son más cortos que los inferiores por lo que también reciben el nombre de Suspensiones de brazo corto y brazo largo (SLA, por sus siglas en inglés).

En la Figura 1.13, la fuerza $F_{Y,W,f}$ ocasiona las fuerzas de reacción $F_{Y,E}$ y $F_{Y,G}$. Éstas disminuyen conforme aumenta la distancia c , contrarrestando las fuerzas de reacción en el chasis, soportes y en las juntas.

Ventajas

- Control del *camber*.
- Debido a su geometría reduce el asentamiento o el levantamiento del eje, en caso que se use en eje trasero o en el delantero respectivamente.

Desventajas (Genta, 2009)

- El costo de producción es más grande debido al número de partes
- El brazo superior ocupa más espacio,
- La deformación permanente de los cojinetes puede afectar la posición de las llantas, ocasionando su desgaste.

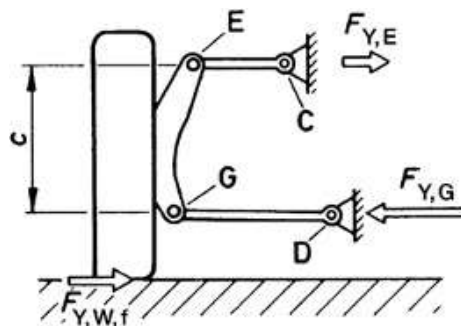


Figura 1.12. Diagrama de suspensión de brazos en A (Crolla, 2009).

b) *Suspensión McPherson*

Cuando a una suspensión en A se le sustituye el brazo superior por una guía prismática llamada *strut*² (1 en la Figura 1.14) se le conoce como suspensión McPherson. El *strut* aloja los puntos finales del amortiguador y el resorte. Es en este punto donde las fuerzas de todas direcciones se concentran.



Figura 1.13. Suspensión McPherson (Longhurst, 2012).

Ventajas

- La principal ventaja de este tipo de suspensión es que las partes que comprenden el control de la llanta se combinan en un solo ensamble. (2 en la Figura 1.15)
- Mayor espacio para motor
- Menor cantidad de soportes

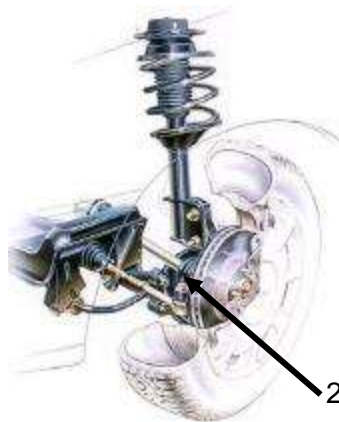


Figura 1.14. Suspensión McPherson delantera del Subaru © WRX (Knowling, 2003)

² *Strut*: puntal en inglés, se refiere al lugar donde se alojan el resorte-amortiguador.

Desventajas

- A pesar de tener mayor espacio para el motor, el espacio entre la llanta y el amortiguador llega a ser limitado.
- Más difícil de aislar de las vibraciones.
- Estas suspensiones se caracterizan porque usan el amortiguador para guiar la llanta a lo largo de la carga recibida por la suspensión, esto genera una fuerza lateral y un momento aplicado al vástago del pistón del amortiguador (Figura 1.16), las fuerzas de reacción $F_{Y,C}$ y $F_{Y,K}$ son provocadas por las fuerzas F_{Sp} y $F_{Y,E}$, teniendo que $F_{Y,C} + F_{Y,E} = F_{Y,K}$ y entre más incrementa esta fuerza más incrementará la fuerza de fricción en el vástago del pistón lo cual deteriora el efecto del resorte.

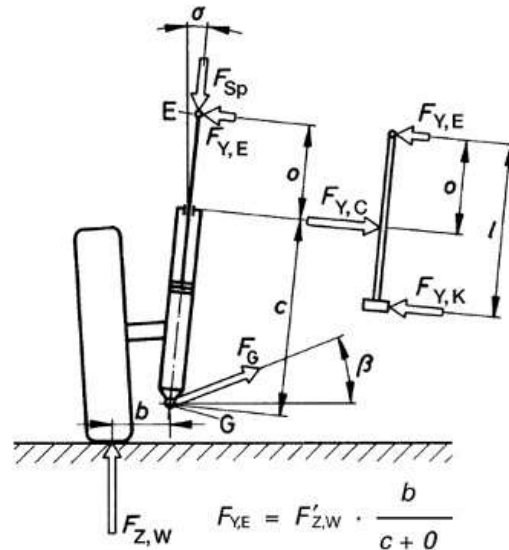


Figura 1.15. Diagrama de la suspensión McPherson (Crolla, 2009)

c) Suspensión multibrazo

En este tipo de suspensión el *strut* está conectado al chasis con 5 brazos. También puede ser considerada como una suspensión de brazos en A con un brazo adicional que controla la dirección de la llanta (1 en la Figura 1.17).

Ventajas

- Mejor estabilización durante aceleración y frenado
- Control de la llanta

Desventajas:

- Mayor complejidad del ensamble
- Costo de producción alto
- Mayor desgaste de soportes
- Mayor volumen y peso



Figura 1.16. Suspensión multibrazo (Longhurst, 2012)

d) *Suspensión de brazos tirantes*

Este tipo de suspensión, a diferencia de las anteriores, tiene brazos de control que yacen longitudinalmente (Figura 1.18). Los brazos están montados en el chasis, hacia el frente, de tal manera que roten respecto a éste, siendo el eje de rotación paralelo al eje y . Es la más usada en ejes traseros de vehículos pequeños.



Figura 1.17. Suspensión de brazos tirantes (Longhurst, 2012)

Ventajas

- Mecanismo simple
- Permite libre espacio longitudinal, por ejemplo, para la llanta de refacción o tanque de gasolina
- Mejor comportamiento bajo vibración, dependiendo del largo del brazo

Desventajas

- Los brazos de control presentan grandes esfuerzos de torsión, debido a las cargas a las que es sometido (Figura 1.19). La fuerza vertical $F_{Z,W}$ junto con las fuerzas laterales $F_{Y,W}$ ocasionan momentos de torsión y de flexión, siendo que:

$$T = F_{Z,W} \times a + F_{Y,W} \times r_{dyn} \quad (1.3)$$

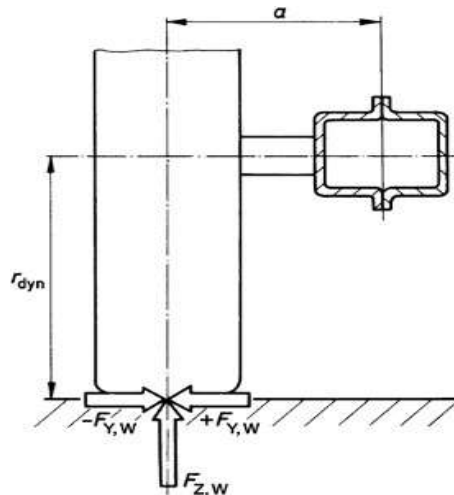


Figura 1.18. Diagrama de la sección transversal de la suspensión de brazos tirantes

- Tiende a sobrevirar, como resultado de la deformación de los brazos
- Poco control sobre el *camber*

e) *Suspensión de brazos semi-tirantes*

La principal característica que difiere estas suspensiones de las de brazos tirantes, es que en éstas los brazos giran respecto a dos ejes diferentes ambos sobre el plano xy , y tienen una configuración triangular. En la Figura 1.20 se muestra el eje de rotación de los brazos en suspensiones de brazos tirantes (a) y los ejes de rotación de los brazos en suspensiones de brazos semi-tirantes (b). Ambas son usadas sólo en ejes traseros de autos comerciales pequeños

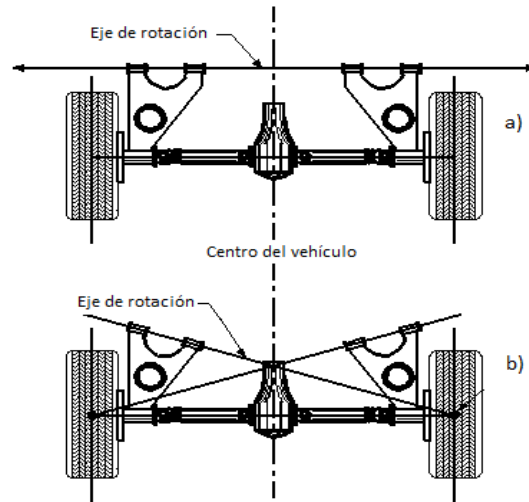


Figura 1.19. Diagrama de la suspensión de brazos semi-tirantes (Genta, 2009)

Ventajas

- Los ángulos de inclinación de los brazos pueden influir en la recuperación del *camber* durante el curvado.
- Simplicidad en el diseño
- Mayor espacio en el sentido vertical

Desventajas

- Menor espacio en el sentido transversal
- El cambio continuo de la distancia entre centros de cada llanta, puede causar desgaste de éstas.

1.2.2. Suspensiones de eje rígido y semi-rígido

a) Suspensiones de eje rígido

Éstas, también llamadas suspensiones dependientes, tienen la característica de que ambas llantas están conectadas por medio de un eje rígido lo que hace que el movimiento de una afecte a la otra. Tienen como principal aplicación vehículos de uso pesado, transporte de pasajeros y también en vehículos todo terreno.

Dentro de las suspensiones de eje rígido se pueden encontrar dos diferentes configuraciones principales: suspensiones con muelle o resorte de hoja (Figura 1.21) y con brazos guía (Figura 1.22).

Suspensión de eje rígido:

- 1) Eje
- 2) Muelle de hoja
- 3) El extremo del muelle está fijo en este punto
- 4) El otro extremo del muelle está sujeto a un eslabón, que permite el cambio de longitud del muelle al recibir cargas
- 5) Muelle de sujeción
- 6) Amortiguador

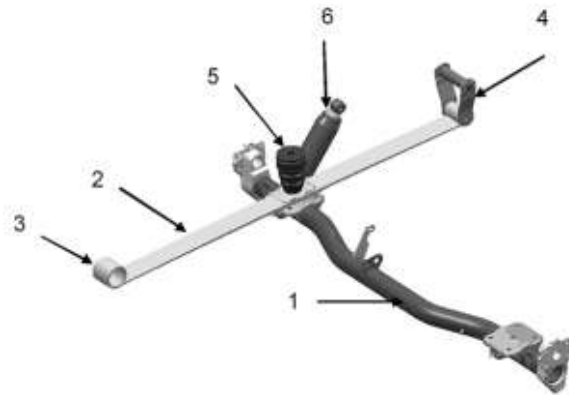


Figura 1.20 Suspensión de eje rígido con muelle de hoja de la marca FIAT®. (Genta, 2009)

Suspensión de eje rígido con brazos guía:

- A) Dos brazos longitudinales, absorben cargas longitudinales y por su ángulo pueden absorber cargas laterales. La barra estabilizadora reacciona a los torques (1)
- B) Cuatro brazos longitudinales paralelos que absorben cargas longitudinales y torques de tracción y frenado. En cuanto las fuerzas laterales son absorbidas por la barra Panhard³ (2).

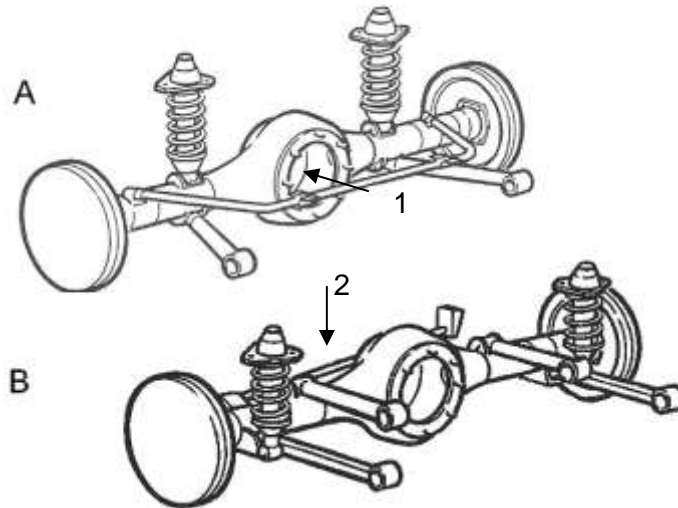


Figure 1.22. Suspensión de eje rígido con brazos guía

³ La barra Panhard es un tipo de barra estabilizadora que previene que el eje trasero se balancee de lado a lado. Se coloca en la parte de atrás del eje, con un extremo fijo al chasis y el otro fijo al eje.

Ventajas

- Diseño simple
- Permite recuperación del *camber*
- Suficientemente robusto para vehículos de carga
- El resorte recibe menor carga comparada con la rueda, por lo que se puede aplicar en vehículos todo terreno.

Desventajas

- Añade peso a la masa no suspendida
- Tiende a la volcadura
- Presenta mayor vibración

b) Suspensiones de eje semi-rígido

Las suspensiones de eje semi-rígido, también conocidas como semi-independientes o de eje de torsión, se pueden imaginar como suspensiones de brazo tirante que están unidas por un eje transversal (Figura 1.23). Este eje soporta las cargas y momentos de flexión y torsión debido a las cargas de curqueo y frenado (Figura 1.24), de tal manera que el eje debe tener un perfil adecuado que resista dichas cargas, dando como resultado cambios mínimos en los ángulos de las llantas.

Ventajas

- Diseño y ensamble simple
- Recuperación total del *camber* al momento del curqueo
- Menor peso en la masa no suspendida

Desventajas

- Tendencia a la volcadura
- Existen partes que están sometidas a altos esfuerzos, como el eje de torsión y las zonas donde se une a los brazos de control.



Figura 1.23. Suspensión de eje semi-rígido del VW Golf®, VW Bora® y Audi® A3 (Crolla, 2009)

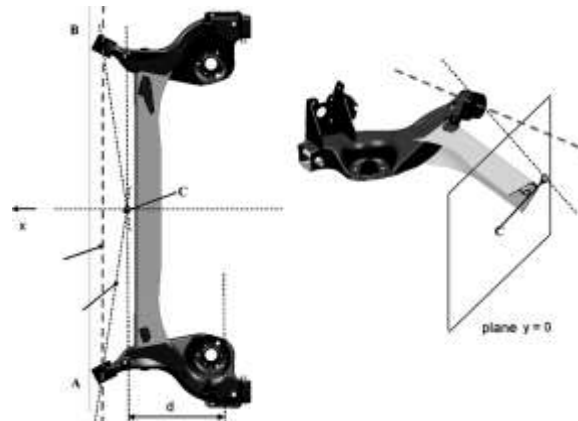


Figura 1.24. El punto C es el centro de corte de la sección transversal del eje semi-rígido. AB es el eje de rotación de los brazos de control (Crolla, 2009)

1.3. Dinámica vehicular

Para entender el funcionamiento y el comportamiento de la suspensión del vehículo es importante considerar conceptos fundamentales de la dinámica vehicular, como lo son fuerzas, aceleraciones, momentos, etc. También es importante entender las ecuaciones que describen dicho comportamiento. Para ello en este capítulo se da un resumen de todo aquello que es importante considerar al momento de hacer un análisis de un sistema de suspensión y las ecuaciones que nos permitieron obtener los valores de entrada del modelo de elemento finito del autobús.

Mucho del estudio de la dinámica vehicular se basa en entender cómo y por qué las fuerzas son producidas. Lo más importante es entender el comportamiento de las llantas, ya que todas las fuerzas que actúan sobre el vehículo son producidas por el contacto con la superficie. Aunque no se adentrará mucho en el tema, se darán propiedades relevantes para comprender mejor las fuerzas que actúan sobre las suspensiones.

Las fuerzas a las que se dará más atención en su estudio son las de curqueo, aceleración, frenado y aquéllas referentes al peso de la estructura. Bajo estas condiciones se obtendrán las fuerzas de reacción de cada eje; los efectos que producen éstas en la estructura del autobús serán analizadas posteriormente.

1.3.1. Sistema de referencia

Para generar un modelo analítico real del vehículo, es importante establecer un sistema de referencia para que sea posible describir su movimiento. En la figura 1.25 se muestra el sistema de referencia del vehículo, el cual tiene como origen su centro de gravedad.

De acuerdo a la convención de SAE las coordenadas son:

x – en frente y en el plano de simetría longitudinal

y – lateral derecha

z – hacia abajo del vehículo

p – Roll

q – Pitch

r – Yaw

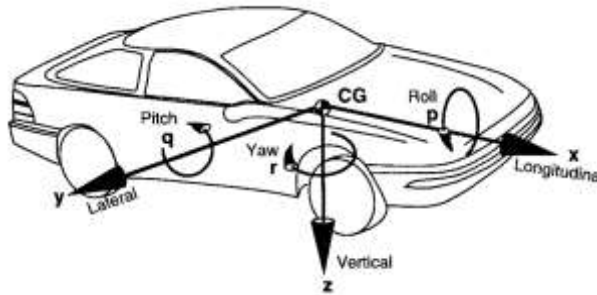


Figura 1.25 Sistema de referencia del vehículo de acuerdo con la convención SAE. (Gillespie, s.f.)

En la figura 1.26 se describe el movimiento del vehículo al momento de dar una vuelta con respecto al sistema coordenado ortogonal fijo en la tierra.

X - Dirección del recorrido

Y - Recorrido a la derecha

Z - Recorrido vertical

ψ - ángulo entre x y X en el plano xy

ν - ángulo entre el vector velocidad y el eje X

β - ángulo entre el eje x y el vector velocidad

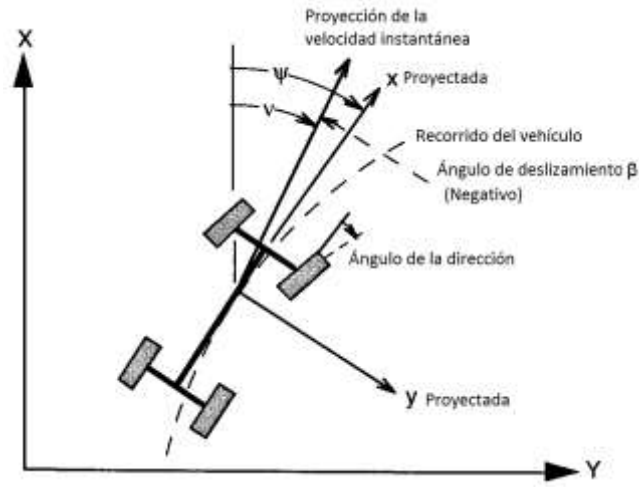


Figura 1.216 Vehículo en un sistema de coordenada proyectado. (Gillespie, s.f.)

1.3.2. Segunda ley de Newton

La ecuación de la Segunda Ley de Newton es la más usada para el análisis dinámico de vehículos. Recordemos esta ley tanto en sistemas de traslación como en rotacionales.

Sistemas de traslación:

$$\sum F_x = M \cdot a_x \quad (1.4)$$

Donde:

F_x = fuerzas en la dirección x

M = masa del vehículo

a_x = aceleración en la dirección x

Sistemas rotacionales:

$$\sum T_x = I_{xx} \cdot \alpha_x \quad (1.5)$$

Donde:

T_x = torques en el eje x

I_{xx} = momento de inercia en el eje x

α_x = aceleración angular en la dirección x

Para determinar las cargas axiales que actúan sobre el vehículo se realiza un DCL del mismo (Figura 1.27) en el cual actúan las fuerzas más significativas.

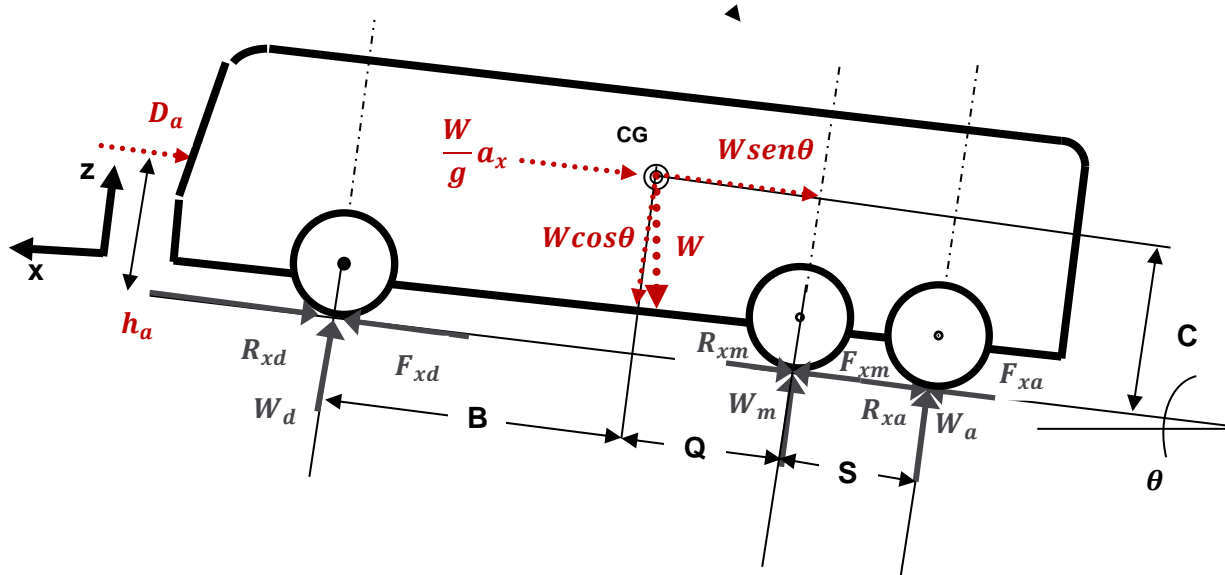


Figura 1.27. Diagrama de cuerpo libre del autobús

Donde:

- $W=mg$ Peso del autobús en [N], definido por la masa multiplicada por la gravedad (9.91 m/s^2)
- a_x Aceleración longitudinal, siendo $W/g \cdot a_x$ la fuerza inercial que actúa en el centro de gravedad CG y en dirección opuesta a a_x
- R_{xd} Resistencia a la tracción delantera
- R_{xe} Resistencia a la tracción trasera
- W_d Peso delantero
- W_e Peso trasero
- F_{xd} Fuerza de tracción delantera
- F_{xe} Fuerza de tracción trasera
- D_a Fuerza de arrastre
- h_a Altura al punto donde se ejerce la fuerza de arrastre
- c Altura del centro de gravedad
- θ Ángulo de pendiente

Debido a la distancia entre los ejes motriz y auxiliar, pueden ser considerados como un solo eje equivalente para ciertos cálculos. Sin embargo, debido a que existe una diferencia en la proporción de carga vertical entre ambos ejes, esta proporción deberá mantenerse. De esta manera el DCL queda como lo muestra la Figura 1.28:

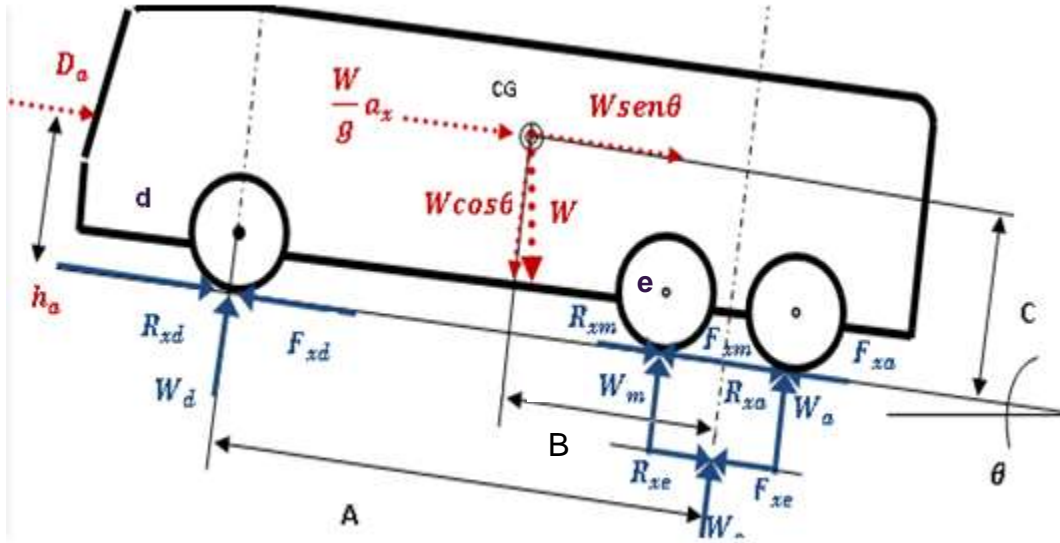


Figura 1.28. DCL donde se muestra que los dos ejes traseros se pueden simplificar en uno solo

De acuerdo con la convención SAE, el torque en sentido de las manecillas del reloj es positivo en el punto **e**, por lo tanto:

$$W_d A + D_a h_a + \frac{W}{g} c a_x + W c \operatorname{sen} \theta - W B \cos \theta = 0 \quad (1.6)$$

La ecuación (1.6) la resolvemos para W_d y para resolver W_e resolvemos la ecuación respecto al punto **d**:

$$-W_e A + D_a h_a + \frac{W}{g} c a_x + W c \operatorname{sen} \theta + W(A - B) \cos \theta = 0 \quad (1.7)$$

Despejando (1.6) y (1.7) se obtiene:

$$W_e = \frac{W(A - B) \cos \theta + W c \operatorname{sen} \theta + D_a h_a + \frac{W}{g} a_x C}{A} \quad (1.8)$$

$$W_d = \frac{W B \cos \theta - W c \operatorname{sen} \theta - D_a h_a - \frac{W}{g} a_x C}{A} \quad (1.9)$$

1.3.3. Cargas estáticas

De la misma manera, al considerar sólo las cargas estáticas, en los ejes delantero y equivalente se obtienen las cargas estáticas del vehículo:

$$W_{ds} = \frac{W(B\cos\theta - C\sin\theta)}{A} \quad (1.10)$$

$$W_{es} = \frac{W[(A - B)\cos\theta + C\sin\theta]}{A} \quad (1.11)$$

Cuando el centro de masa del autobús se encuentra fuera del centro geométrico del mismo existe una distribución no homogénea de las cargas en los costados del mismo, de tal forma que al realizar un balance de momentos en la parte transversal del vehículo se pueden obtener estas diferencias en la distribución de la carga como se muestra en la figura 1.29.

$$W\left(\frac{D}{2} + E\right) - W_{sta(der)}D = 0$$

$$W_{sta(der)} = \frac{W}{D}\left(\frac{D}{2} + E\right)$$

$$W_{sta(izq)}D - W\left(\frac{D}{2} - E\right) = 0$$

$$W_{sta(izq)} = \frac{W}{D}\left(\frac{D}{2} - E\right) \quad (1.12)$$

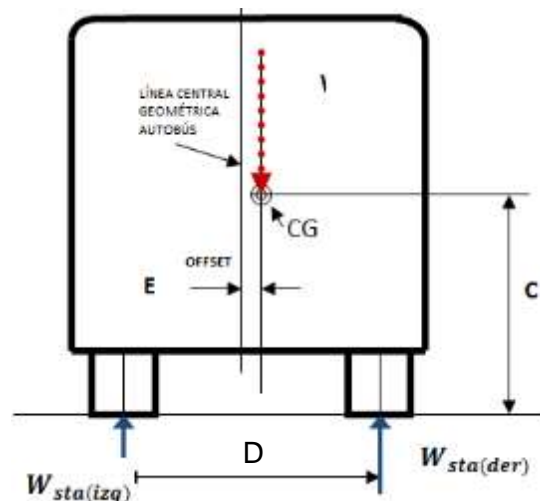


Figura 1.29 Fuerzas estáticas no homogéneas

1.3.4. Aceleración

Cuando el vehículo comienza a acelerar, pueden considerarse despreciables las fuerzas debidas a la aerodinámica del autobús, esto es: $D_a = 0$. Con esta consideración, y apartir de las ecuaciones 1.8 y 1.9, las ecuaciones para el vehículo en aceleración son de la forma:

$$W_{da} = W_{ds} - \frac{W a_x c}{gA} \quad (1.13)$$

$$W_{ea} = W_{es} + \frac{W a_x c}{gA} \quad (1.14)$$

En consecuencia, la distribución de cargas debidas a la aceleración depende de las cargas estáticas y de los niveles de aceleración en la dirección de movimiento del autobús.

1.3.5. Frenado

Una vez planteadas las ecuaciones dinámicas para la aceleración del autobús, es posible construir las ecuaciones pertinentes al frenado del vehículo. Considerando que las cargas de resistencia al rodado tienen magnitudes pequeñas, alrededor de 0.01g, suelen no tomarse en cuenta en los cálculos durante el frenado. De manera análoga a la aceleración del vehículo, durante el frenado, las fuerzas verticales debido a la transferencia de peso entre los ejes del autobús se obtienen de la siguiente manera:

$$W_{df} = W_{ds} + \frac{W d_x c}{gA} \quad (1.15)$$

$$W_{ef} = W_{es} - \frac{W d_x c}{gA} \quad (1.16)$$

Donde de nueva cuenta las cargas en los ejes dependerán tanto de la magnitud de la desaceleración d_x como de las cargas estáticas.

1.3.6. Curveo

Durante el curveo, el autobús se encuentra sometido a cargas laterales generadas por la trayectoria no lineal que debe mantener. Para estudiar el comportamiento y la magnitud de las fuerzas laterales, se planteó un modelo de tres ruedas (figura 1.30) considerando que la magnitud de las cargas laterales producidas en una rueda del modelo es la suma de las fuerzas laterales en ambas llantas.

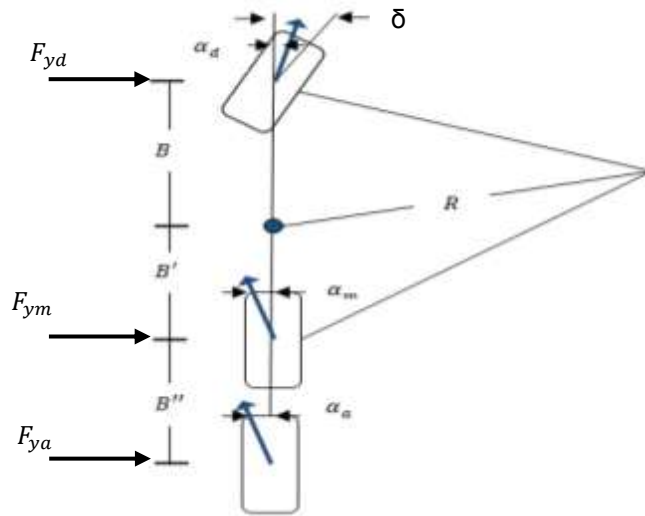


Figura 1.30. Fuerzas de curvteo

Para obtener las fuerzas laterales en el modelo, se realiza un balance de momentos:

$$F_{yd}B - F_{ym}B' - F_{ya}(B' + B'') = 0$$

$$F_{yd} = \frac{1}{B} (F_{ym}B' + F_{ya}(B' + B''))$$

Además, la suma de las fuerzas laterales es igual a la fuerza centrípeta que actúa en el centro de masa:

$$W \frac{V^2}{gR} = F_{yd} + F_{ym} + F_{ya}$$

En consecuencia la fuerza lateral está distribuida en la misma proporción que el peso. Por lo tanto:

$$F_{yd} = W_d \frac{V^2}{gR} \tag{1.17}$$

$$F_{ym} = W_m \frac{V^2}{gR} \tag{1.18}$$

$$F_{ya} = W_a \frac{V^2}{gR} \tag{1.19}$$

Las ecuaciones anteriores representan las cargas laterales presentes en cada eje del autobús, eje delantero, motriz y auxiliar respectivamente, que dependen principalmente de la carga en el eje, velocidad y el radio de giro.

Aunado al efecto de las cargas laterales, se presenta una transferencia de peso en la dirección transversal del autobús, este efecto es muy relevante y debe ser considerado para el cálculo en la suspensión. La transferencia de peso está ligada a las fuerzas laterales generadas durante el curvado y a la rigidez transversal de la suspensión, ocasionando una diferencia entre las cargas generadas en la rueda interior y exterior de la trayectoria del autobús (Figura 1.31).

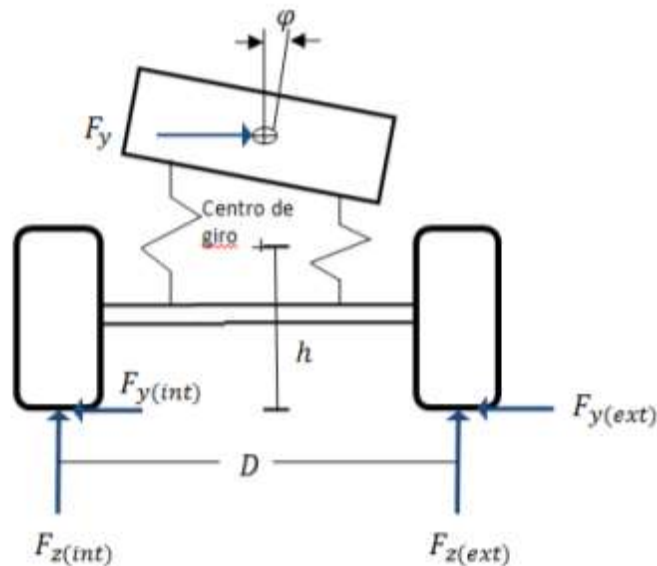


Figura 1.31. Fuerzas laterales y verticales que actúan sobre el vehículo durante el curvado (Gillespie, s.f.)

Donde:

$$F_y = F_{y(int)} + F_{y(ext)}$$

ϕ : ángulo de *roll*

$F_{z(int)}, F_{z(ext)}$: fuerzas verticales interna y externa, respectivamente

h : distancia donde se encuentra el centro de giro⁴

La separación entre los resortes crea una resistencia al momento de giro dada por:

$$k_\phi = 0.5k_s s^2$$

k_ϕ = resistencia al momento de giro

k_s = Constante de los elementos elásticos.

s = distancia lateral entre resortes.

⁴ Centro de giro: es el punto donde las fuerzas laterales actúan sobre la masa suspendida.

Esta resistencia crea un momento proporcional al ángulo de giro que se toma en cuenta en las ecuaciones de equilibrio, obteniéndose así, de la suma de momentos:

$$F_{z(ext)} - F_{z(int)} = (2F_y h + 2k_\phi \phi) / D$$

$$F_{z(ext)} - F_{z(int)} = 2\Delta F_z$$

Entonces las cargas verticales debido al curvado son:

$$F_{z(ext)} = F_{z(int)} + 2\Delta F_z \quad (1.20)$$

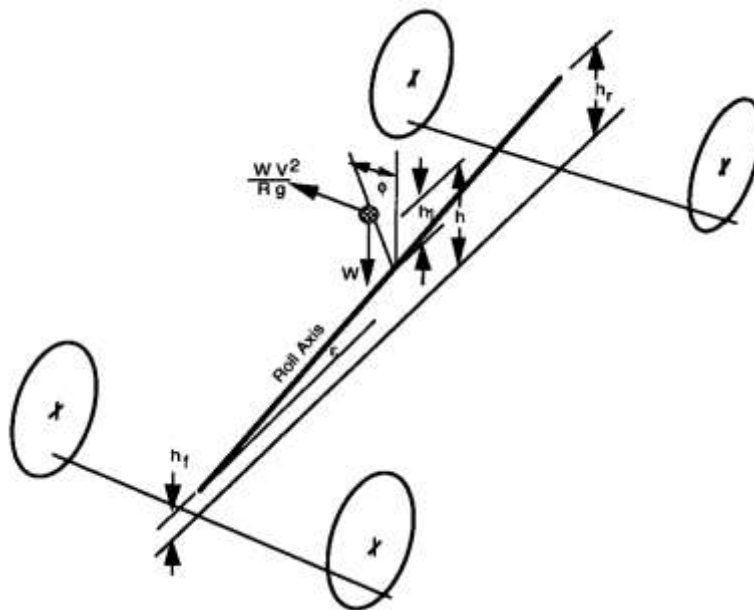


Figura 1.332. Análisis de fuerzas del vehículo durante el giro (Gillespie, s.f.)

Para obtener el ángulo de inclinación, debe encontrarse el eje de giro del vehículo (Figura 1.28), en donde h_1 es la distancia desde el eje de giro al centro de masa.

La suma de momentos alrededor del eje de giro queda como:

$$M_\phi = \left[W h_1 \sin \phi + W \frac{V^2}{gR} h_1 \cos \phi \right] \cos \varepsilon$$

Para ángulos pequeños $\sin \phi = \phi$, por lo tanto:

$$M_\phi = W h_1 \left(\phi + \frac{V^2}{gR} \right)$$

y,

$$M_\phi = M_{\phi d} + M_{\phi m} + M_{\phi a} = \phi (k_f + k_m + k_a)$$

De esta forma el ángulo de volcado se obtiene como:

$$\phi = \frac{Wh_1V^2/(Rg)}{k_f + k_m + k_a - Wh_1}$$

Para los ejes delantero, motriz y auxiliar, respectivamente, el momento alrededor del eje de giro queda como:

$$M_{\phi d} = k_{\phi d} \phi + W_d h V^2/gR \quad (1.21)$$

$$M_{\phi m} = k_{\phi m} \phi + W_m h V^2/gR \quad (1.22)$$

$$M_{\phi a} = k_{\phi a} \phi + W_a h V^2/gR \quad (1.23)$$

Si tomamos en cuenta que $M_{\phi} = \Delta F_z D$, entonces podemos obtener la diferencia de fuerzas interna y externa ΔF_z cuya relación, para cada eje, está dada por:

$$F_{z(ext)d} = W_d - F_{z(int)d} \quad (1.24)$$

$$F_{z(ext)m} = W_m - F_{z(int)m} \quad (1.25)$$

$$F_{z(ext)a} = W_a - F_{z(int)a} \quad (1.26)$$

2. Análisis vehicular mediante el método de elemento finito

2.1. Análisis por Elemento Finito

El análisis por elementos finitos (FEA por sus siglas en inglés) es un método numérico que permite resolver sistemas físicos cuya formulación matemática deriva en una ecuación diferencial de derivadas parciales. Esta ecuación resulta de gran complejidad, por lo que el método por elementos finitos ha sido muy usado para varias aplicaciones ingenieriles, por ejemplo en mecánica de fluidos, transferencia de calor, análisis estructural, etc.

El método FEA consiste en dividir la pieza geométrica que se va a estudiar (viga, tuberías, superficies, etc.) en pequeños elementos llamados *elementos finitos*, de esta forma considera al modelo como un ensamble de un número finito de elementos conectados mediante *nodos*. El comportamiento de los elementos finitos está descrito por un sistema de ecuaciones que se resuelven por medio de un software especializado.

Los pasos generales para llevar a cabo un análisis por elementos finitos se describen a continuación.

1. Discretización o *mallado*: este paso se refiere a la división en elementos finitos del modelo. Éste puede ser mallado con diferentes tipos de elementos. Cada uno de estos se elige dependiendo de la complejidad del modelo y también del tipo de resultados que se quiera obtener.
2. Definir las propiedades del material: éstas pueden ser densidad, módulo de Young, coeficiente de Poisson, viscosidad, propiedades térmicas o acústicas, etc.
3. Definir las condiciones de frontera: es decir, los valores conocidos de los nodos, como velocidad inicial, desplazamiento inicial, temperatura inicial, etc.
4. Aplicación de las cargas a las que será sometido el modelo.
5. Solucionar el sistema de ecuaciones algebraicas lineales: los pasos anteriores conducen a un sistema de ecuaciones algebraicas lineales, las cuales se resuelven para obtener el desplazamiento de los nodos.
6. Resultados: A partir del desplazamiento se calculan los esfuerzos, reacciones, deformaciones, etc.

Para esta tesis, como ya se mencionó, se eligió Abaqus® como paquetería de elemento finito, por la flexibilidad que ofrece al hacer tanto análisis estático como dinámico, así como por su accesibilidad.

2.2. Análisis estático

El análisis estático se refiere al estudio del comportamiento de una estructura cuando se le aplican cargas, los efectos inerciales son despreciados. La ecuación de equilibrio que gobierna este problema estático es:

$$KU = R \quad (2.1)$$

Donde:

K: matriz de rigidez del elemento

R: vector de carga

U: desplazamientos del elemento

El problema puede ser lineal o no lineal, el último caso se debe a grandes efectos de desplazamiento, no linealidad del material o de la frontera de contacto, como puede ser fricción.

2.3. Análisis dinámico

En el caso del análisis dinámico los efectos inerciales son considerados y la respuesta varía con respecto al tiempo. Las ecuaciones de equilibrio para el sistema de elementos infinitos son:

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = R$$
$$C\dot{U} + KU = I \quad (2.2)$$

Donde:

M , C y K son las matrices de masa, de coeficiente de amortiguamiento y de rigidez respectivamente

\ddot{U} , \dot{U} , U son los vectores de aceleración, velocidad y desplazamiento respectivamente.

R es el vector de carga.

I son las fuerzas inerciales.

Para resolver las ecuaciones del análisis dinámico Abaqus® utiliza dos métodos principalmente, método explícito y método implícito. Estos métodos se usan para resolver problemas de elemento finito, por un lado el método implícito se usa en problemas donde la dependencia del tiempo no influye de manera drástica en el resultado, por ejemplo en análisis estáticos y estructurales. Por otro lado, el método explícito se usa para análisis donde la dependencia del tiempo es un factor muy importante para obtener resultados factibles, por ejemplo en análisis de impacto, dinámicos, etc. (Hellman, 2008)

2.4. Descripción de Abaqus®

Abaqus® es un programa de análisis por elemento finito que se usa en muchas ramas ingenieriles, como mecánica de materiales, procesos de manufactura, mecánica de fluidos, incluyendo ingeniería automotriz. Existen tres diferentes tipos de esta paquetería: Abaqus/Standard®, Abaqus/Explicit® y Abaqus/CAE®.

El análisis *standard* se aplica en problemas dinámicos de baja velocidad o estáticos. Para eventos dinámicos de alta velocidad se ocupa el análisis *explicit*. Ambos pueden trabajar de manera conjunta para lograr resultados más precisos (Dassault Systèmes, 2011).

Abaqus/CAE® es el ambiente completo de Abaqus® que proporciona una interfaz gráfica para crear, monitorear y evaluar resultados del modelo. Se divide en módulos, y en cada uno de ellos se define un aspecto lógico del proceso de modelado: definición de geometría, definición de propiedades de materiales y generación de la malla. Con el modelo creado se genera un archivo de entrada que después se resuelve con Abaqus/Standard® o Abaqus/Explicit®. Los productos desarrollan el análisis y mandan la información pertinente para monitorear el progreso del trabajo de simulación y generan un base de datos de salida (.ODB file, *output data base*). Finalmente, se usa el módulo de visualización para leer la base de datos de salida y visualizar los resultados del análisis. Para la realización de este trabajo se hizo uso de Abaqus/CAE®.

Uno de los elementos que contiene esta paquetería, que permitió construir los modelos, son los conectores. Éstos son importantes para representar cuerpos y relaciones cinemáticas en un ensamble, a continuación se dará una explicación a detalle de los tipos de conectores más comunes que existen en Abaqus® y sus características.

2.5. Conectores

Para relacionar elementos en un ensamble dentro de Abaqus®, puede lograrse principalmente de dos maneras: restricciones o conectores. Los primeros restringen grados de libertad en las regiones seleccionadas del modelo, mientras que los conectores relacionan dos puntos dentro del ensamble asociando un sistema de referencia local. Los conectores tienen distintos grados de libertad dependiendo del tipo que sean (Tabla 2.1) y el usuario le asigna propiedades mecánicas tales como plasticidad, rigidez, etc., dependiendo de la función que cumplan dentro del modelo. Es posible agregar al comportamiento del conector relaciones de contacto como fricción.

Los conectores juegan un papel muy importante en el análisis de mecanismos, ya que:

- Imponen relaciones cinemáticas
- Permiten la flexibilidad de las uniones
- Pueden modelar interacciones complicadas de contacto, como fricción, fuerzas internas, etc.

Los conectores se dividen en básicos y ensamblados. Dentro de los conectores básicos se encuentran los del tipo traslacional y rotacional. Los ensamblados son combinaciones de los conectores básicos.

Tabla 2.1. Tipos de conectores (SIMULIA, 2010)

Básicos		Ensamblados
Traslacionales	Rotacionales	
Axial	Alineado	Beam
Cartesiano	Cardán	Bushing
Link	Velocidad constante	Junta CV
Empuje radial	Euleriano	Cilíndrica
Deslizante	Flexión-Torsión	Bisagra
Ranura	De revolución	Plana
Acelerómetro	Rotación	Transmisor
Unión	Universal	Junta
		Universal
		Soldadura

Los tipos de conectores que permitieron construir los modelos de la suspensión se describen a continuación.

2.5.1. Traslacionales

Axial

Conecta dos nodos y actúa a lo largo de la línea de conexión. Modela elementos como resortes, amortiguadores. El movimiento relativo u_1 actúa a lo largo de la línea que une a y b (Figura 2.1), teniendo que:

$$u_1 = l - l_0, \text{ siendo } l_0 \text{ la distancia inicial.}$$

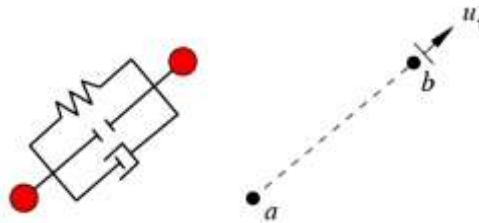


Figura 2.1 Conector axial (SIMULIA, 2010)

Cartesiano

Conecta dos nodos y permite el movimiento independiente en tres direcciones con respecto al sistema cartesiano de referencia local en el punto **a** (Figura 2.2).

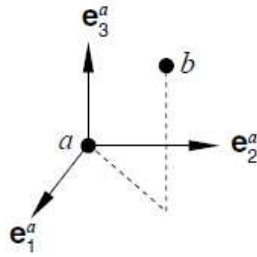


Figura 2.1. Conector cartesiano (SIMULIA, 2010)

“Link”

Provee una unión fija entre dos nodos, permitiendo mantener constante la distancia entre ellos (Figura 2.3).

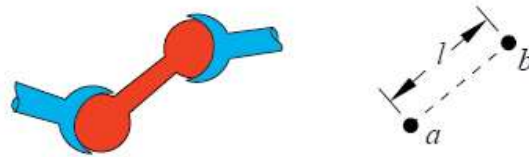


Figura 2.2 Conector “link” (SIMULIA, 2010)

Empuje radial

Permite diferentes comportamientos en ambas direcciones, axiales y radiales (Figura 2.4).

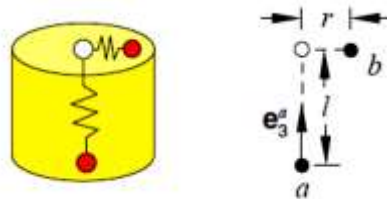


Figura 2.4. Conector tipo empuje radial (SIMULIA, 2010)

Deslizante

Mantiene al nodo b en el plano definido por el nodo a (Figura 2.5). Modela un punto confinado entre placas paralelas, como pernos en ranuras, donde el perno puede moverse en dirección normal a la ranura.

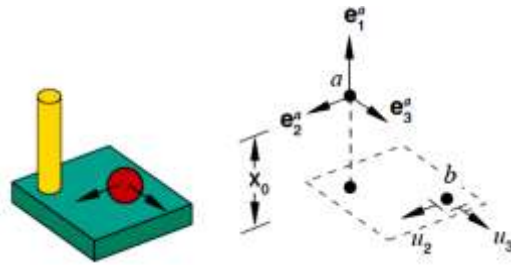


Figura 2.5. Conector deslizante (SIMULIA, 2010)

Ranura

Permite que el nodo b se desplace en la dirección e_1 del nodo a y restringiendo el desplazamiento en la dirección normal e_3 (Figura 2.6)

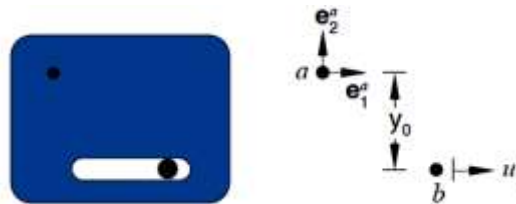


Figura 2.6. Conector tipo ranura (SIMULIA, 2010)

Acelerómetro

Conexión entre dos nodos que permite medir la aceleración, velocidad y posición de un cuerpo en un sistema de coordenadas local (Figura 2.7).

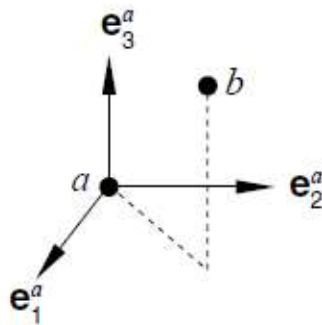


Figura 2.7. Acelerómetro (SIMULIA, 2010)

Unión

Une la posición de dos nodos (Figura 2.8).

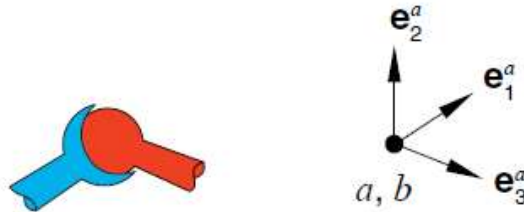


Figura 2.8. Unión (SIMULIA, 2010)

2.5.2. Rotacionales

Alineado

Las 3 direcciones de los sistemas de referencia locales (Figura 2.9) están alineados, la posición angular relativa se mantiene constante.

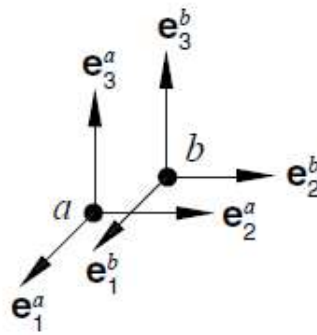


Figura 2.9. Conector tipo alineado (SIMULIA, 2010)

Cardán

Movimiento rotacional parametrizado con los ángulos de Cardan (Figura 2.10).

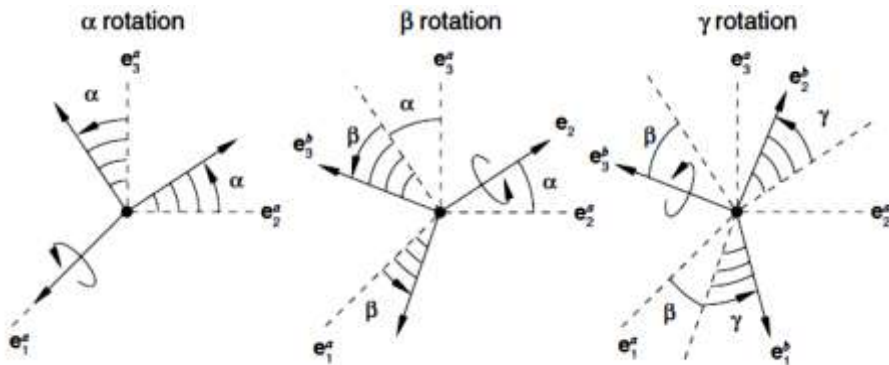


Figura 2.10. Ángulos de Cardán (SIMULIA, 2010)

Flexión-Torsión

Modela la flexión y torsión de dos ejes acoplados cilíndricamente (Figura 2.11).

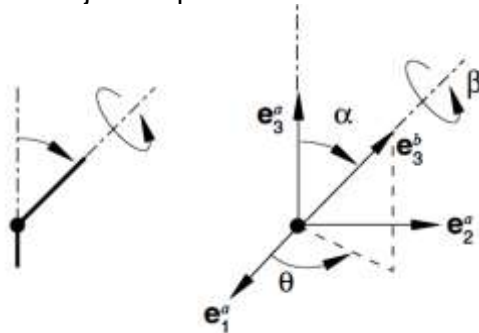


Figura 2.11. Conector tipo flexión-torsión (SIMULIA, 2010)

De revolución

El eje de rotación que comparten los dos nodos conectados (e_1^a y e_1^b) queda libre y se restringen dos grados de libertad, es decir, $e_1^a \perp e_2^b$ y $e_1^a \perp e_3^b$ (Figura 2.12).

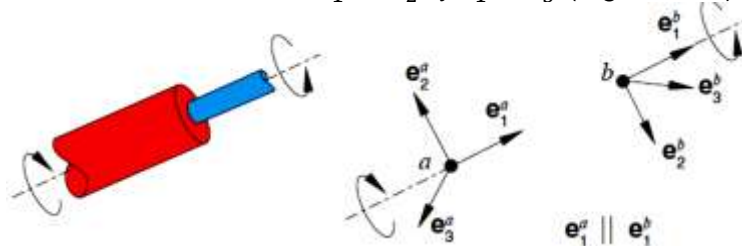


Figura 2.12. Conector de revolución (SIMULIA, 2010)

Rotación

Existe movimiento rotacional entre los dos nodos conectados y los sistemas de referencia locales se parametrizan respecto al eje de rotación ϕ (Figura 2.13).

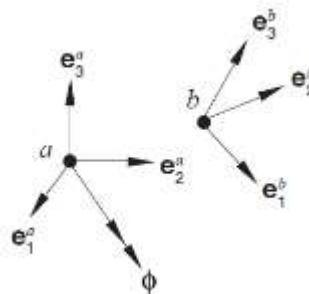


Figura 2.13. Conector de rotación (SIMULIA, 2010)

Universal

Modela la rotación de una junta universal. Restringe la rotación respecto a e_2^b y e_2^a (Figura 2.14) manteniendo $e_1^a \perp e_3^b$.

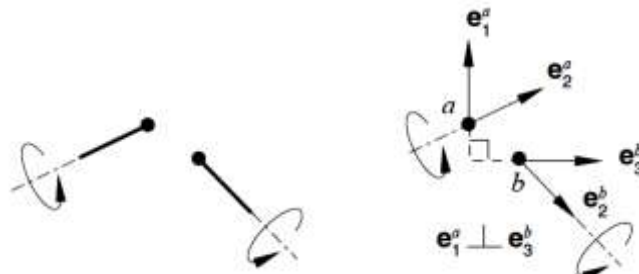


Figura 2.14. Conector universal (SIMULIA, 2010)

2.5.3. Ensamblados

Entre los conectores más usados de este tipo se encuentran:

Beam

Es una combinación de los conectores de *unión* y *alineado*. Es la unión rígida entre dos nodos (Figura 2.15)

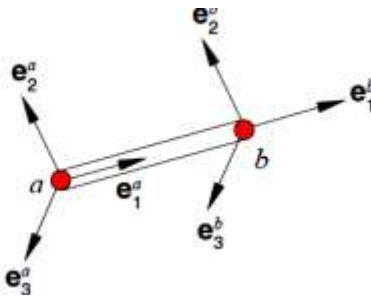


Figura 2.15. Conector tipo "beam" o viga (SIMULIA, 2010)

Bisagra

Es la combinación de los conectores *unión* y *de revolución*. Restringe los grados de giro respecto e_1^a y e_1^b (Figura 2.16).

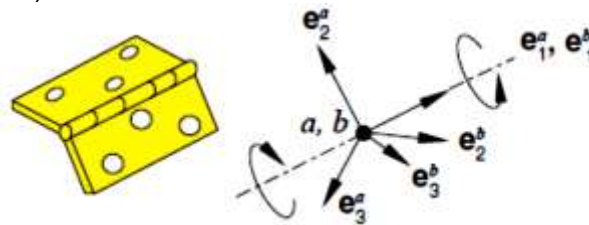


Figura 2.16. Conector tipo bisagra (SIMULIA, 2010)

Junta universal

Restringe los grados de giro respecto a e_1^a y e_2^b (Figura 2.17).

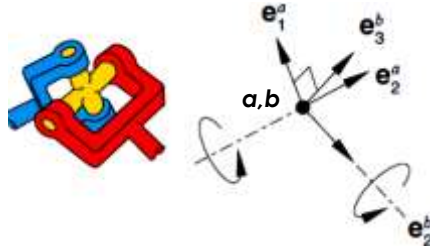


Figura 2.17 Junta universal (SIMULIA, 2010)

En este tipo de conectores y en bisagras, es importante el orden en el que se seleccionan los nodos, siendo que las fuerzas y momentos se relacionan con el segundo nodo (b).

Soldadura

Ambos nodos están completamente enlazados, sus sistemas de referencia locales están alineados y todos los grados de libertad están restringidos (Figura 2.18).

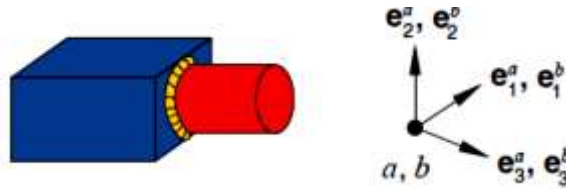


Figura 2.18. Soldadura (SIMULIA, 2010)

2.6. Abaqus® para análisis vehicular

El análisis de mecanismos en Abaqus® se puede dividir en dos tipos:

- Cinemático: se enfoca en las fuerzas de las restricciones cinemáticas
- Multicuerpo: se enfoca en las fuerzas inerciales. (Kuessner, 2008)

Para realizar un análisis vehicular dentro de la paquetería de elemento finito, se realiza un análisis multicuerpo (*multibody analysis*) que consiste en el análisis del comportamiento dinámico de un sistema de cuerpos interconectados con componentes rígidos y/o flexibles, los cuales se someten a grandes desplazamientos y rotaciones, por lo tanto sufren deformaciones significativas (ANSYS, 2009). Estos sistemas suelen representarse mediante ecuaciones complejas, por lo que las paqueterías de elemento finito son una herramienta útil para este tipo de análisis como alternativa al software automotriz especializado (por ejemplo, ADAMS®).

2.6.1. Modelos de dinámica vehicular en elemento finito

Existen antecedentes de análisis vehiculares hechos en Abaqus® y otras paqueterías de elemento finito, cuyas metodologías fueron útiles para la realización de esta tesis, las cuales se describirán a continuación.

Simulación dinámica de un vehículo completo utilizando el código de Elemento Finito de Abaqus® (Hellman, 2008)

Hellman realizó un análisis dinámico de un vehículo completo en Abaqus® con el objetivo de demostrar que es posible realizar este tipo de análisis en esta paquetería. Posteriormente comparó los resultados de este análisis con los obtenidos ADAMS®.

El modelo se construyó dividiendo el vehículo en cinco partes: suspensión delantera, suspensión trasera, carrocería, llantas y sistema de dirección. Las partes de la carrocería y chasis se construyeron mediante elementos *wire* (Figura 2.19).

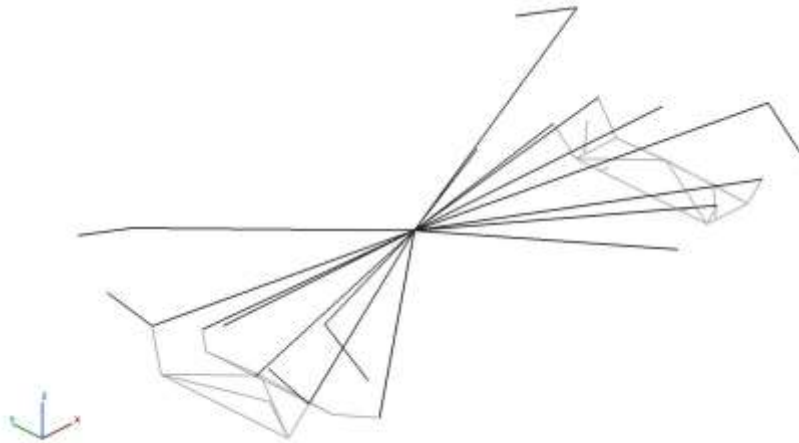


Figura 2.19. Modelo de la estructura y chasis del vehículo en elementos "wire". (Hellman, 2008)

Para la dirección se usaron conectores CV y universales para representar las uniones entre elementos. En las suspensiones los resortes y amortiguadores se representan con conectores del tipo axial. (Figura 2.20). Todos los cuerpos se conectan al centro de gravedad mediante *beams* (no deformables).

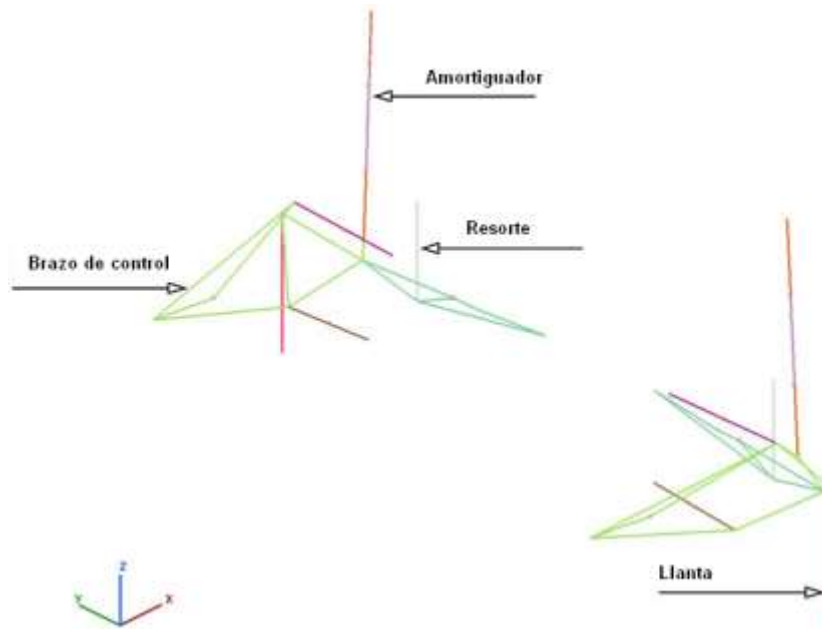


Figura 2.20. Modelo de la suspensión trasera (Hellman, 2008)

En cuanto a las llantas se usó un modelo simple (Figura 2.21), representando a la llanta con un conector axial. Aquí fue importante relacionar el nodo de contacto llanta-suelo con el movimiento del vehículo, de tal manera que las llantas tuvieran un comportamiento real. Para ello se restringió el nodo por medio de ecuaciones (Dassault Systèmes, 2007).



Figura 2.21 Modelo simple de la llanta (Hellman, 2008)

Los análisis realizados fueron: estático, dinámico (aceleración) y vibraciones (tope). Para validar los resultados se realizó el mismo modelo en ADAMS/CAR®. Los resultados de ambos fueron similares gracias a que en el modelo de Abaqus® se tomaron en cuenta el comportamiento de las uniones entre elementos y el comportamiento de las llantas. La figura 2.22 muestra la comparación de la fuerza del resorte en ambos modelos.

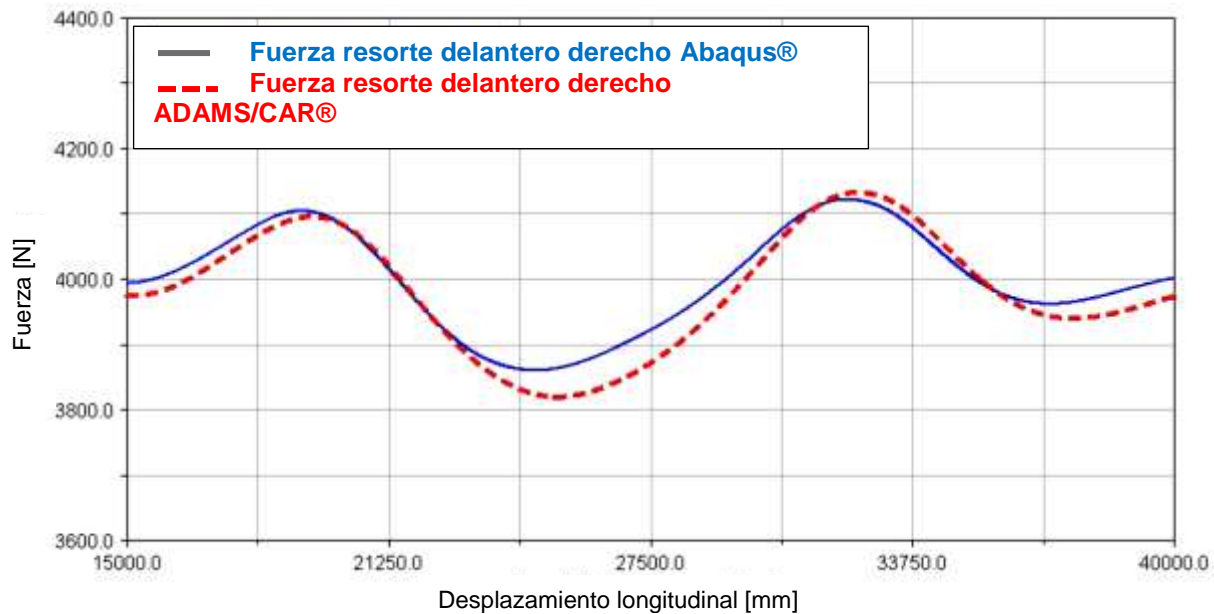


Figura 2.22. Comparación de la fuerza del resorte delantero (Hellman, 2008)

Prueba de durabilidad de un vehículo completo usando co-simulación entre Abaqus/Standard® y Abaqus/Explicit (Dassault Systèmes, 2011)

Este es un ejemplo dado por Abaqus Technology Brief en el que se hace una co-simulación entre el método implícito (Abaqus/Standard®) y el explícito (Abaqus/Explicit®) para el análisis completo de un vehículo. El proceso inicia haciendo un modelo completo del vehículo, después se separa en dos partes, el cuerpo o chasis y las llantas (Figura 2.23). El primero se analiza con el método implícito, ya que sufre deformaciones lineales al estar más aislado al momento del impacto con relación a las llantas. Las llantas se analizan con el método explícito, éstas sufren grandes deformaciones y velocidades de deformación no lineales por lo que se adaptan mejor a este método de análisis.

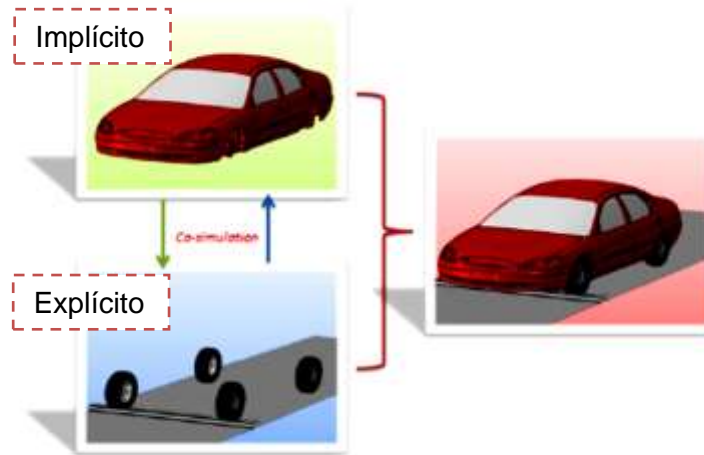


Figura 2.23. Co- simulación entre método implícito y explícito para el análisis vehicular

Al final para corroborar resultados, se comparó con un análisis completo del vehículo hecho en Abaqus/Explicit®, observando en las gráficas de la co-simulación que se tiene un comportamiento similar con las obtenidas en el análisis explícito en un solo paso. En la Figura 2.24 se muestra la comparación entre ambos modelos de la aceleración y velocidad de las llantas.

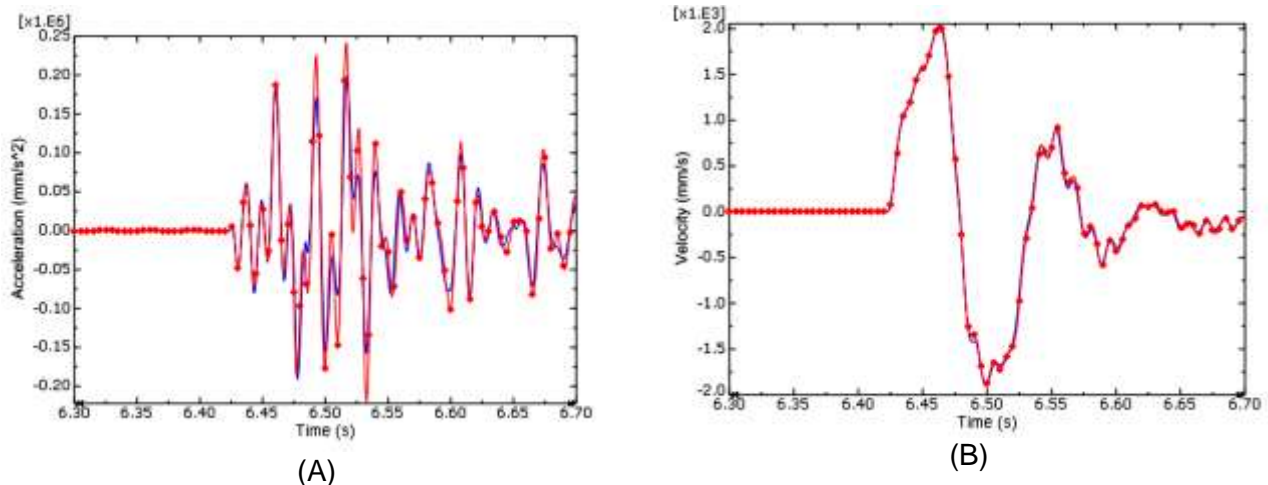


Figura 2.24. Comparación de la aceleración (A) y velocidad (B) de las llantas entre co-simulación (azul) y Abaqus/Explicit® (rojo)

Simulación de dinámica vehicular usando LS-DYNA para la simulación en Elemento Finito (Choi & Min, 2005)

Otros programas de análisis por elemento finito se han usado para el análisis vehicular, como en este ejemplo donde se usa LS-DYNA. El trabajo consiste en analizar un modelo de Jeep durante curvado a una velocidad de 80 km/h mediante el software y posteriormente hacer pruebas físicas para corroborar la validez del análisis virtual.

El modelo se realiza de la siguiente manera: todas las partes, excepto el chasis y las llantas, se asumen como rígidas. En cuanto a la suspensión delantera y trasera se modelan con elementos viga, excepto amortiguadores y resortes (Figura 2.25). Todos los elementos se conectan al centro de gravedad (Figura 2.26).

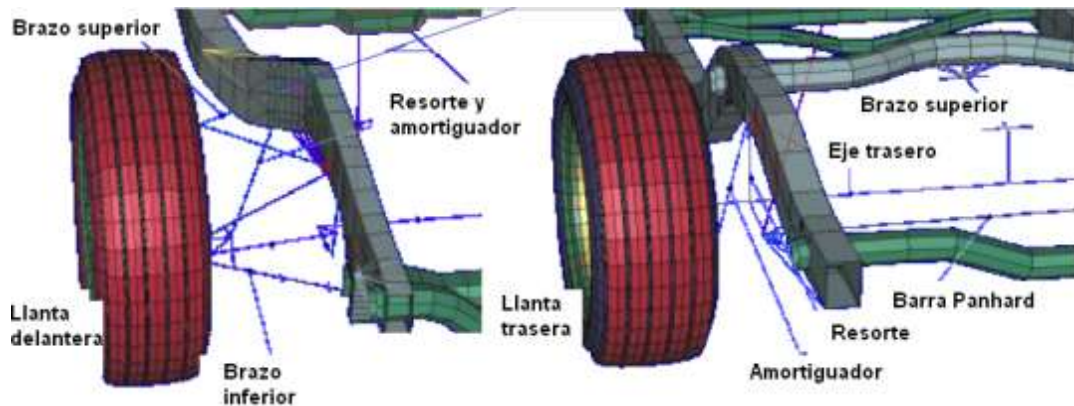


Figura 2.25. Modelo de la suspensión delantera y trasera

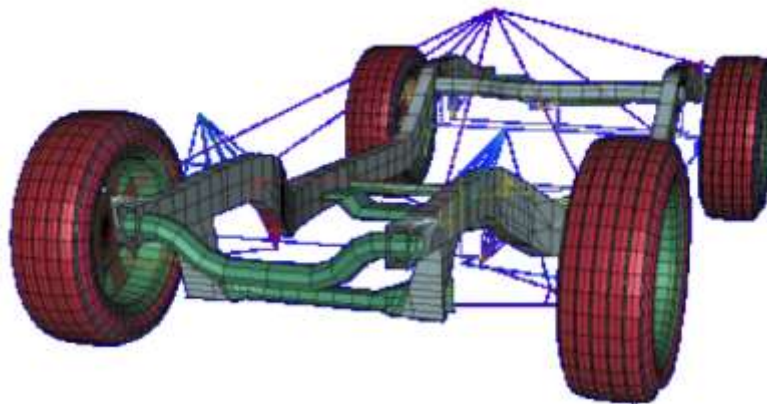


Figura 2.26. Modelo completo del vehículo

El vehículo se desplaza a una velocidad 80 km/h cambiando de carril cada 30 m (Figura 2.27)

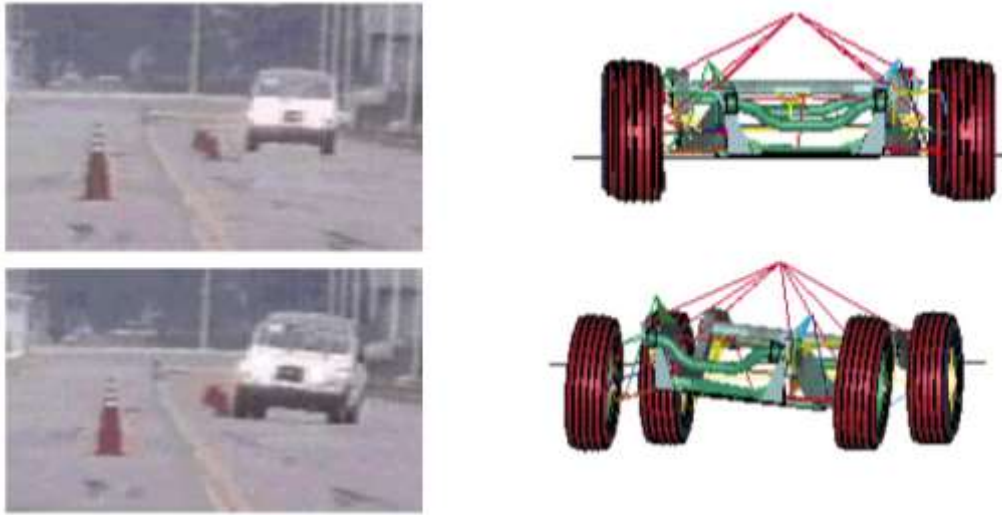


Figura 2.27. Comparación entre pruebas físicas y análisis virtual

Al comparar el análisis con las pruebas físicas se observó que había una diferencia significativa entre ambos en el cambio de *roll*, esto es debido a que el terreno físico no es completamente plano como el considerado en el análisis virtual (Figura 2.28).

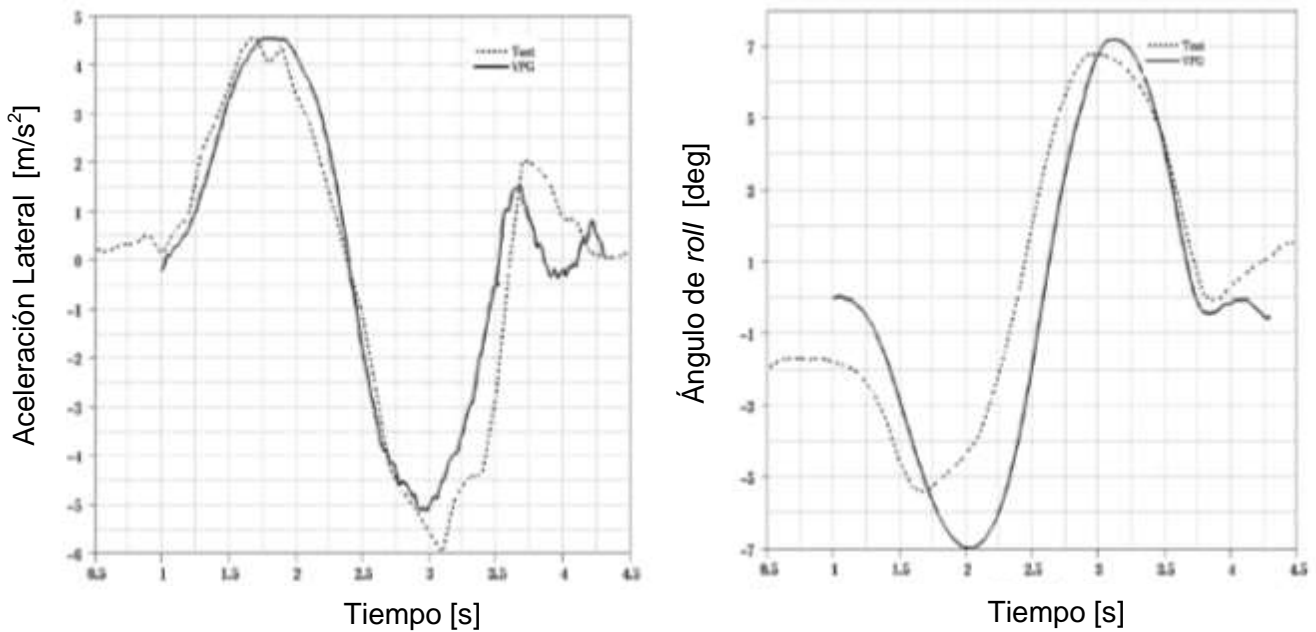


Figura 2.28. Comparación de aceleración lateral y *roll* del vehículo entre la prueba física (línea punteada) y la simulación virtual (línea continua)

3. Metodología y desarrollo del modelo

En este capítulo se hace una breve descripción del vehículo a analizar y de cada una de sus suspensiones. También, se describen las condiciones a simular y los valores de las cargas por eje obtenidos para el modelo en Abaqus®. Se incluye además la metodología que se siguió para construir el modelo CAE a partir de los modelos CAD.

3.1. Descripción del vehículo

Como se ha mencionado anteriormente, esta tesis consiste en el análisis de la suspensión de un autobús de tres ejes (Figura 3.1). La figura 3.2 muestra las vistas frontal, posterior y laterales del autobús analizado.



Figura 3.1. Autobús comercial de tres ejes (Coach, 2003-2012)

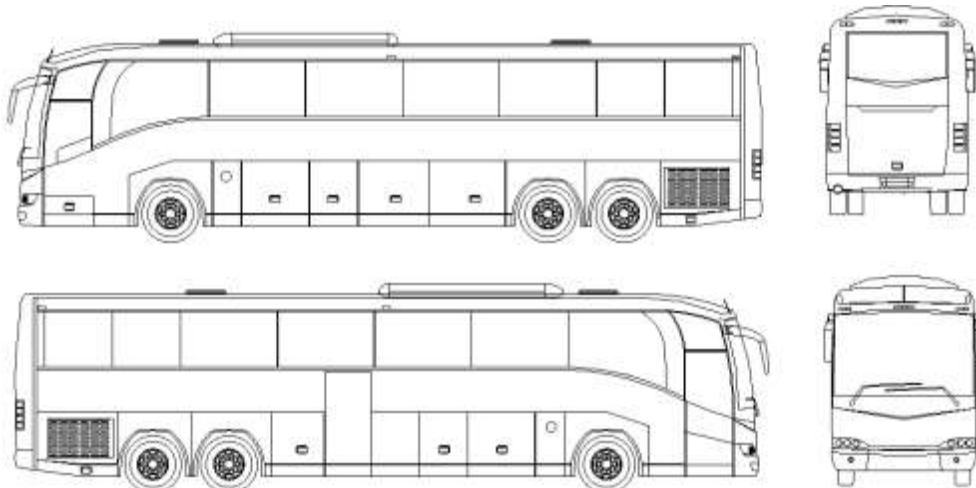


Figura 3.2. Vistas laterales, frontal y posterior del autobús

Este tipo de vehículos tienen ventajas sobre aquellos de dos ejes, como la de dar mayor soporte y estabilidad al vehículo, ya que cuando se requiere incrementar la capacidad de pasajeros la longitud del autobús tiene que aumentar. Esto trae consigo un incremento de carga por eje, por lo que es necesario agregar un tercer eje, el cual tiene como función dar soporte al eje motriz para el peso extra. Lo anterior, proporciona una distribución más uniforme de las cargas, causando menor daño al pavimento.

Para introducirse al mercado estadounidense es necesario ajustarse a los reglamentos de transporte y seguridad existentes. En la mayoría de estos reglamentos, al momento de designar propiedades al pavimento de las carreteras, se usa como carga máxima estándar por eje 18,000 [lb] (80 [kN]) (PavementInteractive, 2012), de ahí la necesidad de construir autobuses de tres ejes.

3.2. Condiciones a simular y cálculo de cargas de cada eje

Una parte de este proyecto, como se ha mencionado anteriormente, consiste en el cálculo de las cargas en cada eje bajo distintas condiciones de funcionamiento. Para ello se parte de datos experimentales, con los cuales se realizaron los modelos que se describirán más adelante.

Como primer paso se calcula el centro de masa del autobús a partir de los valores experimentales mostrados en la tabla 3.1 de la carga por cada eje, con éstos se calcula la distancia B (figura 1.29). La altura C es de 0.8 [m] (dato proporcionado por la compañía).

Tabla 3.1. Cargas experimentales y distancias en planos

Carga eje delantero	18000 [lb]	8164.7 [kg]
Carga eje motriz	26000 [lb]	11793 [kg]
Carga eje auxiliar	10000 [lb]	4535 [kg]
Peso Bruto del Vehículo (PBV, sin pasajeros)	54000 [lb]	24494 [kg]
Peso del vehículo (PV)	43588.6 [lb]	19771 [kg]
Peso no suspendido	6127 [lb]	2783.7 [kg]
Peso de la carrocería	37451.6 [lb]	16988 [kg]
Distancia entre ejes A (delantero a equivalente)	6.794 [m]	
Distancia entre ejes (delantero a auxiliar)	8.164 [m]	
Altura centro de masa C	0.8 [m]	

A los ejes motriz y auxiliar se les considera como uno solo, sumándose la carga de ambos (36,000 [N]), por lo que la proporción que debe mantenerse entre éstos y el eje equivalente es:

$$0.7223W_e=W_m \quad (3.1)$$

$$0.2778W_e=W_a \quad (3.2)$$

Así mismo, la coordenada horizontal del centro de masa medida desde el eje equivalente es:

$$B=2.2633[m] \quad (3.3)$$

Para todas las condiciones a simular se considera la capacidad máxima del autobús esto es:

$$48 \text{ pasajeros} \times 70 \text{ kg} = 3360 \text{ kg}$$

$$48 \text{ piezas de equipaje} \times 25 \text{ kg} = 1200 \text{ kg}$$

$$W_{max} = 16988 \text{ kg} + 3360 \text{ kg} + 1200 \text{ kg} = 21548 \text{ kg}$$

$$W_{max} = 211385.88 [N] \quad (3.4)$$

3.2.1. Peso suspendido

La condición inicial que se considera es el efecto del peso suspendido sobre el sistema de suspensión, esto es aplicar el peso del vehículo máximo (3.4). El peso actúa en el centro de masa del autobús, sin embargo, el objetivo del análisis es obtener las fuerzas de reacción de los puntos de unión de la suspensión con el chasis, por lo que la fuerza es aplicada en los puntos de referencia de las llantas y los puntos de unión con el chasis son empotrados.

De las ecuaciones 1.10 y 1.11, se obtienen las cargas estáticas que se aplican a las condiciones de peso suspendido en horizontal, pendiente negativa 10° y 20° (Tabla 3.2).

Tabla 3.2. Cargas obtenidas para la condición de peso suspendido

<i>Eje</i>	<i>Horizontal</i>	<i>Pendiente 10°</i>	<i>Pendiente 20°</i>
Delantero	70420 N	74482 N	76419 N
Motriz	101820 N	96566 N	88377 N
Auxiliar	39160 N	37140 N	33990 N

Se puede observar que al incrementar la pendiente la carga en el eje delantero aumenta, lo que indica que el autobús se encuentra en una pendiente negativa (la parte delantera del autobús en la parte más baja), al mismo tiempo, la carga en los ejes traseros disminuye. Por el contrario, si la pendiente fuese positiva, observaríamos el efecto contrario.

3.2.2. Aceleración y frenado

Como segunda condición se tiene el frenado, para este caso se considera una desaceleración de 0.5g que, de acuerdo con la Norma FMVSS 121 (NHTSA, 2010), es la desaceleración máxima a la que se evalúan los sistemas de frenado en un vehículo.

De las ecuaciones 1.13 y 1.14 y con los datos de la tabla 3.1, se obtienen las cargas con las cuales se somete a análisis los modelos de las suspensiones bajo la condición de frenado (Tabla 3.3) y aceleración (Tabla 3.4).

Tabla 3.3. Cargas obtenidas para la condición de frenado

Eje	Horizontal	Pendiente 10°	Pendiente 20°
Delantero	84532 N	88595 N	90395 N
Motriz	91616 N	86363 N	78176 N
Auxiliar	35240 N	43218 N	30070 N

Tabla 3.4. Cargas obtenidas para la condición de aceleración

Eje	Horizontal	Pendiente 10°	Pendiente 20°
Delantero	56305 N	60368 N	62169 N
Motriz	112000 N	106750 N	98562 N
Auxiliar	43080 N	41060 N	37911 N

De los resultados anteriores podemos concluir que para la condición de aceleración, tanto en horizontal y como en pendiente negativa, la carga para los ejes traseros aumenta y disminuye en el eje delantero. En cuanto a la condición de frenado, es el eje delantero el que sufre el aumento de carga, teniendo la máxima carga en pendiente negativa de 20°. Las figuras 3.3 y 3.4 muestran la relación carga-aceleración para el eje delantero y los ejes traseros, respectivamente.

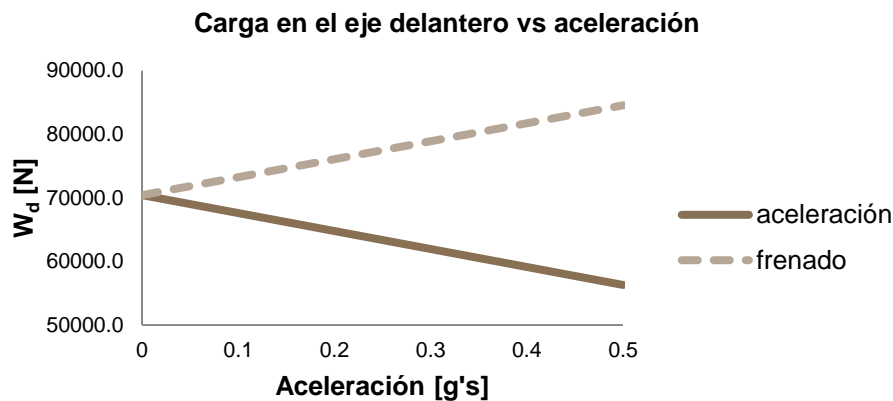


Figura 3.3. Carga en el eje delantero vs. aceleración

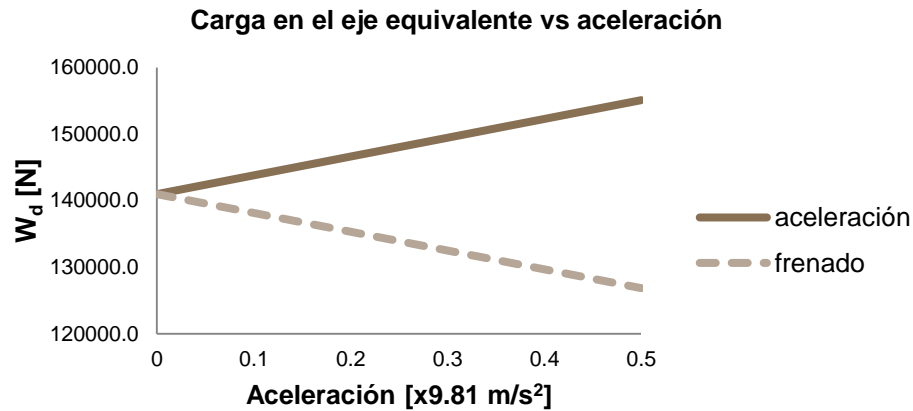


Figura 3.4. Carga en el eje equivalente vs. aceleración

3.2.3. Curveo

En curveo se considera una curva de 14 m de radio y una velocidad de 40 km/h. Para la evaluación de esta condición se introducen los valores mencionados a las ecuaciones obtenidas de donde se pueden conocer las cargas para cada uno de los ejes así como para cada costado.

De las ecuaciones 1.17, 1.18 y 1.19 se obtiene las fuerzas horizontales y de las ecuaciones 1.21, 1.22 y 1.23 se obtienen los momentos de los ejes delantero, motriz y auxiliar respectivamente (Tabla 3.5). Con estas últimas ecuaciones se obtiene la diferencia de fuerzas ΔF_z y usando las relaciones 1.24, 1.25 y 1.26 se obtuvieron la fuerza vertical derecha e izquierda de cada eje (Tabla 3.6).

Tabla 3.5. Fuerzas laterales y momentos obtenidos para la condición de curveo

Eje	Momento (Fuerza vertical)	Fuerza horizontal
Delantero	28438 Nm	62555 N
Motriz	64643 Nm	90782 N
Auxiliar	24521 Nm	34784 N

Tabla 3.6. Fuerzas verticales y horizontales para la condición de curveo

Eje	Fuerza Vertical der.	Fuerza Vertical izq.	Fuerza Horizontal
Delantero	48560 N	21089 N	62555 N
Motriz	81537 N	19110 N	90782 N
Auxiliar	31187 N	7508 N	34784 N

3.2.4. Curveo con frenado

Para esta condición se usan las ecuaciones para calcular las cargas verticales derecha e izquierda durante el curveo, mencionadas anteriormente. En esta ocasión se toma el valor de la carga de frenado en pendiente negativa de 20° (Tabla 3.3) como la carga del eje *W* en las ecuaciones de curveo. En la tabla 3.7 se encuentran los datos obtenidos para cada eje.

Tabla 3.7. Fuerzas verticales y horizontales para la condición de curveo con frenado

<i>Eje</i>	<i>Fza. Vertical der.</i>	<i>Fza. Vertical izq.</i>	<i>Fza. Horizontal</i>
Delantero	54381 N	26910 N	62555 N
Motriz	77332 N	14906 N	90782 N
Auxiliar	29571 N	5891 N	34784 N

3.2.5. Condiciones de manejo

Para la primera condición de manejo se tiene el paso completo del autobús a 10 km/h por un tope de 1 m de ancho con una altura de 25 cm, el perfil del mismo es una función suavizada similar a la función seno (Figura 3.5).

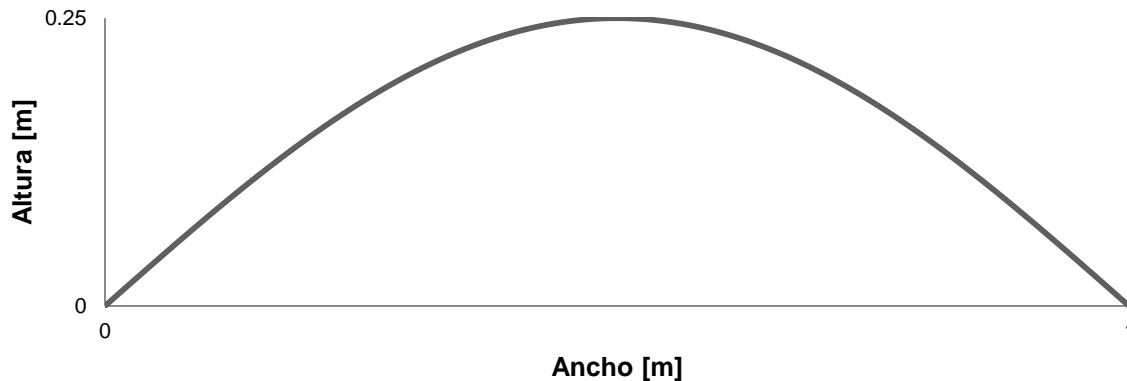


Figura 3.5. Perfil del tope

En el modelo de la suspensión el desplazamiento se aplica en los dos puntos de referencia de las llantas, agregando una amplitud que representa el movimiento senoidal de la figura 3.5. Es importante mencionar que debido a que las condiciones son cuasi-estáticas, el paso para la simulación se reduce a 2 segundos, de tal manera que las fuerzas de reacción sean obtenidas.

Con esto último se concluye las condiciones a simular, habiendo calculado los valores iniciales para los análisis en elemento finito en Abaqus®. En cuanto para los elementos elásticos y de amortiguación se siguió un método de selección y para la elaboración del modelo se creó una metodología, ambas se describirán a continuación.

3.3. Selección de cámaras de aire, amortiguadores y neumáticos

Al realizar los primeros análisis en los modelos de las suspensiones, se observó que las características de los resortes dados por la compañía de autobuses estaban por debajo de las condiciones requeridas para las cargas a las que los ejes son sometidos.

Por lo que, basándose en el comportamiento de las suspensiones, se hizo una investigación y selección de los elementos elásticos y de amortiguación que se ajustaran a dicho comportamiento con el fin de obtener los resultados más precisos.

3.3.1. Cámaras de aire

Las cámaras de aire originales corresponden al modelo 2B9-200 de Goodyear®, donde el rango de carga de diseño para este modelo es de 340 a 3700 [lb] (1513 a 16464 [N]). Para la selección de las cámaras de aire, se determinaron la distribución de cargas por eje y la carga máxima por cada cámara de aire (Tabla 3.8).

Tabla 3.8. Cargas estáticas de los ejes y carga máxima por cada resorte

<i>Eje</i>	<i>Resortes</i>	<i>Carga Estática [N]</i>	<i>Carga Máx. por Cámara de aire [N]</i>
Delantero	2	70420	35210
Motriz	4	101820	25,455
Auxiliar	2	39160	19,580

Como se puede apreciar en la tabla 3.8, las cargas máximas por cámara de aire de cada uno de los ejes son superiores a la carga máxima del modelo de cámara mencionado anteriormente. Tomando en cuenta lo anterior se realizó la siguiente metodología:

Paso 1: Se determinó la carga máxima estática por resorte, lo cual se realizó con cálculos de distribución de peso que se han presentado anteriormente.

Paso 2: Establecer el diámetro máximo permitido por empaquetamiento. Para determinarlo se realizaron las mediciones en los modelos CAD.

Paso 3: Determinar la familia de cámaras de aire utilizando el gráfico de la figura 3.6. Donde se reducen los modelos posibles a elegir mediante una comparación de la carga de diseño contra los rangos de carga de los diferentes grupos de cámaras de aire comerciales. Con este gráfico se determinaron las cámaras de aire más adecuadas para las necesidades de las suspensiones estudiadas.

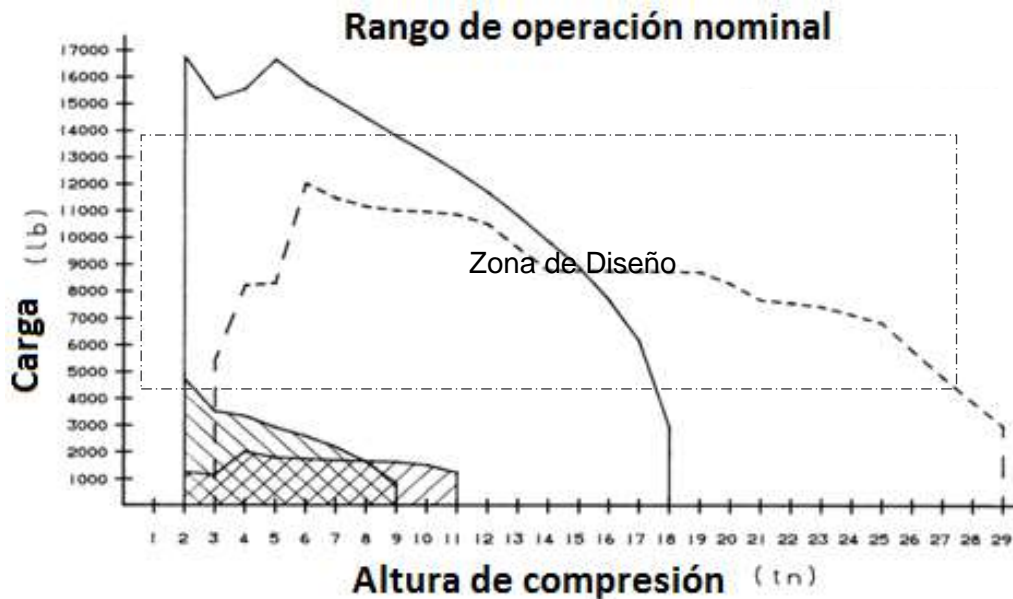


Figura 3.6. Selección de cámaras de aire de acuerdo con la carga de trabajo

Posteriormente se consultaron las tablas de fuerza vs desplazamiento de los modelos seleccionados. La figura 3.7 muestra el comportamiento de la cámara de aire para la suspensión delantera y la figura 3.8 muestra, de igual manera, el comportamiento de las cámaras de aire para las suspensiones motriz y auxiliar.

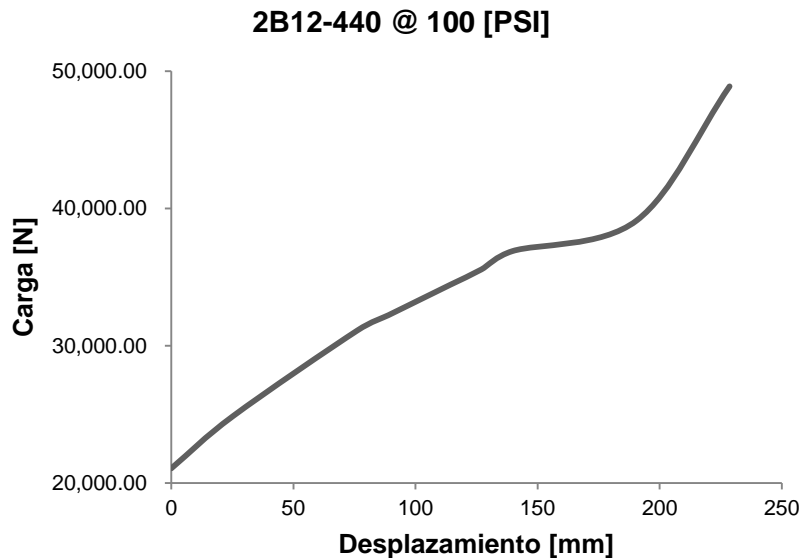


Figura 3.7. Curva de comportamiento de la cámara de aire para la suspensión delantera

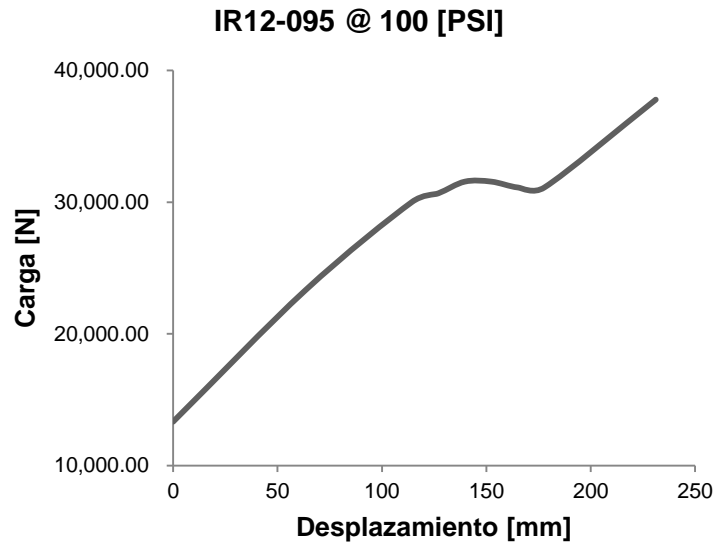


Figura 3.8. Curva de comportamiento para el modelo de la cámara de aire para las suspensiones motriz y auxiliar

Teniendo en cuenta que el rango de trabajo para las suspensiones es de 0 a 35210 [N] (carga máxima del resorte delantero) y que las gráficas mostradas anteriormente contemplan una precarga en el resorte, fue necesario realizar una interpolación para ajustar los valores dentro del rango de trabajo. Obteniendo así el comportamiento de los resortes para las suspensiones delantera (Figura 3.9), motriz y auxiliar (Figura 3.10).

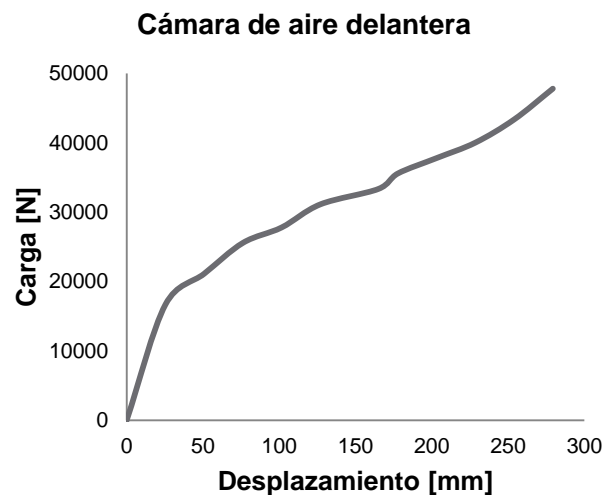


Figura 3.9 Comportamiento de la cámara de aire en el modelo de Abaqus® de la suspensión delantera

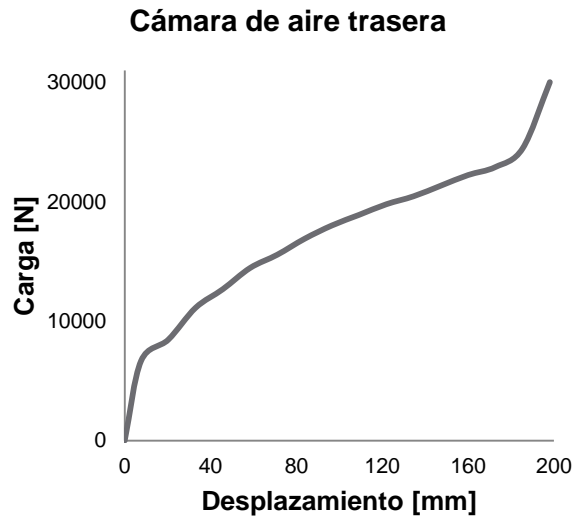


Figura 3.10. Comportamiento de la cámara de aire en el modelo de Abaqus® de las suspensiones motriz y auxiliar

3.3.2. Amortiguador y neumático

Para las llantas se considera una rigidez elástica y un coeficiente de amortiguamiento que se presentan en la tabla 3.9. (Clark, 1971)

Tabla 3.9. Propiedades mecánicas del neumático

Rigidez elástica	860 [kN/m]
Coefficiente de amortiguamiento	4 [kN s/m]

Para el caso del amortiguador se tiene el comportamiento mostrado en la Figura 3.11. Cabe mencionar que el tipo de análisis es cuasi-estático en todas las condiciones, es decir, las velocidades de deformación son bajas, por lo que el efecto del amortiguador será despreciable.

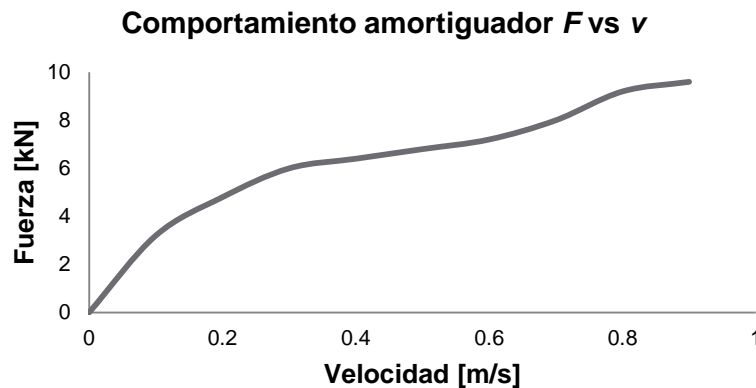


Figura 3.11. Comportamiento del amortiguador en los modelos de las tres suspensiones

3.4. Elaboración del modelo

Para la elaboración de los modelos en Abaqus® fue necesario basarse en modelos CAD de las suspensiones (proporcionados por la compañía de autobuses). De éstos se obtienen las medidas de los elementos y se dibujan en Abaqus®, en esta paquetería se dan propiedades a los elementos y uniones para posteriormente ejecutar la simulación.

Con la intención de simplificar los modelos de las suspensiones, éste se construye a partir elementos *wire*, los cuales representan los elementos de soporte (brazos, bujes, rines, eje), a cada uno se les asigna un perfil que concuerde con la geometría presentada en los modelos CAD. Estos perfiles se escogieron de tal manera que pudiesen simplificar los modelos, pero siempre buscando la máxima similitud geométrica con los modelos originales. También, partiendo de las coordenadas de los modelos CAD, se posiciona cada elemento en el modelo de Abaqus®.

3.4.1. Suspensión delantera

La suspensión delantera es del tipo independiente con brazos en A (Figura 3.12). Cuenta con dos cámaras de aire y una barra estabilizadora como elementos elásticos primarios y dos amortiguadores. Los brazos en forma de A funcionan como elementos de soporte y están unidos al chasis.

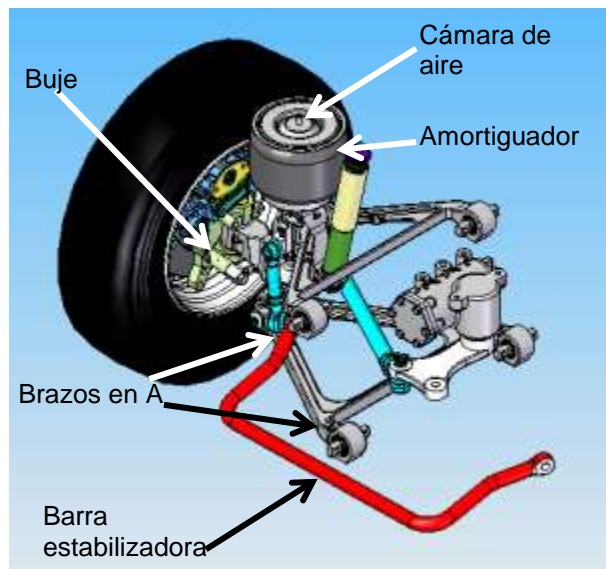


Figura 3.12. Suspensión delantera del autobús

Para el ensamble en Abaqus® de las tres suspensiones se modelan las cámaras de aire, amortiguadores, brazos, buje, rin y eje. La figura 3.13 muestra el modelo de la suspensión delantera y los perfiles usados, los cuales son: circular para buje, rin y “links” y “T” para los brazos en A.

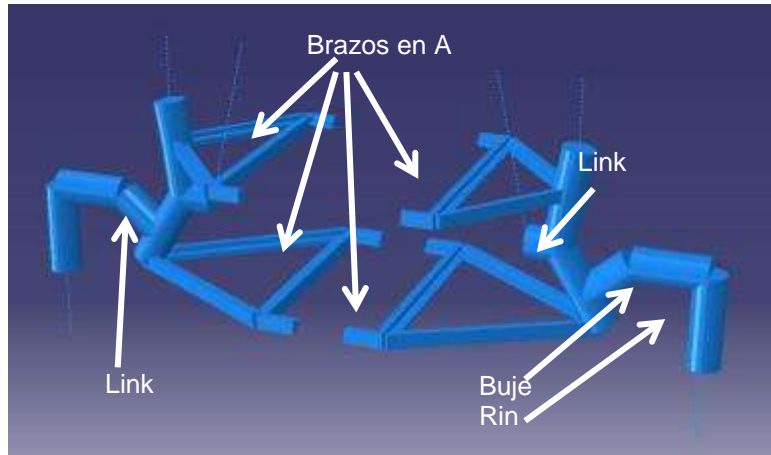


Figura 3.13. Modelo en Abaqus® de la suspensión delantera

3.4.2. Suspensión motriz

La suspensión motriz es del tipo eje rígido con brazos tirantes, se compone por cuatro cámaras de aire, sujetas por medio de cuatro brazos no articulados unidos al eje. Cuenta con cuatro amortiguadores y cuatro brazos articulados unidos al chasis (Figura 3.14).

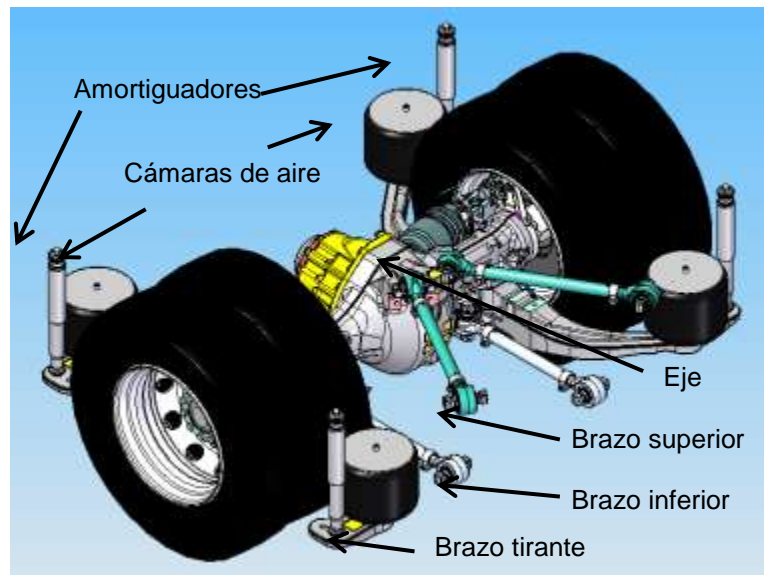


Figura 3.14. Suspensión motriz del autobús

Para la construcción del modelo de la suspensión motriz se representa el eje con un perfil circular al igual que los brazos articulados, para el rin y los brazos “tirantes” (no articulados) se utiliza un perfil rectangular (Figura 3.15).

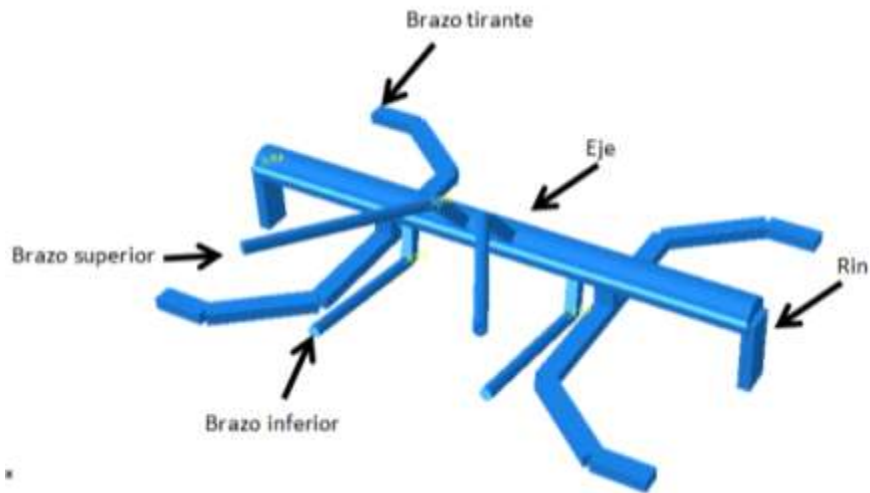


Figura 3.15. Modelo en Abaqus® de la suspensión motriz

3.4.3. Suspensión auxiliar

La suspensión auxiliar es del tipo eje rígido de cuatro brazos. Se compone de dos cámaras de aire, una barra estabilizadora, dos amortiguadores y cuatro brazos articulados unidos al chasis (Figura 3.16).

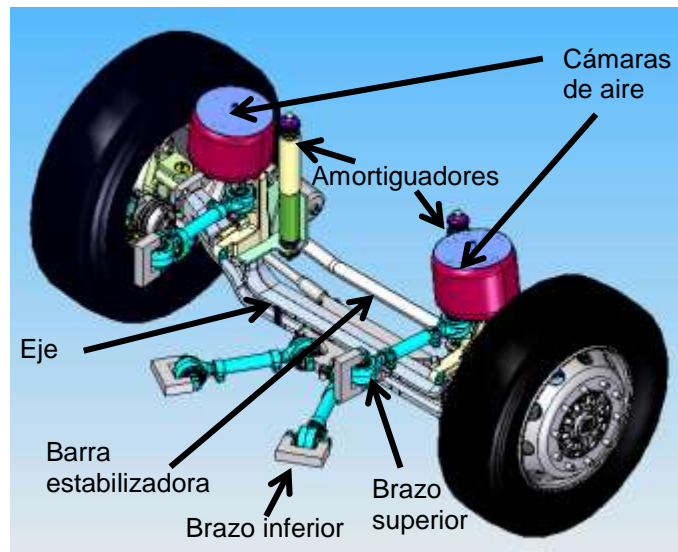


Figura 3.16. Suspensión auxiliar del autobús

Para la suspensión auxiliar el eje es representado por un perfil "I", el rin y los links con un perfil rectangular, finalmente los brazos con un perfil circular (Figura 3.17).

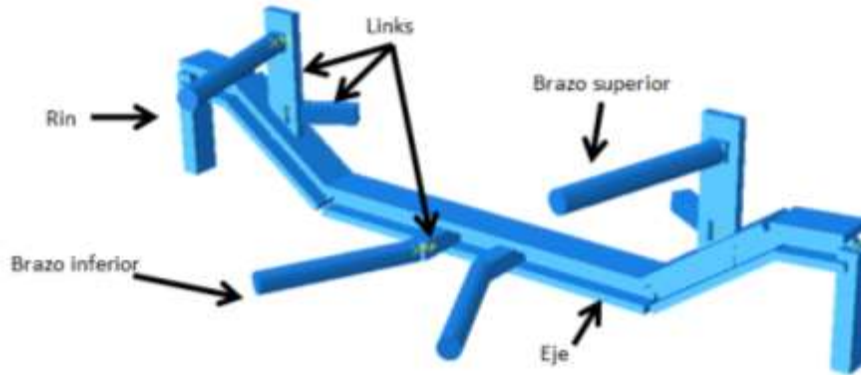


Figura 3.17. Modelo en Abaqus® de las suspensión auxiliar

3.4.4. Propiedades del material y conectores

Para los elementos de soporte se considera como material acero, con las propiedades mecánicas mostradas en la Tabla 3.10.

Tabla 3.10. Propiedades mecánicas del acero

Módulo de Young	210 [GPa]
Coefficiente de Poisson	0.3
Densidad	7800 [kg/m ³]

En cuanto para los elementos flexibles (resortes, amortiguadores y llantas) y uniones entre todos los elementos, se hizo uso de conectores. Como se explicó en el capítulo 2, éstos son herramientas que proporciona Abaqus® para en ensamble de mecanismos móviles.

Para los resortes, amortiguadores y llantas se usan conectores del tipo axial (figura 3.18), cuyos comportamientos se incluyen dentro de las propiedades del conector de manera tabular.

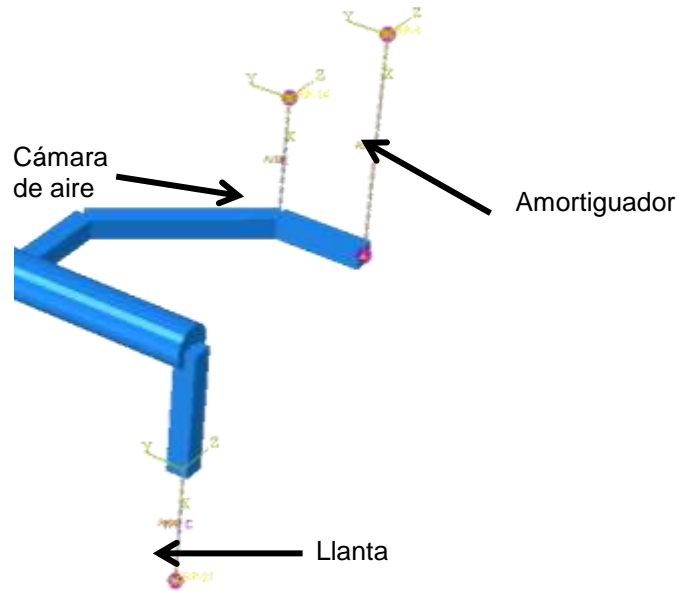


Figura 3.18. Conectores axiales para los elementos elásticos, de amortiguación y llantas de la suspensión

Los puntos de unión se representan, de acuerdo con su función, con conectores *hinge* (bisagra) o *U-joint* (junta universal) (Figura 3.19).

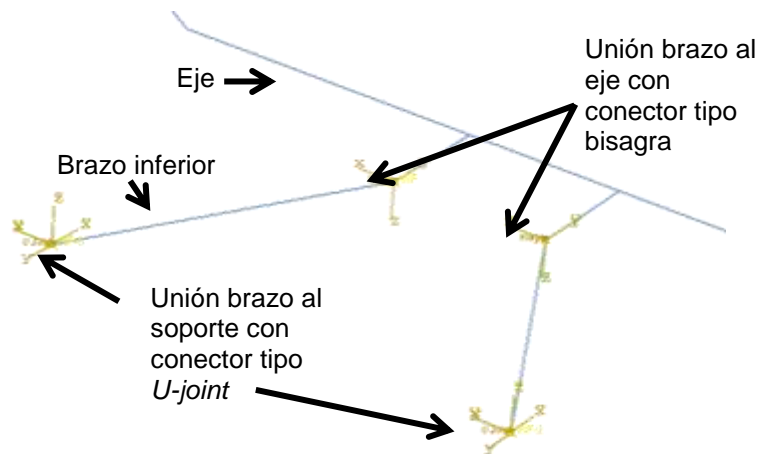


Figura 3.19. Uniones representadas por conectores tipo bisagra y *U-joint*

3.4.5. Carga y condiciones de frontera

Como ya se ha mencionado, el objetivo es obtener las fuerzas de reacción en los elementos que se encuentran unidos con los soportes de la suspensión (resortes, amortiguadores y brazos), por lo que las fuerzas se aplican en el punto inferior de las llantas y los puntos que se encuentran restringidos en sus 6 grados de libertad son los puntos que representan las uniones con los soportes de la suspensión (Figura 3.20). Para el caso de la condición del tope, en lugar de la carga, se tiene un desplazamiento vertical, que se aplica de forma gradual mediante una amplitud lineal.

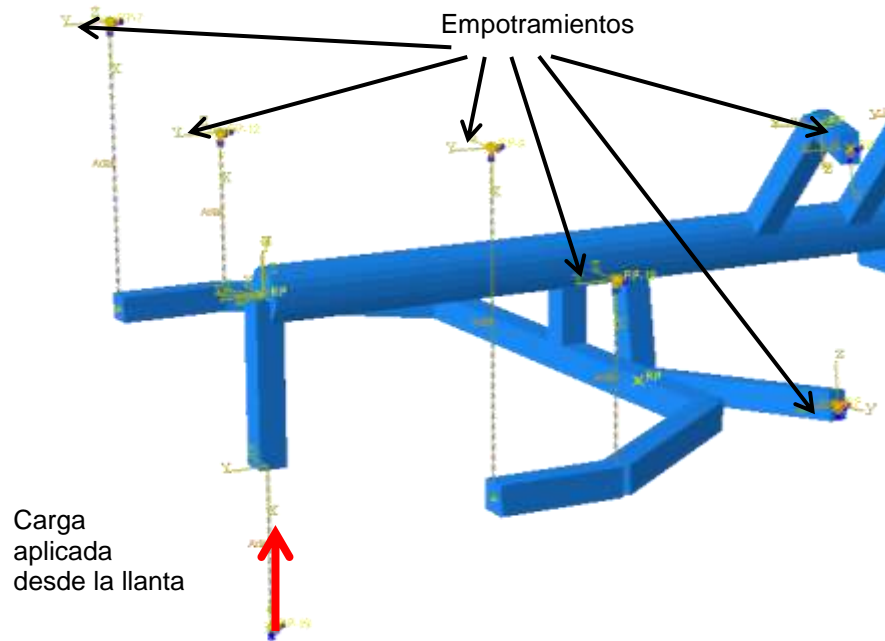


Figura 3.20. Cargas y condiciones de frontera para la simulación de los modelos

4. Análisis de resultados

Dentro de este capítulo se encontrarán los resultados obtenidos para las diferentes pruebas hechas para cada una de las tres suspensiones. Estas pruebas fueron, cómo se detalló en el capítulo anterior:

- Estático
- Frenado
- Aceleración
- Curveo
- Curveo y frenado
- Condiciones de manejo (Tope)

4.1. Suspensión delantera

4.1.1. Estático

La prueba estática consistió en aplicar el peso suspendido al modelo para los casos de pendiente horizontal, 10° y 20°. La fuerza se aplicó verticalmente en las llantas, teniendo una reacción vertical en sentido contrario en distintos elementos de sujeción, teniendo en las cámaras de aire la reacción mayor (Figura 4.1).

La reacción en los brazos se presenta de manera horizontal, teniendo éstos la función de restringir los grados de libertad en este sentido del eje.

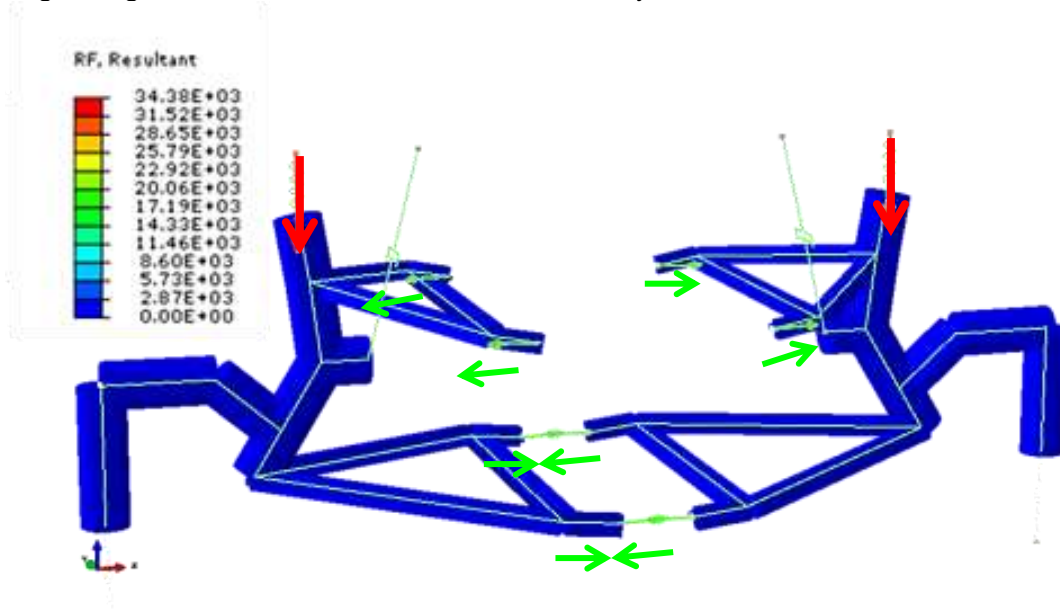


Figura 4.1. Análisis estático de la suspensión delantera

Para los tres diferentes casos se observa un aumento de entre 4 y 5 % en la magnitud de las fuerzas de reacción en las cámaras de aire y en los brazos superiores (BrazoS), en los brazos inferiores (BrazoS) la magnitud se mantiene. Al presentarse bajas velocidades de deformación se observó que los amortiguadores no trabajan significativamente (Figura 4.2).

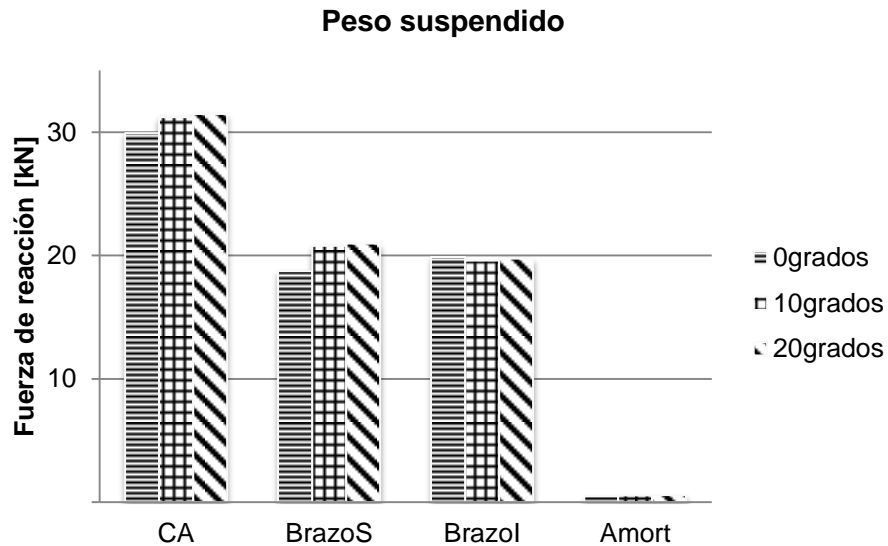


Figura 4.2. Fuerzas de reacción en la suspensión delantera

La carga en el eje para la condición estática aumenta en un 6% de 0° a 10° y 20° aproximadamente. Este resultado era de esperarse, como se mencionó en el capítulo anterior al aumentar la pendiente el peso se desplaza hacia el eje delantero.

En cuanto a la distribución de la carga entre los elementos de la suspensión para esta condición se muestran en la figura 4.3. Los porcentajes se repiten para las siguientes condiciones de frenado y aceleración.

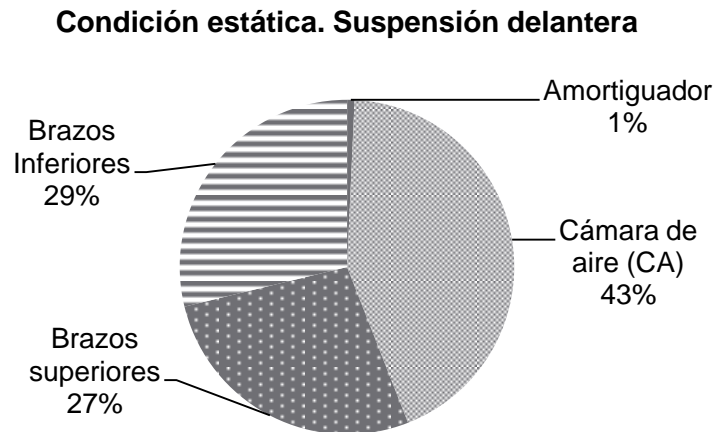


Figura 4.3. Distribución de la carga en el eje delantero

4.1.2. Frenado

En la prueba de frenado se aplica, de igual manera, una fuerza vertical en las llantas, teniendo reacciones en los brazos en el mismo sentido que en peso suspendido (Figura 4.1). La magnitud de las fuerzas de reacción continúa predominando en las cámaras de aire, aumentando 18% respecto a la condición estática (Figura 4.4).

Como se menciona en el capítulo anterior, la fuerza de frenado aumenta en el eje delantero debido a la transferencia de masa, por lo que se presentaron fuerzas de mayor magnitud comparadas con los resultados de peso suspendido.

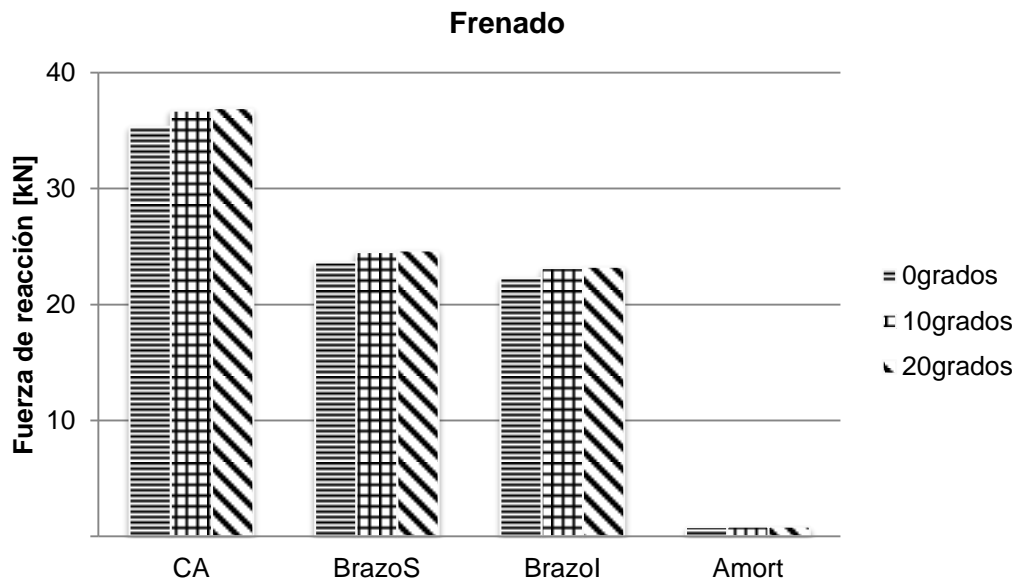


Figura 4.4. Fuerzas de reacción en la suspensión delantera para la prueba de frenado

4.1.3. Aceleración

En el caso de la aceleración, la transferencia de masa se da hacia los ejes traseros, por lo que la magnitud de las fuerzas resultantes es menor en el eje delantero. La reacción de las cámaras de aire disminuye 15% respecto a la condición estática (Figura 4.5). De igual manera la dirección de las fuerzas resultantes es la misma que en la prueba estática (Figura 4.1) tanto en los brazos como en las cámaras de aire y amortiguadores.

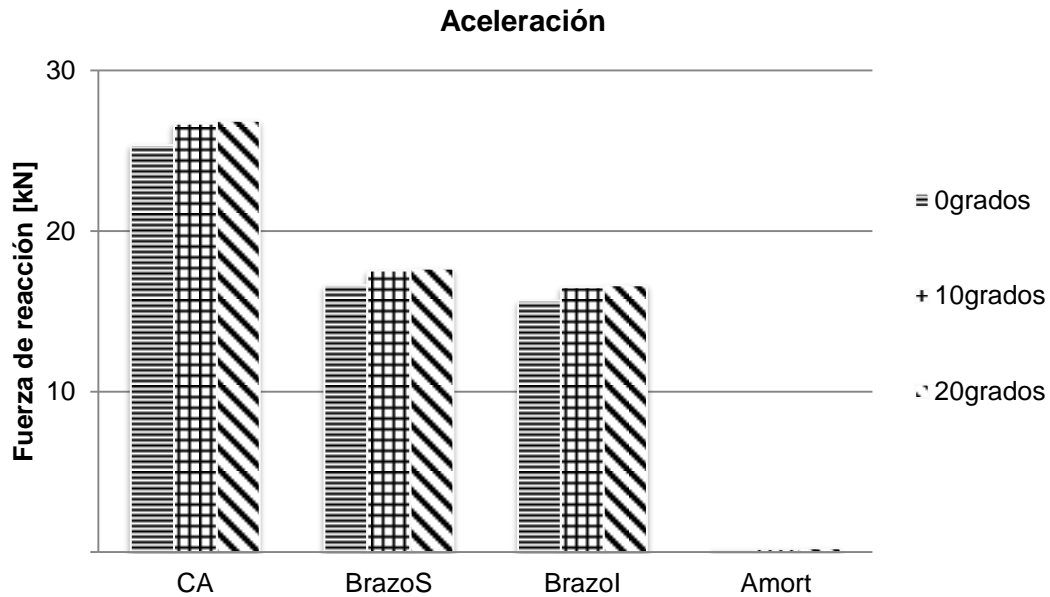


Figura 4.5. Fuerzas de reacción para la suspensión delantera en la prueba de frenado

4.1.4. Curveo y curveo con frenado

Para la prueba de curveo, en las tres suspensiones, se aplica en una llanta una fuerza vertical mayor a la otra y una fuerza lateral en el eje, siendo la fuerza vertical la distribución del peso durante el curveo y la fuerza lateral la fuerza centrípeta que actúa en el centro de masa.

En la figura 4.6 se observa la dirección de las fuerzas de reacción de este análisis, la cámara de aire izquierda es la que reacciona a la fuerza vertical y los brazos a la fuerza lateral, principalmente.

En la gráfica de la figura 4.7 se muestran las fuerzas de reacción de cada elemento, en este caso no se presentan fuerzas simétricas como en las pruebas anteriores, por lo que se presentan en la figura 4.6 los elementos del lado izquierdo y derecho de la suspensión.

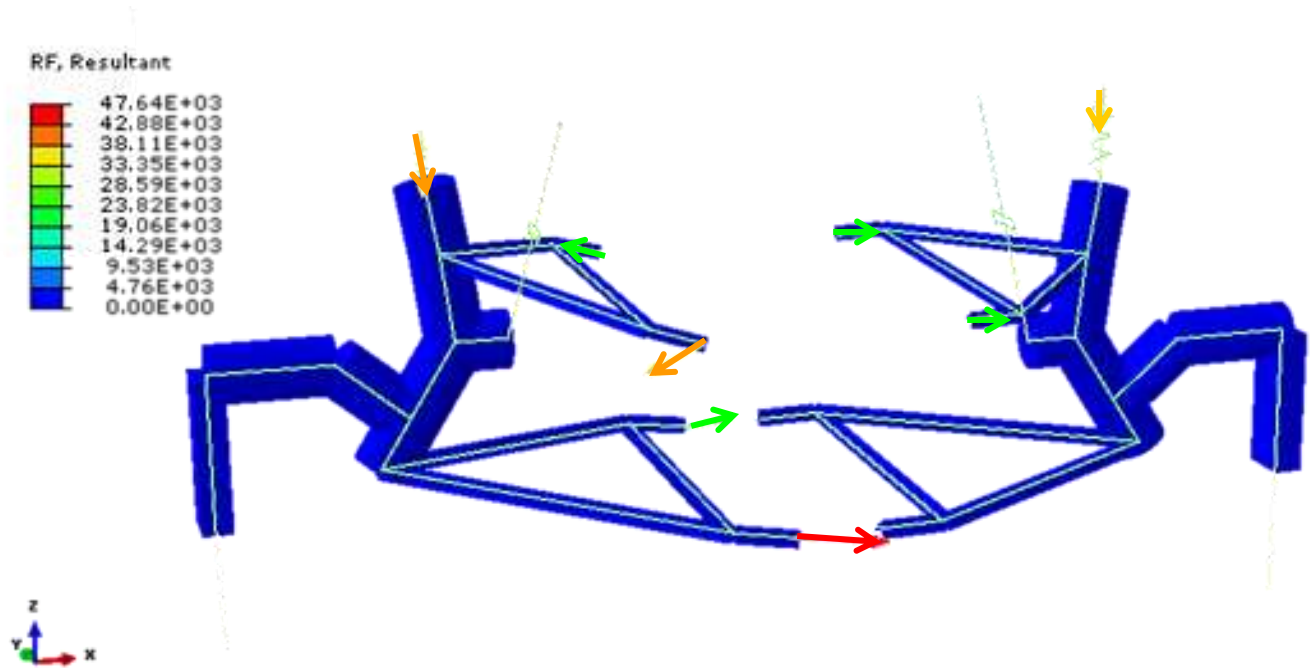


Figura 4.6. Análisis de curvado de la suspensión delantera. Fuerzas de reacción

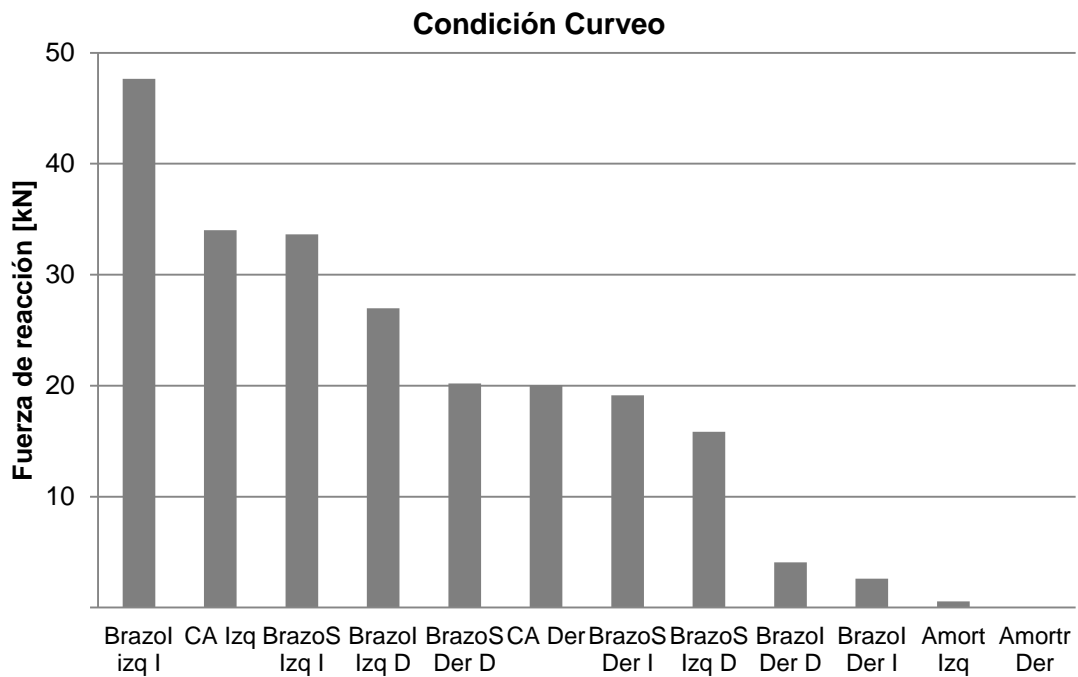


Figura 4.7. Fuerzas de reacción suspensión delantera en curvado

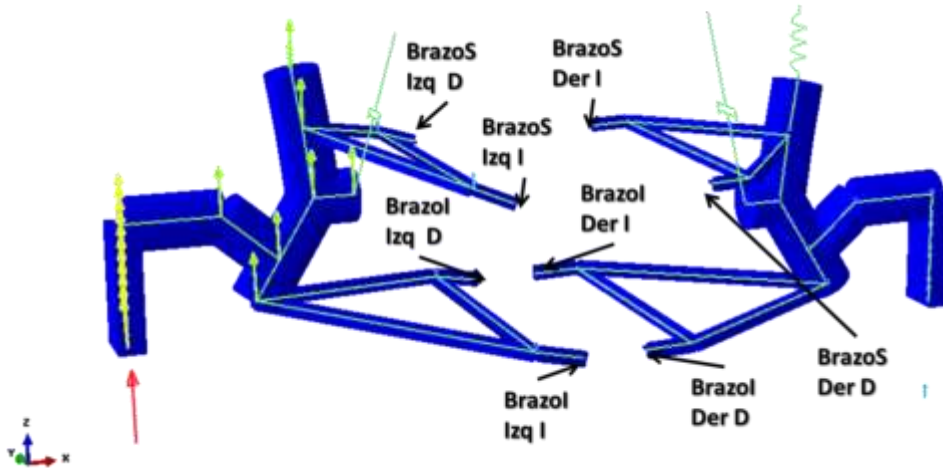


Figura 4.8. Análisis de curvatura de la suspensión delantera. Desplazamiento.

Por ser una curva hacia la izquierda, la carga se distribuye hacia los elementos izquierdos de la suspensión (Figura 4.9), donde la mayor carga se encuentra en los brazos inferiores izquierdos. Esta distribución se repite para la condición de curvatura y frenado.

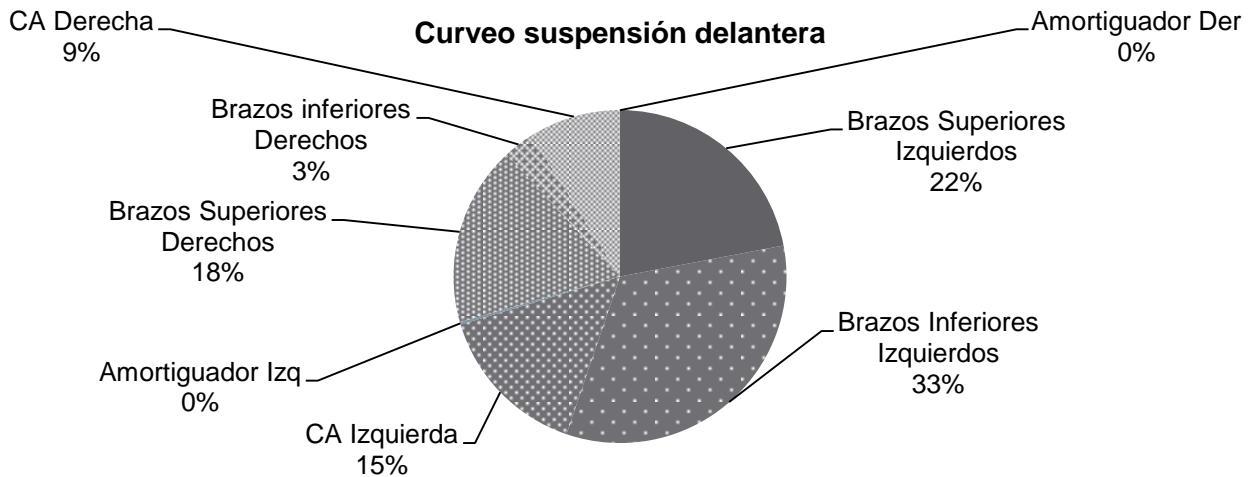


Figura 4.9. Distribución de carga en el eje delantero

El mayor nivel de esfuerzos se presenta en los brazos (Figura 4.10) como era de esperarse, debido a que soportan la mayor parte de las cargas de curvatura.

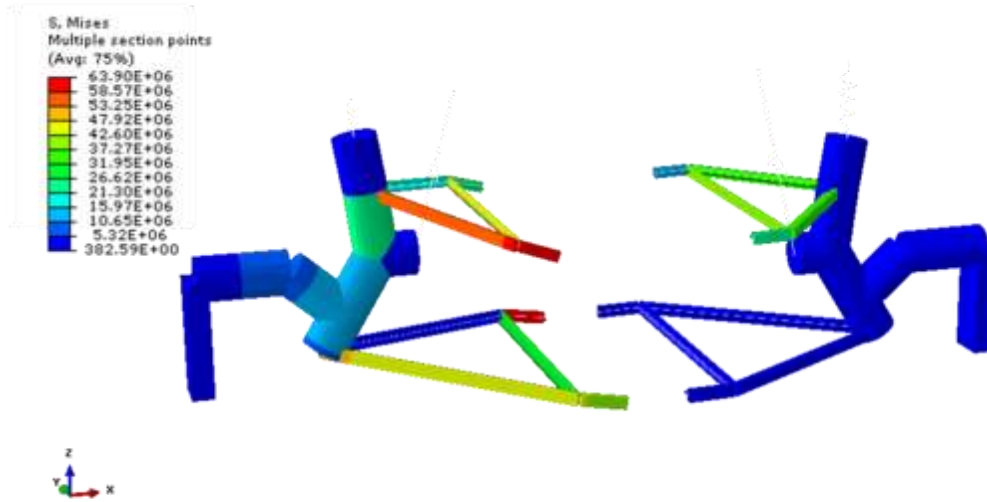


Figura 4.10. Esfuerzos en la condición curveto para la suspensión delantera

Como se mencionó en el capítulo anterior, la prueba de curveto y frenado consiste en aumentar o disminuir la fuerza ejercida sobre el eje, dependiendo de cuál sea éste. En el caso de la suspensión delantera la fuerza sobre el eje aumenta, siendo esta condición la máxima a la que se somete.

En la figura 4.11 se presenta la magnitud de la fuerza de reacción para cada elemento, similar a como fue presentada en la condición de la prueba anterior, teniendo una distribución de fuerzas parecida.

En ambos casos se tiene que en el brazo inferior izquierdo d, se tiene la fuerza de reacción mayor, aumentando con la carga de frenado un 17%.

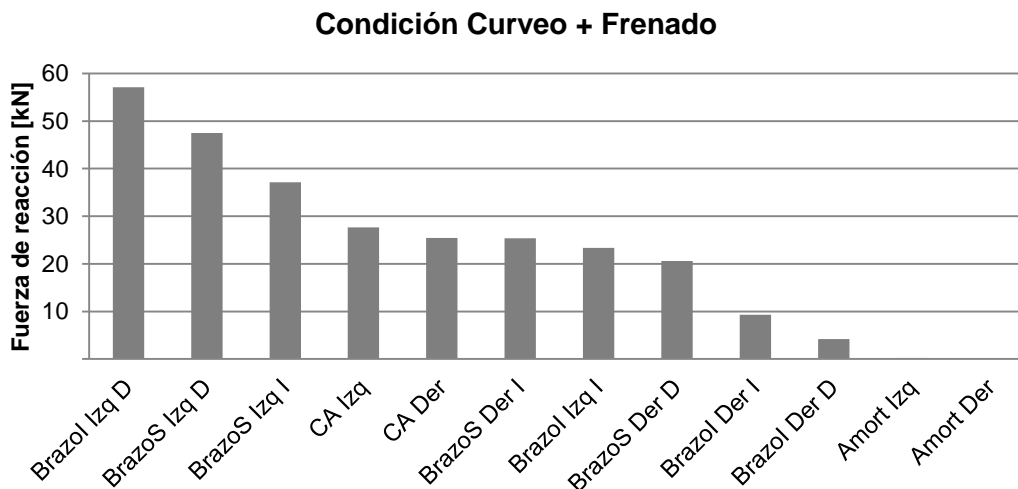


Figura 4.11. Fuerzas de reacción de la suspensión delantera de la prueba de curveto + frenado

4.1.5. Condiciones de manejo

Esta prueba consistió en someter la suspensión a un desplazamiento vertical (Figura 4.12), simulando un tope. Como se menciona en el capítulo anterior, el desplazamiento es similar a una función senoidal, obteniendo como resultado reacciones en los brazos en forma de la misma función aplicada. En la cámara de aire se tiene un comportamiento diferente, la fuerza de dicho elemento llega a un valor límite y se mantiene constante hasta el final de la prueba (Figura 4.14).

En la simulación de tope para las tres suspensiones no se considera el efecto inercial del autobús, por lo que se trata de un estado cuasiestático, en donde las velocidades de deformación son bajas. Las fuerzas de los amortiguadores son notorias al final de esta prueba debido a que los demás elementos presentan valores de fuerza menores (Figura 4.13).

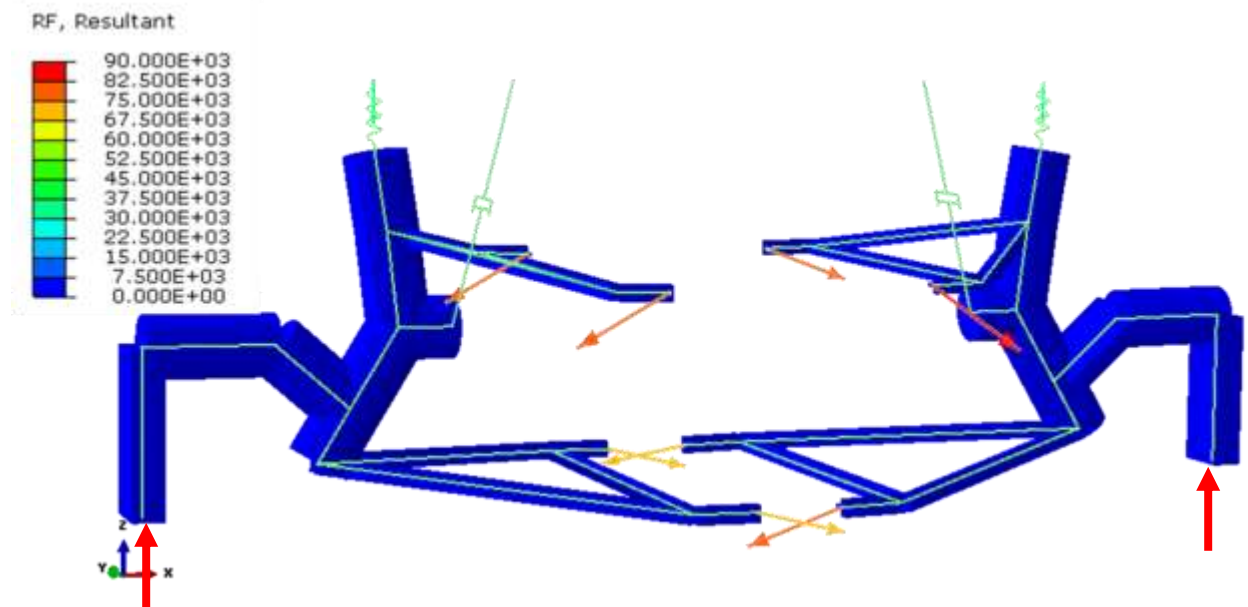


Figura 4.12. Fuerzas de reacción. Análisis condición tope de la suspensión delantera. Tiempo 1 s

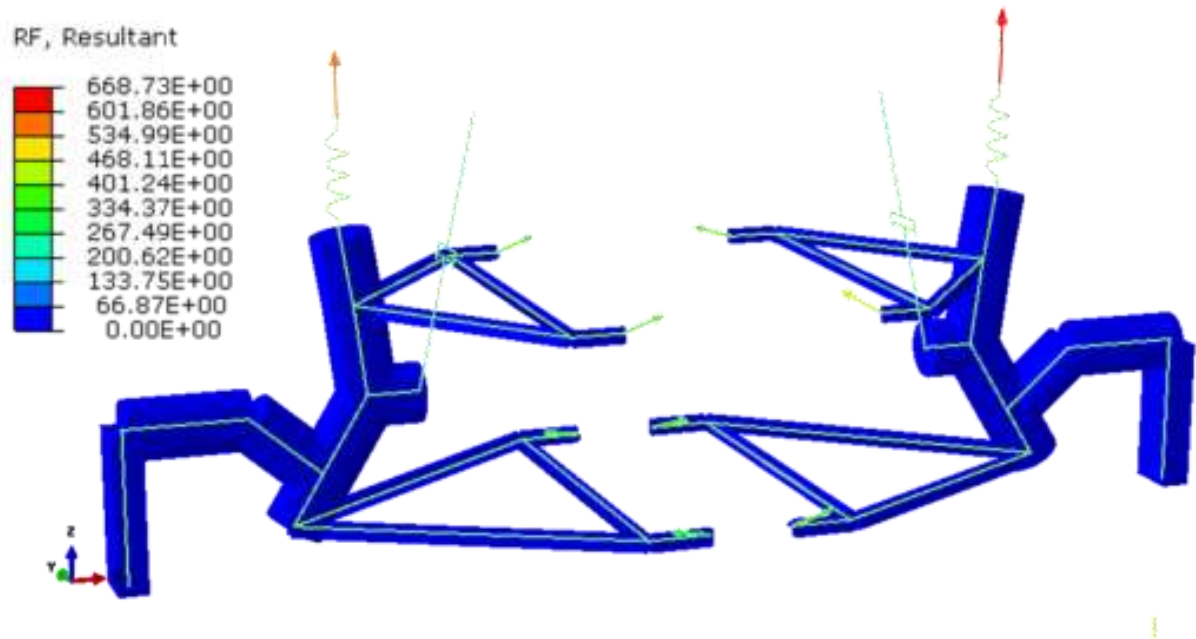


Figura 4.13. Fuerzas de reacción en el análisis condición tope de la suspensión delantera. Tiempo 2 s.

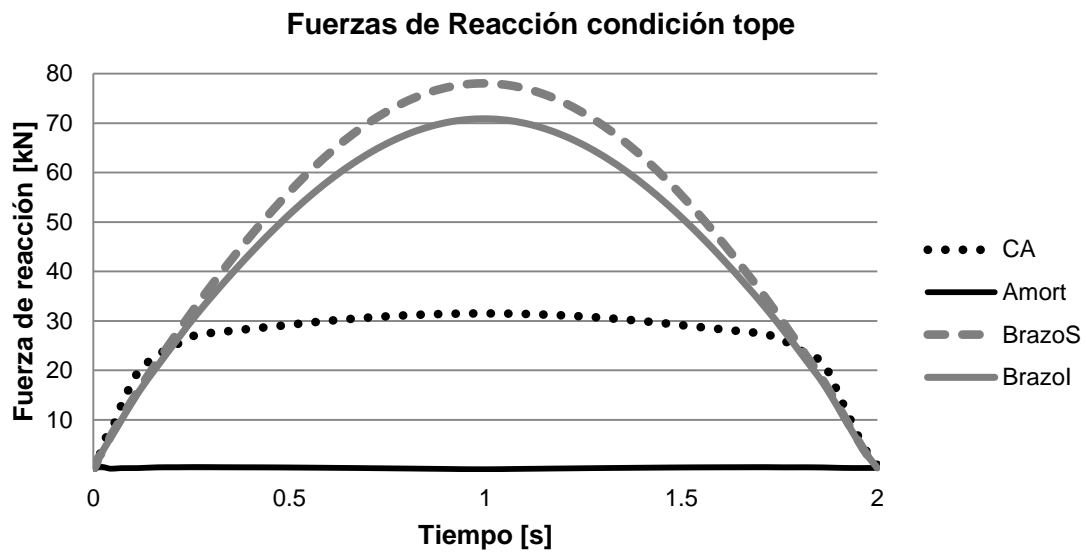


Figura 4.14. Fuerzas de reacción condición tope

La distribución de carga varía a lo largo de la simulación en la figura 4.15 se muestra al tiempo 1 s, aquí los brazos son los que reciben la carga máxima. En la figura 4.16 se observa la distribución de carga para el tiempo 2 s, donde los amortiguadores representan un porcentaje considerable con relación al primer segundo, los brazos siguen recibiendo la mayoría de la carga.

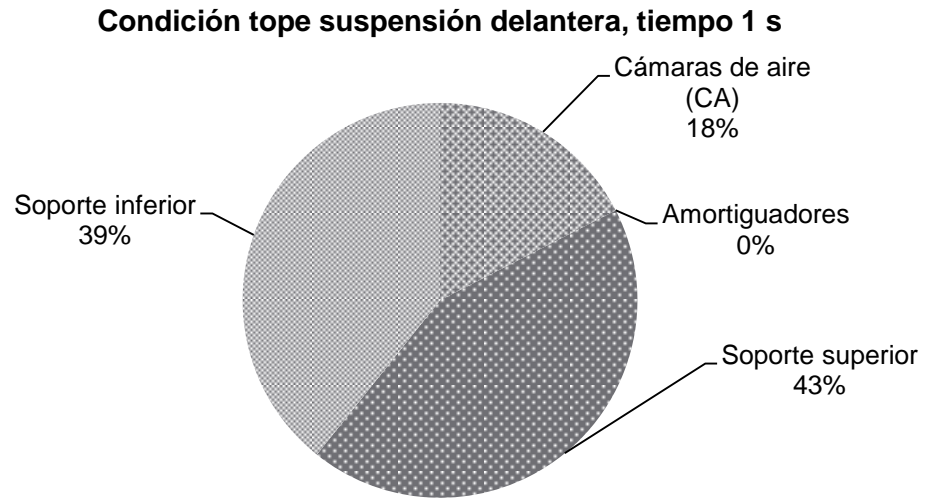


Figura 4.15. Distribución de carga en el eje delantero. Tope, tiempo 1 s

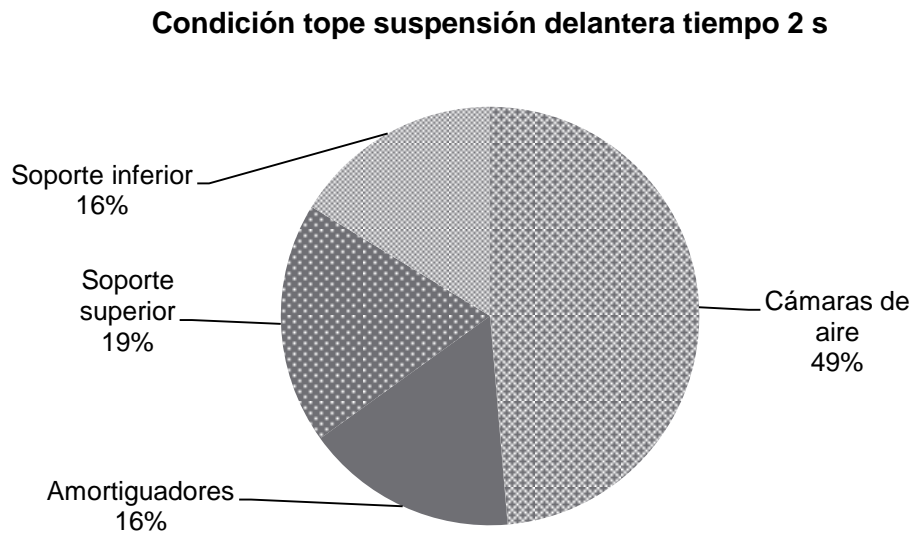


Figura 4.16. Distribución de carga en la suspensión delantera. Tope, tiempo 2 s

4.2. Suspensión motriz

4.2.1. Estático

La prueba estática consistió en aplicar el peso suspendido al modelo para los casos de pendiente horizontal, 10° y 20°. La fuerza se aplicó verticalmente en las llantas, presentándose una reacción vertical en sentido contrario en distintos elementos de sujeción, teniendo en las cámaras de aire la reacción mayor (Figura 4.17). Para este caso se aplica una fuerza 40% mayor que la carga aplicada en la suspensión delantera, sin embargo, en la suspensión motriz se tiene mayor número de amortiguadores y cámaras de aire (cuatro), es decir, más puntos de distribución, lo que resulta en menor fuerza de reacción en cada uno de estos elementos en comparación con los de la suspensión delantera.

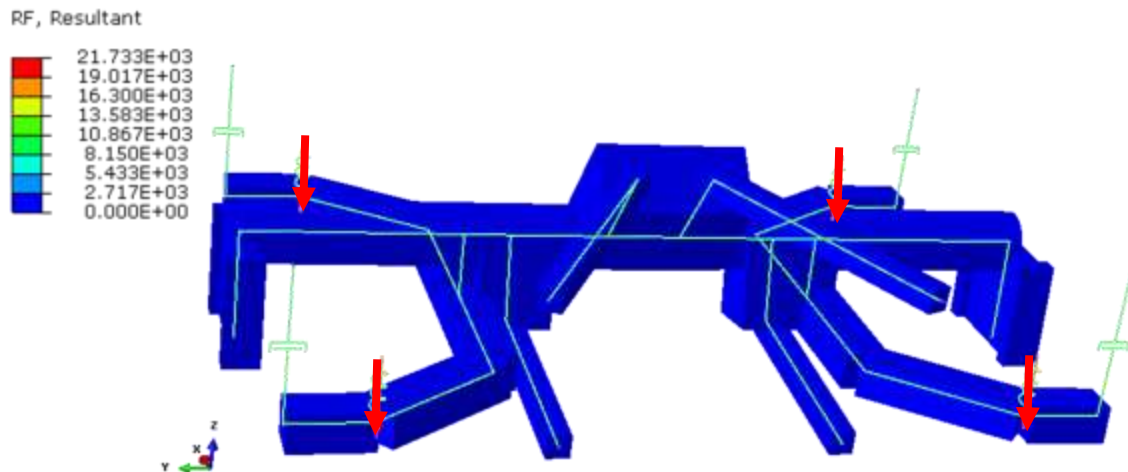


Figura 4.17. Análisis estático de la suspensión motriz

Para los tres diferentes casos se observa que las cuatro cámaras de aire reaccionan en la misma dirección y sentido contrario a la fuerza aplicada, para los tres diferentes casos de pendientes (Figura 4.18), mientras que los demás elementos no reaccionan significativamente a la carga aplicada. La distribución de carga se muestra en la Figura 4.19, donde se observa que el porcentaje de carga es mayor en las cámaras de aire comparando este resultado con el de la suspensión delantera, sin embargo, como se mencionó anteriormente, cada cámara de aire recibe menor carga que en las de la suspensión delantera. Esta distribución se repite para las siguientes condiciones de frenado y aceleración.

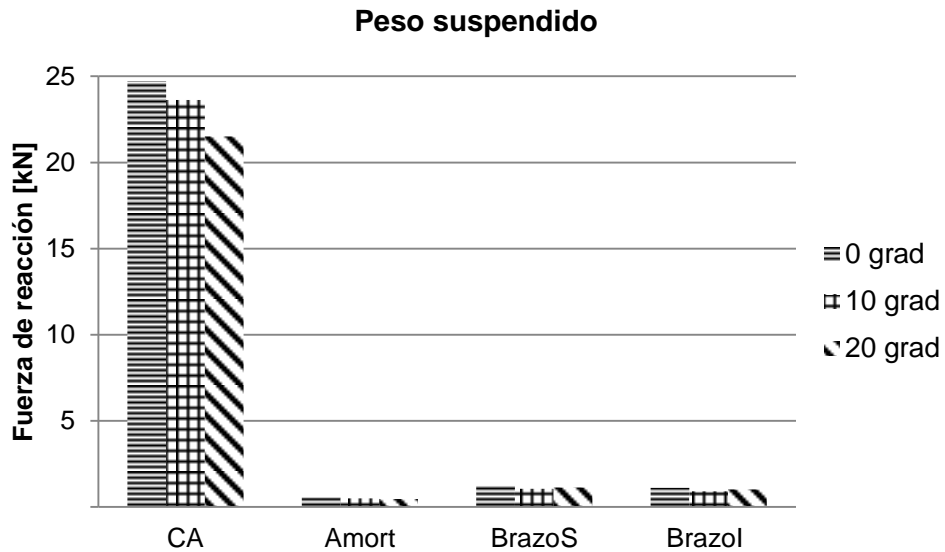


Figura 4.18. Fuerzas de reacción condición peso suspendido de la suspensión motriz

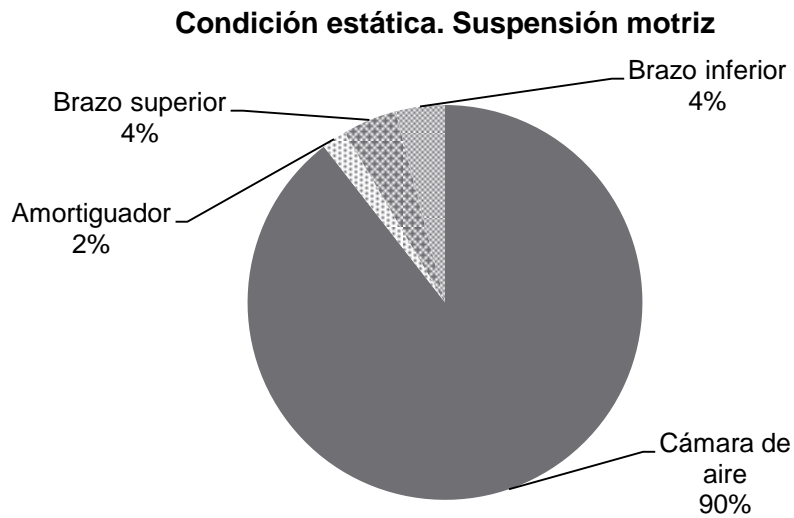


Figura 4.19. Distribución de carga en la suspensión motriz.

4.2.2. Frenado

En la prueba de frenado se aplica, de igual manera, una fuerza vertical en las llantas, teniendo reacciones en los brazos en el mismo sentido que en peso suspendido. La magnitud de las fuerzas de reacción continúa predominando en las cámaras de aire, disminuyendo 9% respecto a la condición estática (Figura 4.20).

Recordando lo dicho en el capítulo anterior, la fuerza de frenado disminuye en el eje motriz debido a la transferencia de masa, por lo que se presentaron fuerzas de menor magnitud comparadas con los resultados de peso suspendido.

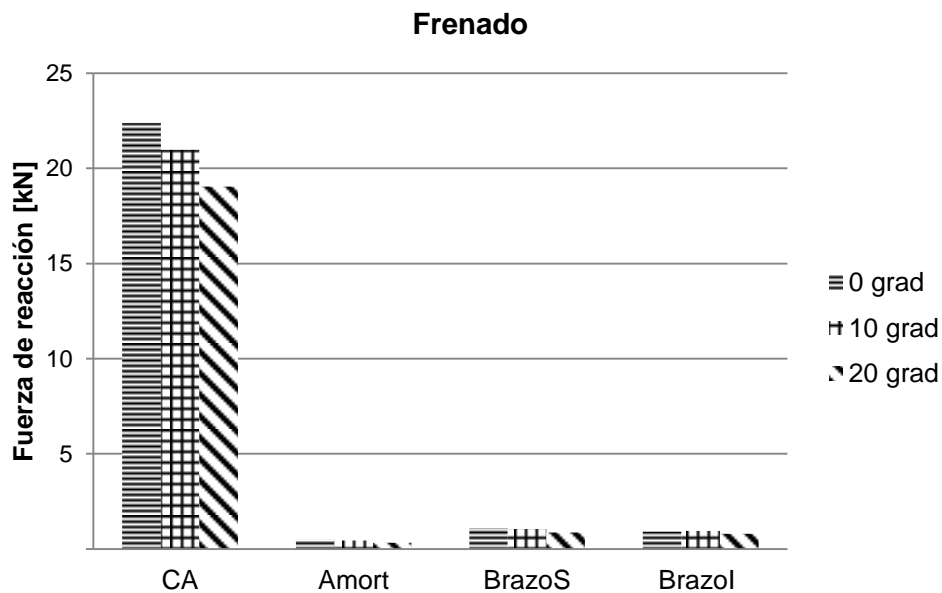


Figura 4.20. Fuerzas de reacción condición frenado de la suspensión motriz

4.2.3. Aceleración

En el caso de la aceleración, la transferencia de masa se da hacia los ejes traseros, por lo que la magnitud de las fuerzas resultantes es mayor, la reacción de las cámaras de aire aumenta 15% respecto a la condición estática. La dirección de las fuerzas de reacción es la misma que en la prueba estática (Figura 4.21) tanto en los brazos como en las cámaras de aire y amortiguadores.

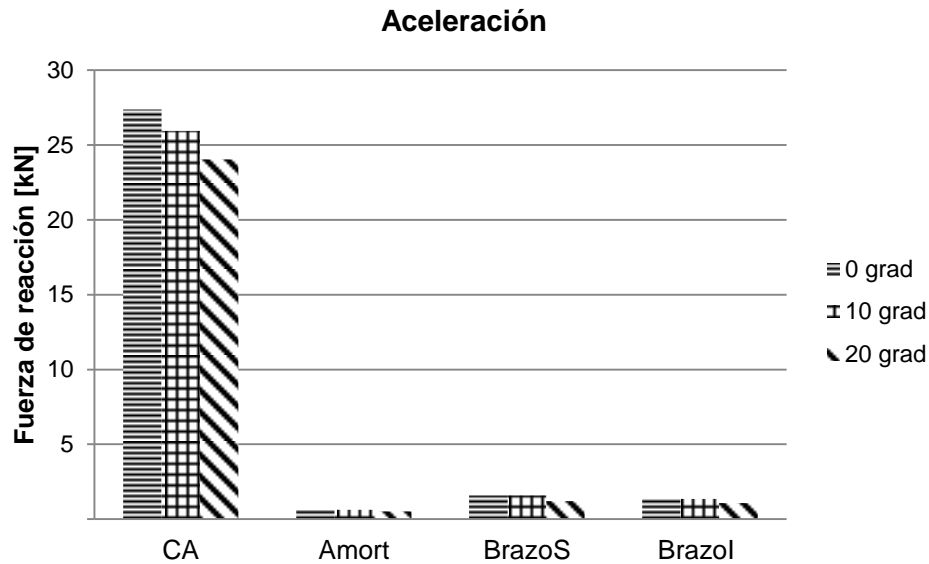


Figura 4.21. Fuerzas de reacción condición aceleración de la suspensión motriz

4.2.4. Curveo y curveo con frenado

En la figura 4.22 se observa la dirección de las fuerzas de reacción de este análisis, donde los brazos son los que reaccionan tanto a las cargas vertical y lateral.

En la gráfica de la figura 4.23 se muestran las fuerzas de reacción de cada elemento, en este caso no se presentan fuerzas simétricas como en las pruebas anteriores, por lo que se presentan los elementos del lado izquierdo y derecho de la suspensión, teniendo que la fuerza de reacción en el brazo superior izquierdo supera a las del resto de los elementos. Es importante recalcar que los brazos presentaron las fuerzas de reacción más significativas, ya que éstos limitan los grados de libertad de la suspensión.

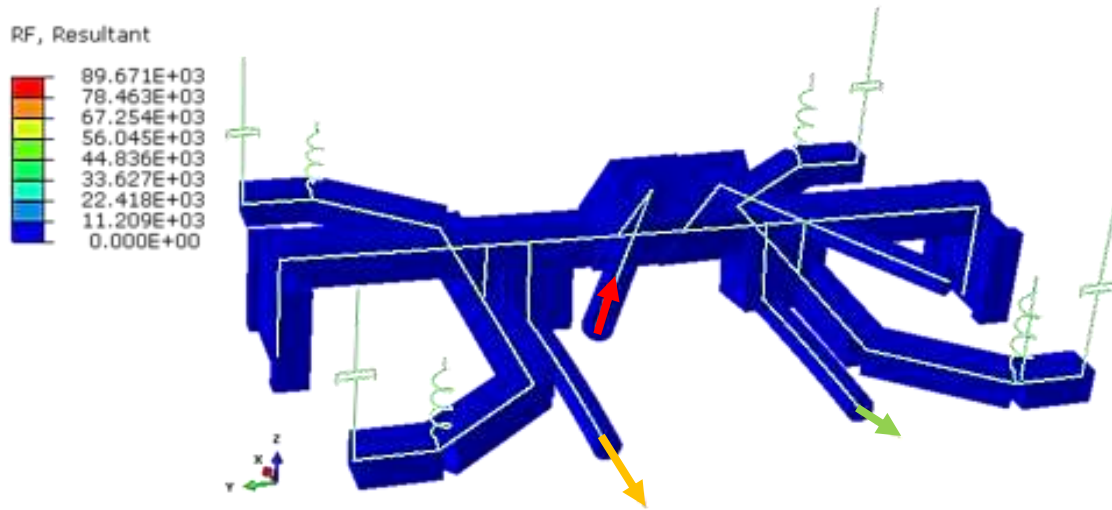


Figura 4.22. Análisis condición curvoo de la suspensión motriz

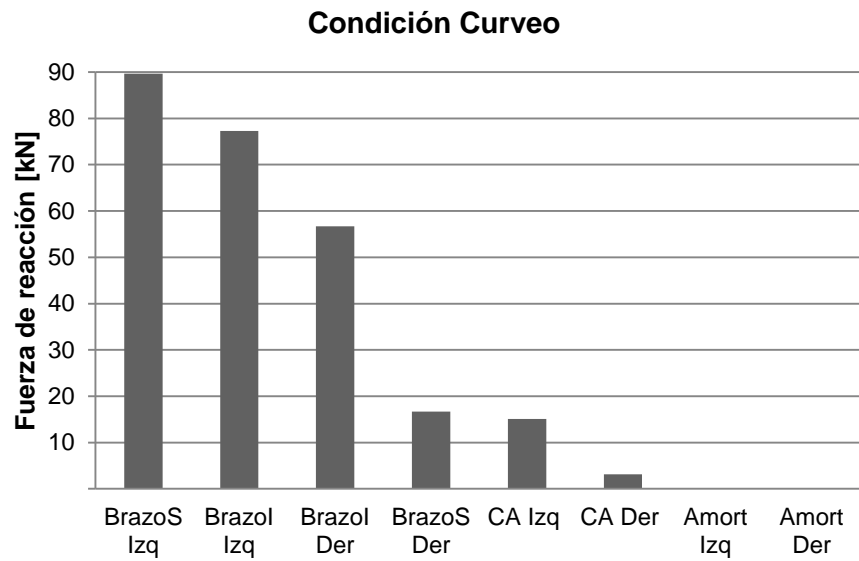


Figura 4.23. Fuerzas de reacción condición curvoo de la suspensión motriz

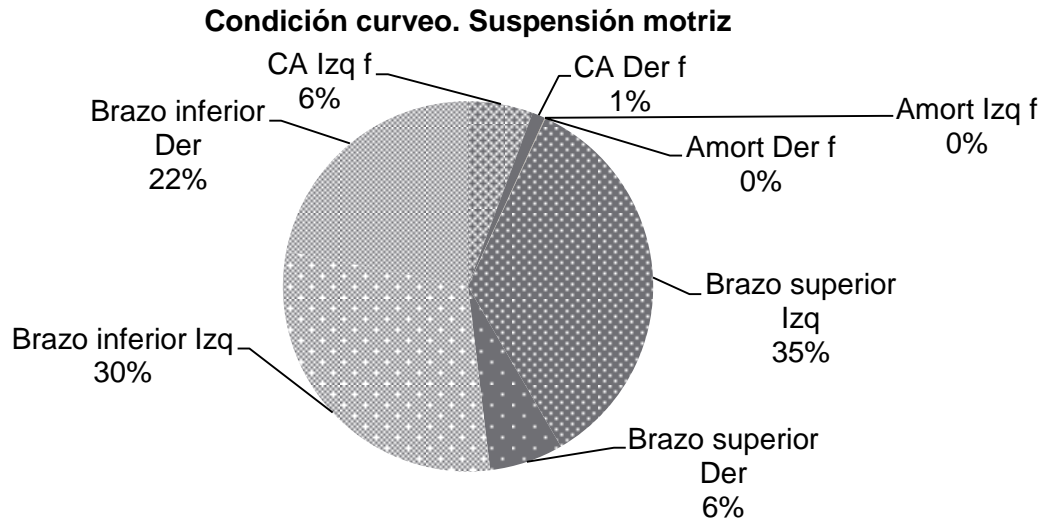


Figura 4.24. Distribución de fuerzas en la suspensión motriz

En cuanto esfuerzos, se tiene que en los brazos se presenta el mayor nivel (Figura 4.25).

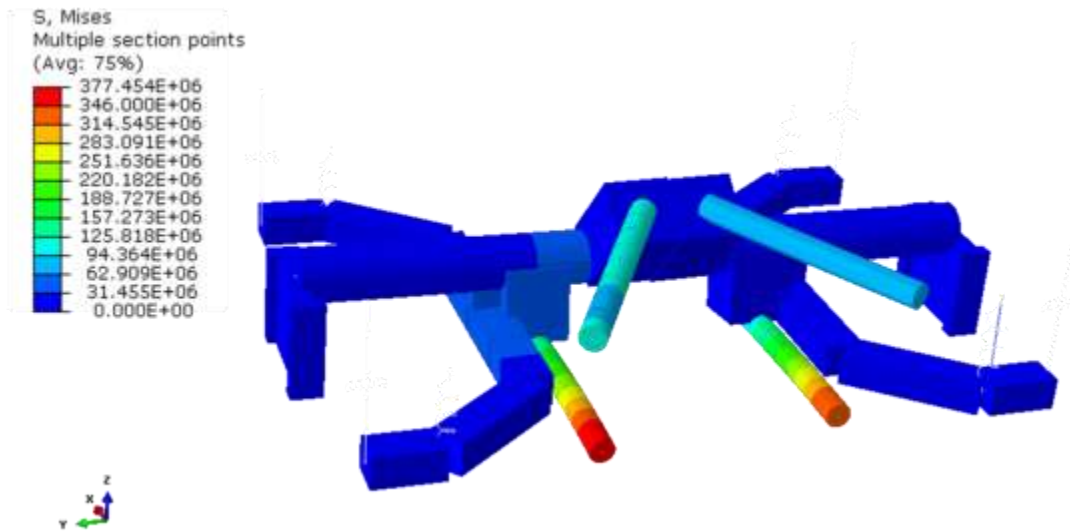


Figura 4.25. Esfuerzos en la condición de curvo de la suspensión motriz

En la figura 4.26, se presentan las fuerzas de reacción en la condición de curvo más frenado, resultando un pequeño aumento con respecto a la prueba de sólo curvo.

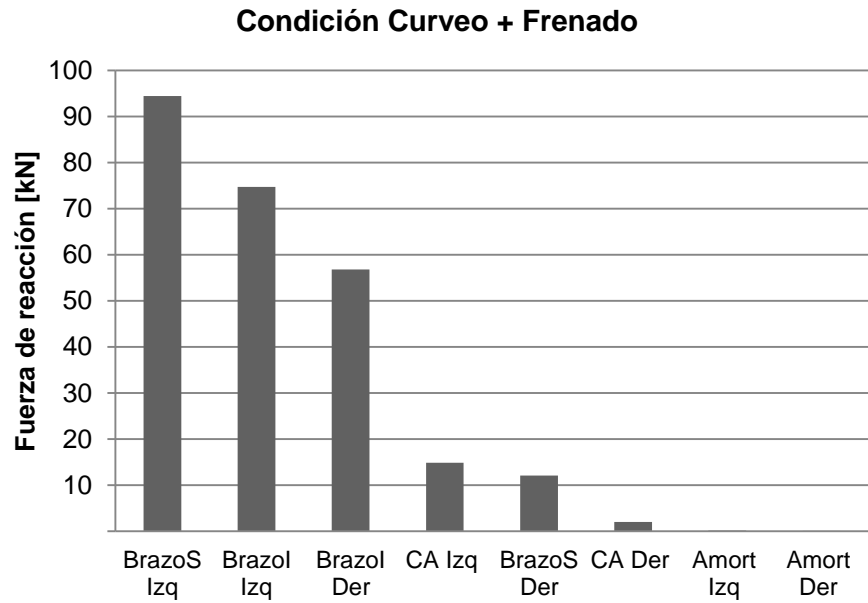


Figura 4.26. Fuerzas de reacción condición curveo+frenado de la suspensión motriz

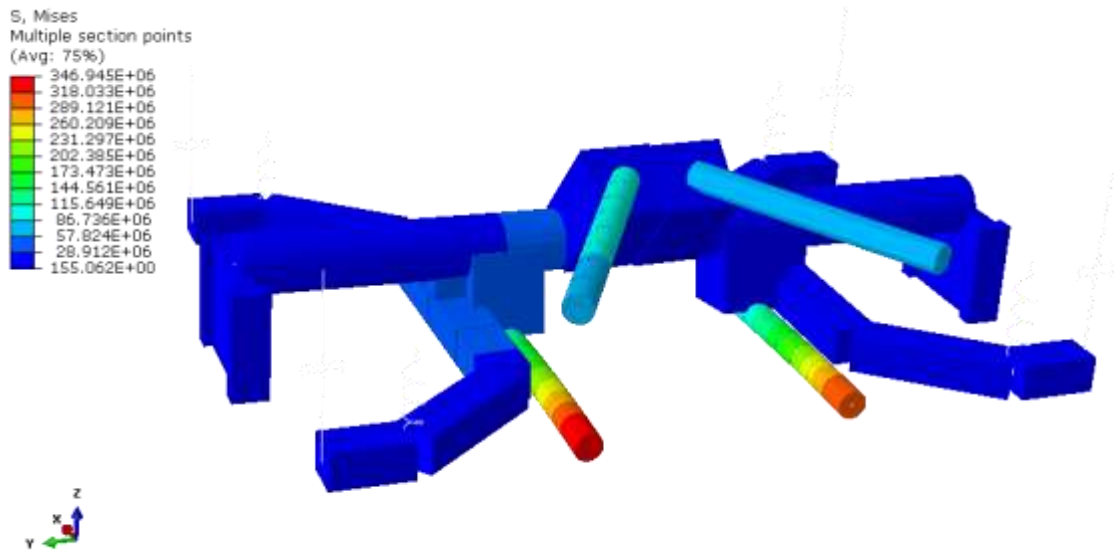


Figura 4.27. Nivel de esfuerzos suspensión motriz curva + frenado.

4.2.5. Condiciones de manejo

En la figura 4.28 se observan las fuerzas de reacción durante el segundo 1 de la simulación, en donde se tiene la compresión máxima y los brazos actúan. Al final de la simulación, segundo 2, termina la simulación y se libera la sollicitación, es aquí donde los amortiguadores, a pesar de tener cargas inferiores a las del punto de máxima compresión, ejercen una reacción mayor en comparación con la de los demás elementos.

Esta prueba consistió en someter la suspensión a un desplazamiento vertical, como en la suspensión delantera, simulando un tope. El desplazamiento es similar a una función senoidal, obteniendo como resultado reacciones en los brazos en forma de la misma función aplicada (Figura 4.29). En la cámara de aire tenemos un comportamiento diferente, la fuerza de dicho elemento llega a un valor límite y se mantiene hasta casi el final de la prueba. Este comportamiento se debe a que el resorte, como se menciona en el apartado 3.3.1, se encuentra en su rango de trabajo.

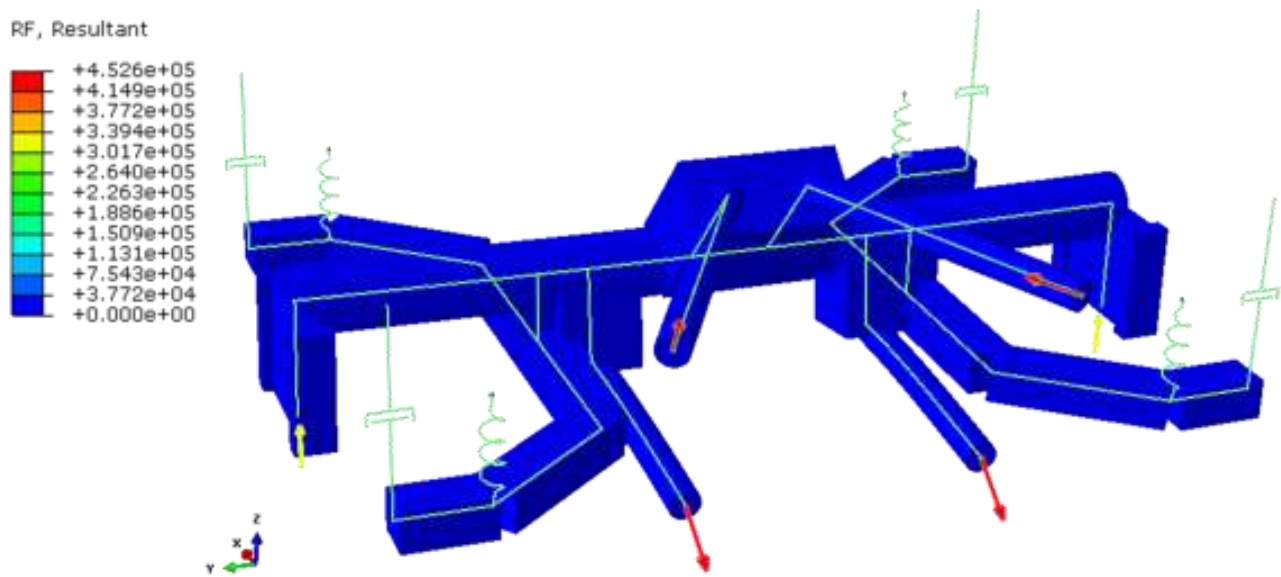


Figura 4.28. Análisis condición tope de la suspensión motriz. Tiempo 1 s

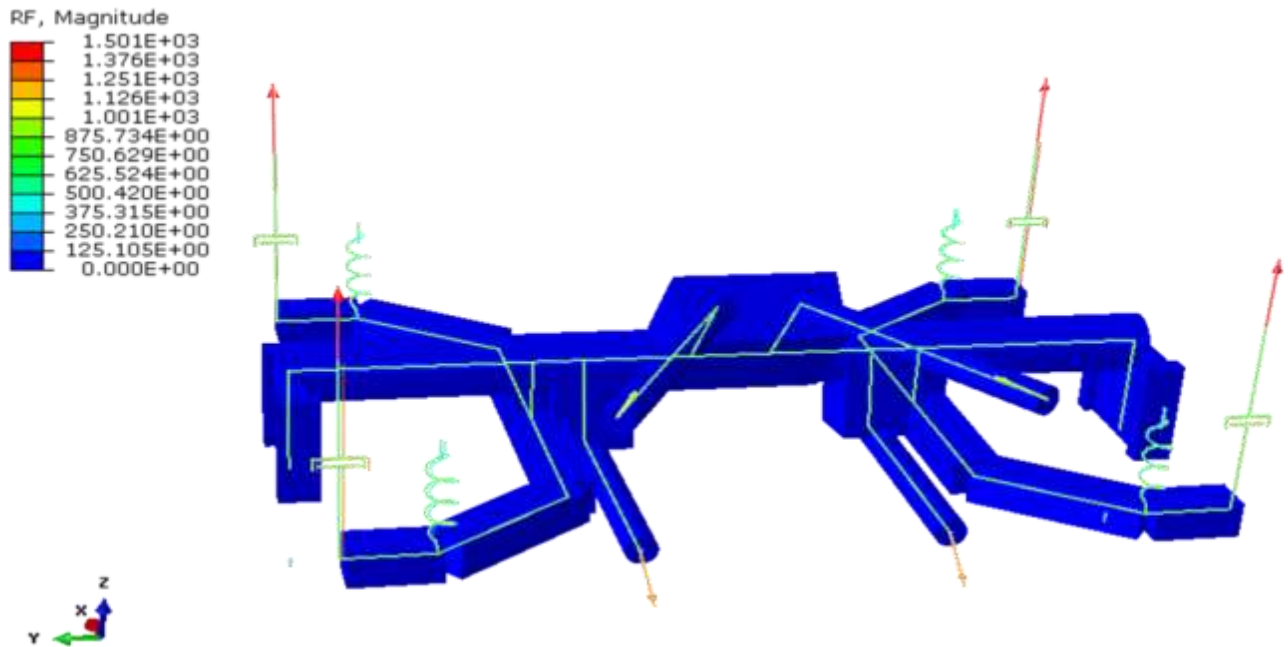


Figura 4.29. Análisis condición tope de la suspensión motriz. Tiempo 2 s

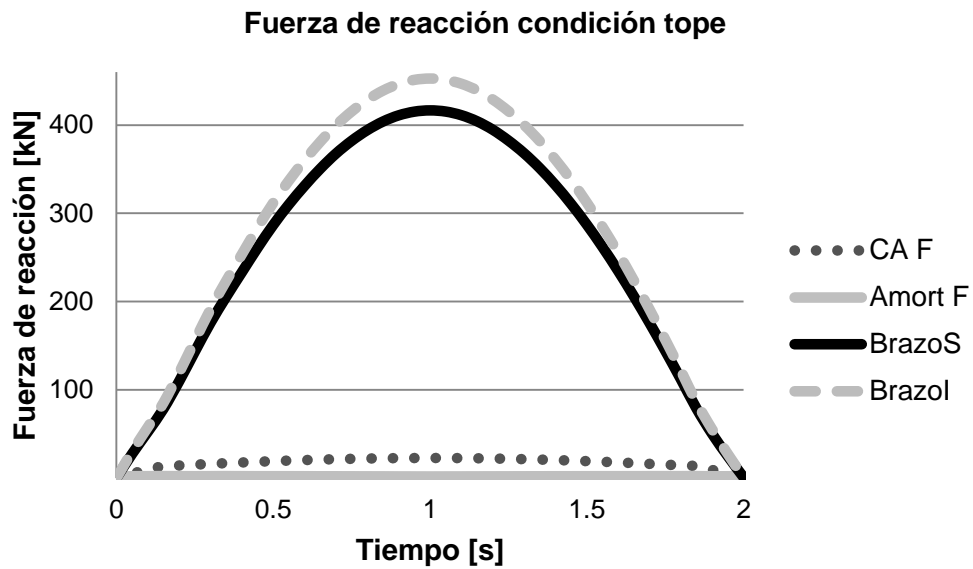


Figura 4.30. Fuerzas de reacción en la suspensión motriz para la condición tope

La distribución de carga varía a lo largo de la simulación en la figura 4.31 se muestra al tiempo 1 s, aquí los brazos son los que reciben la carga máxima. En la figura 4.32 se observa la distribución de carga para el tiempo 2 s, donde los amortiguadores representan un porcentaje considerable con relación al primer segundo, los brazos siguen recibiendo la mayoría de la carga.

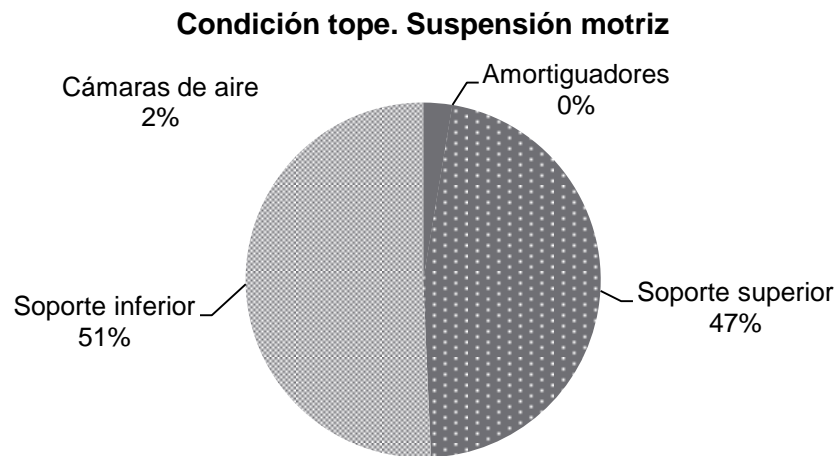


Figura 4.31. Distribución de carga en la suspensión motriz. Tope, tiempo 1 s

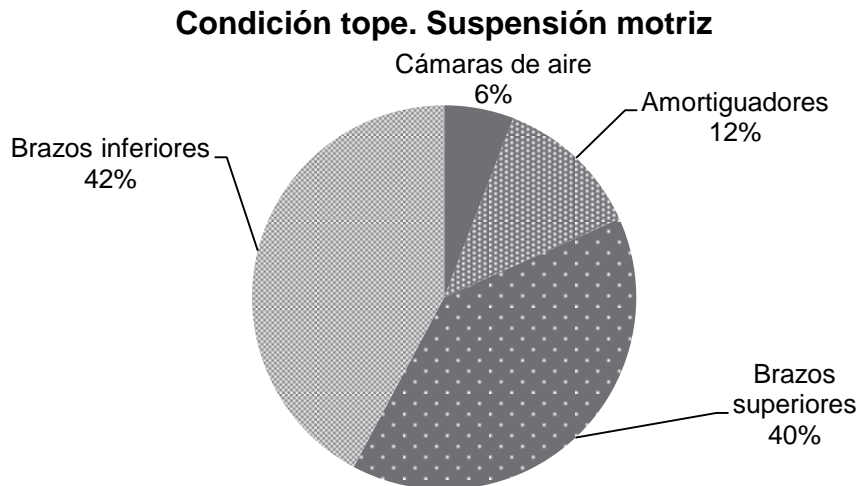


Figura 4.32. Distribución de carga en la suspensión motriz. Tope, tiempo 2 s

4.3. Suspensión auxiliar

4.3.1. Estático

La prueba estática consistió en aplicar el peso suspendido al modelo para los casos de pendiente horizontal, 10° y 20°. La fuerza se aplicó verticalmente en las llantas, teniendo una reacción vertical en sentido contrario en los distintos elementos de sujeción, teniendo en las cámaras de aire la reacción más elevada (Figura 4.33).

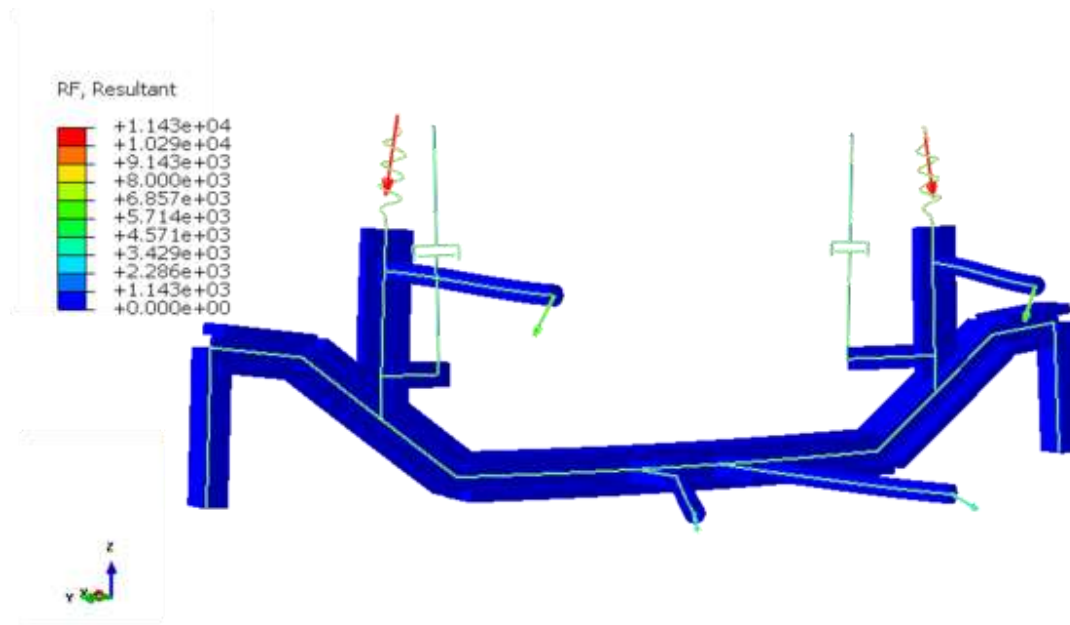


Figura 4.33. Análisis estático de la suspensión auxiliar

Para los tres diferentes análisis se observa que las cámaras de aire reaccionan en la misma dirección y sentido contrario a la fuerza aplicada (Figura 4.34), mientras que los demás elementos no reaccionan significativamente a la carga aplicada. La función principal de la suspensión auxiliar es dar apoyo a la suspensión motriz, requerido para el peso extra que resulta de aumentar la longitud del autobús, por lo tanto se observa que las fuerzas de reacción son de menor magnitud comparándolas con las de las dos suspensiones analizadas anteriormente.

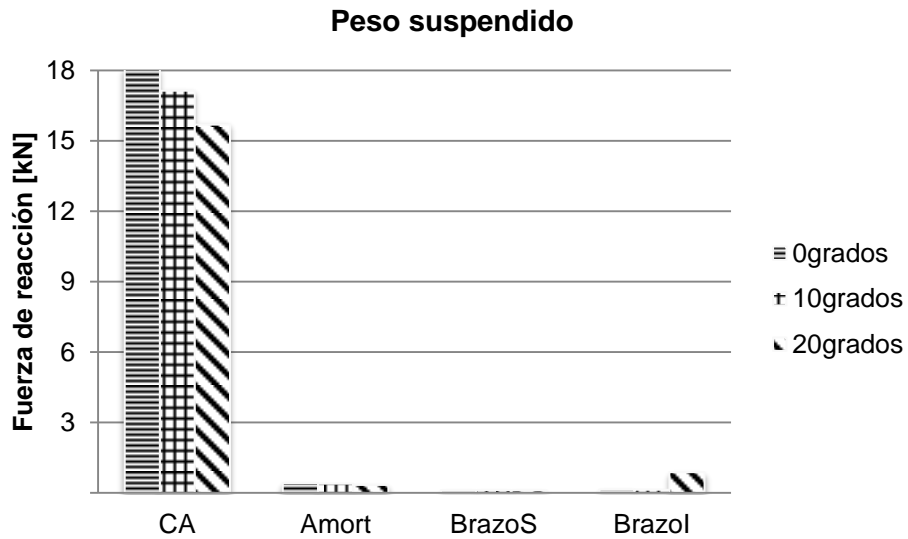


Figura 4.34. Fuerzas de reacción en la suspensión auxiliar en peso suspendido

Al igual que en la suspensión motriz, el mayor porcentaje de carga recae en las cámaras de aire (Figura 4.35). Esta misma distribución se repite en las condiciones de frenado y aceleración.

Condición estática. Suspensión auxiliar

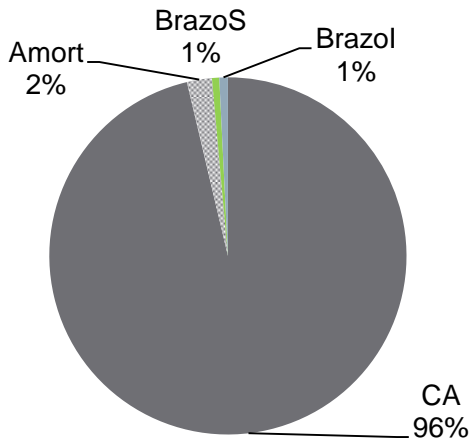


Figura 4.35. Distribución de carga en la suspensión auxiliar

4.3.2. Frenado

En la prueba de frenado se aplica, de igual manera, una fuerza vertical en las llantas. La magnitud de las fuerzas de reacción continúa predominando en las cámaras de aire, disminuyendo 10% respecto a la condición estática (Figura 4.36).

De igual forma que en la suspensión motriz, la fuerza de frenado disminuye en el eje auxiliar debido a la transferencia de masa, por lo que se presentaron fuerzas de menor magnitud comparadas con los resultados de peso suspendido.

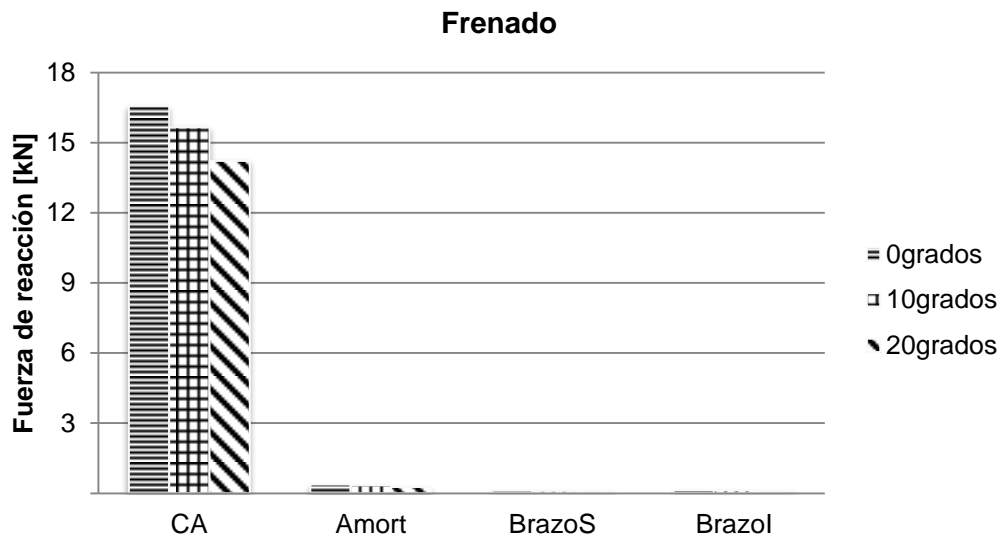


Figura 4.36. Fuerzas de reacción en la suspensión auxiliar condición frenado

4.3.3. Aceleración

En el caso de la aceleración, la transferencia de masa se da hacia los ejes traseros, por lo que la magnitud de las fuerzas resultantes es mayor, la reacción de las cámaras de aire aumenta cerca de 5% respecto a la condición estática (Figura 4.37). De igual manera la dirección de las fuerzas resultantes es la misma que en la prueba estática, tanto en los brazos como en las cámaras de aire y amortiguadores.

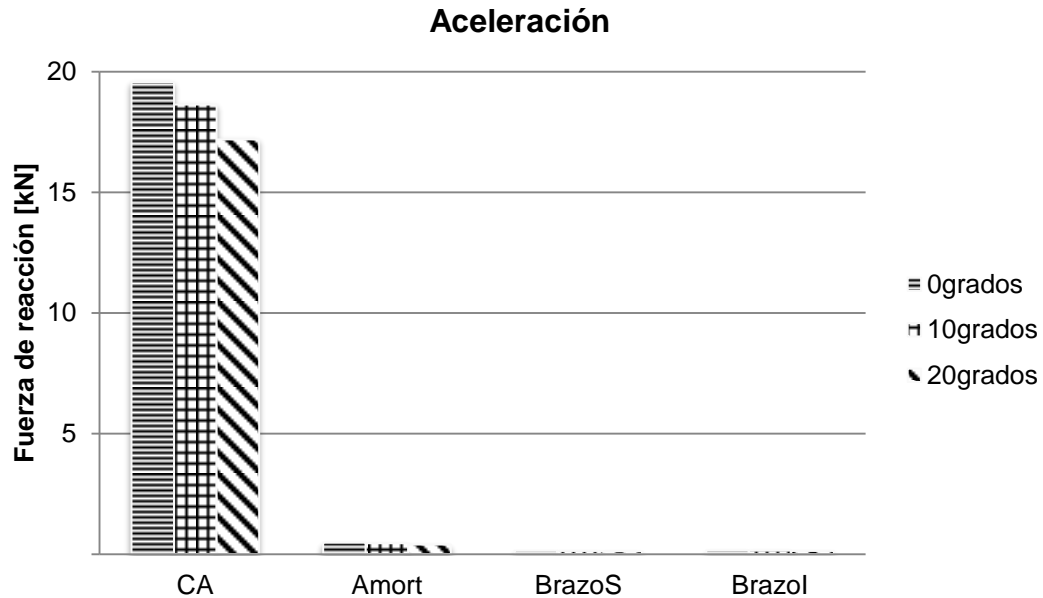


Figura 4.37. Fuerzas de reacción en la suspensión auxiliar condición aceleración

4.3.4. Curveo y curveo con frenado

En la figura 4.38 se observa la dirección de las fuerzas de reacción de este análisis, donde los brazos inferiores son los que reaccionan tanto a las cargas vertical y lateral.

En la gráfica de la figura 4.39 se muestran las fuerzas de reacción de cada elemento, teniendo que la fuerza de reacción en el brazo inferior derecho supera a las del resto de los elementos. Es importante recalcar que los brazos presentaron las fuerzas de reacción más significativas con respecto a las reacciones de los demás elementos.

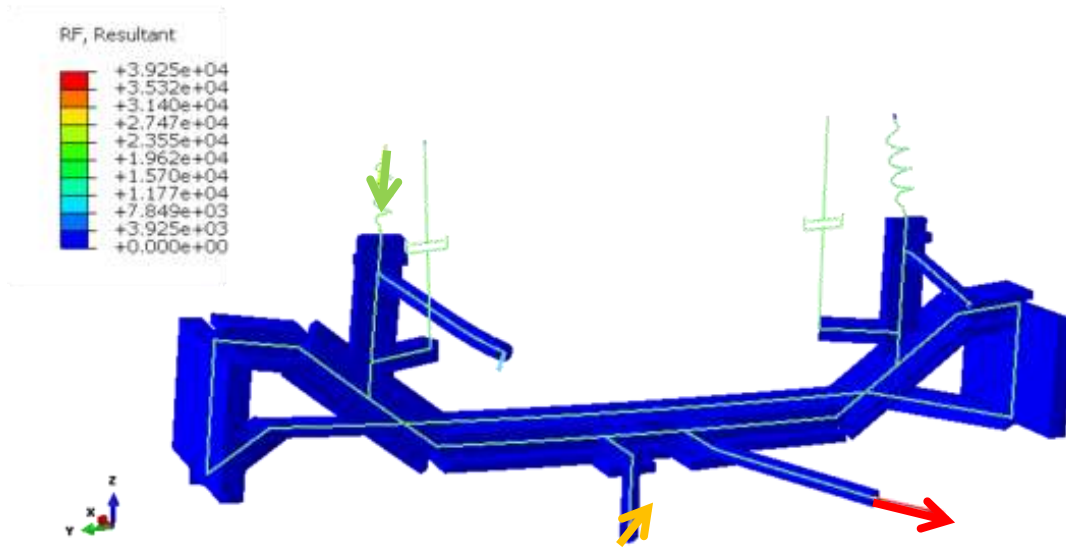


Figura 4.38. Análisis de la suspensión auxiliar en la condición de curveo

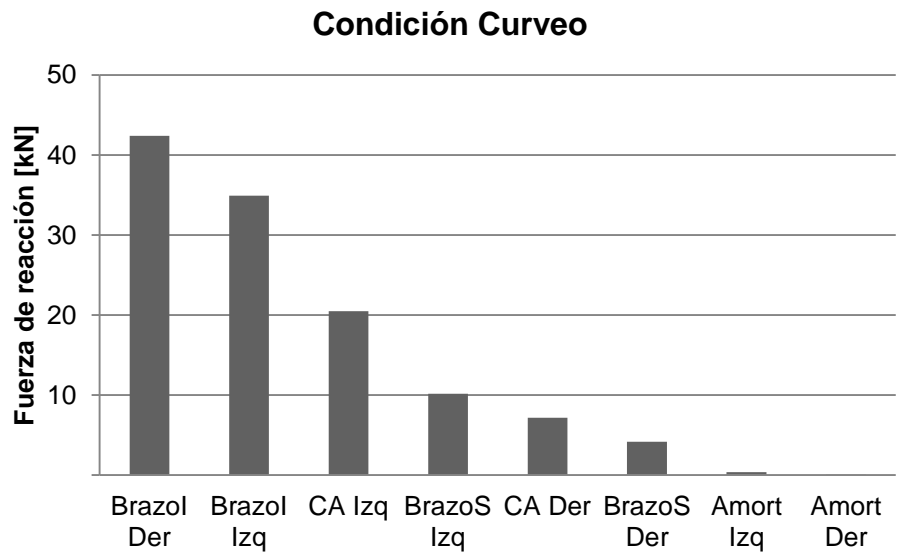


Figura 4.39. Fuerzas de reacción en la suspensión auxiliar en condición curveo

La mayoría de la carga se transmite hacia ambos brazos inferiores (Figura 4.40), mientras que la cámara de aire izquierda recibe más carga que la derecha, esto por ser la curva hacia la izquierda. Esta distribución se repite para curveo y frenado.

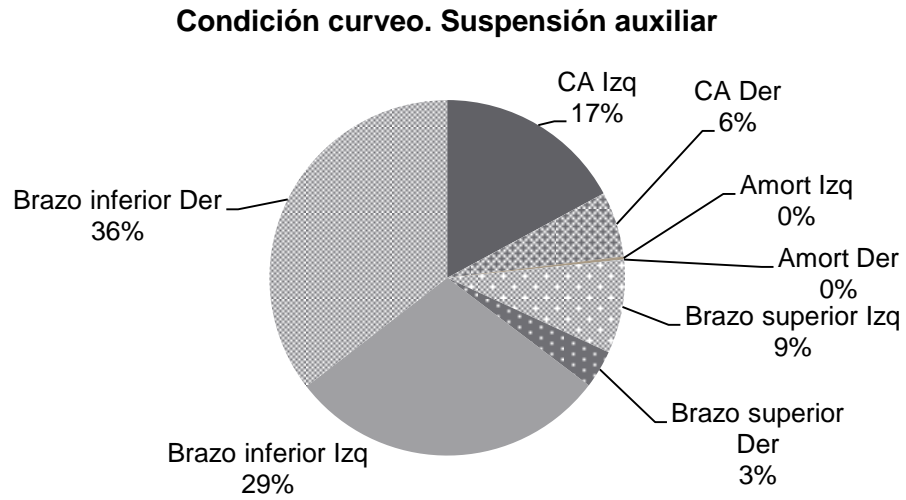


Figura 4.40. Distribución de carga en la suspensión auxiliar. Curvuo

El esfuerzo máximo se localiza en los puntos de unión de los brazos inferiores y esfuerzos significativos en el eje (Figura 4.41)

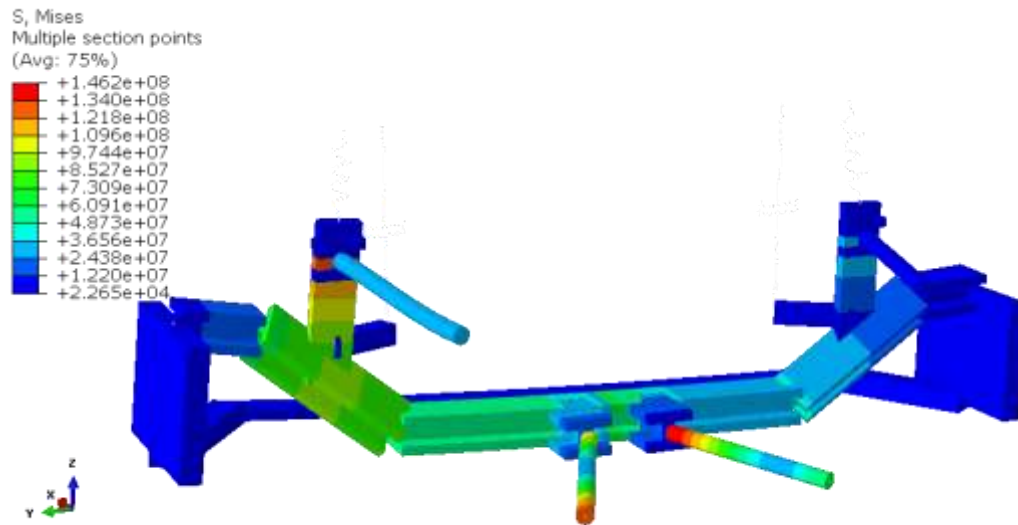


Figura 4.41. Esfuerzos en la condición de curvuo para la suspensión auxiliar

En la figura 4.42, se presentan las fuerzas de reacción en la condición de curvado más frenado, resultando un pequeño aumento con respecto a la prueba de sólo curvado en el brazo inferior derecho.

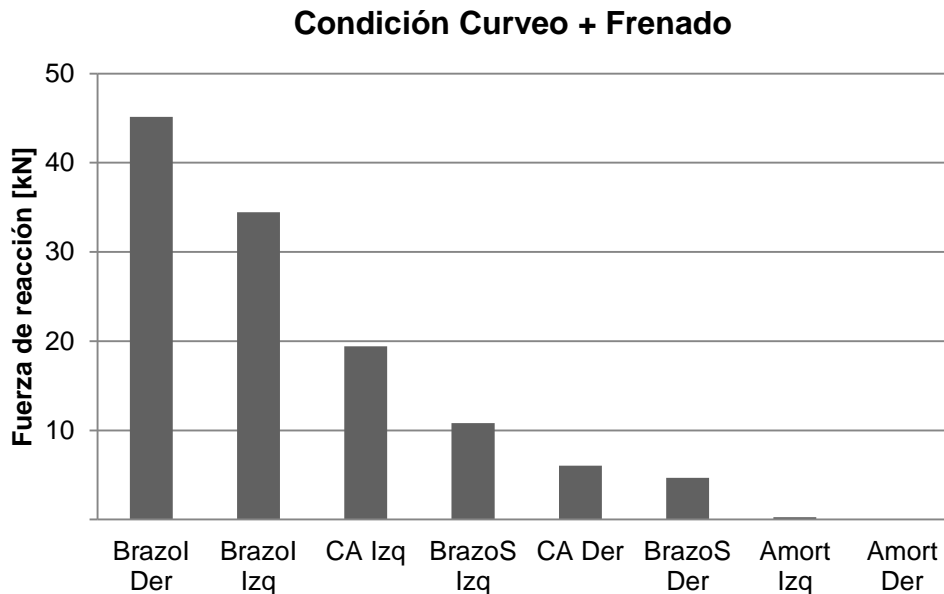


Figura 4.42. Fuerzas de reacción en la suspensión auxiliar en condición curvado + frenado

4.3.5. Condiciones de manejo

Esta prueba consistió en someter la suspensión a un desplazamiento vertical (Figura 4.43), simulando un tope. Obteniendo en los brazos las fuerzas de reacción máximas (Figura 4.44). En comparación con la condición tope de la suspensión motriz, las reacciones en la suspensión auxiliar son menores, resultando los brazos superiores y las cámaras de aire los soportes principales. Al liberarse de la compresión los amortiguadores reaccionan al final de la simulación (Figura 4.45).

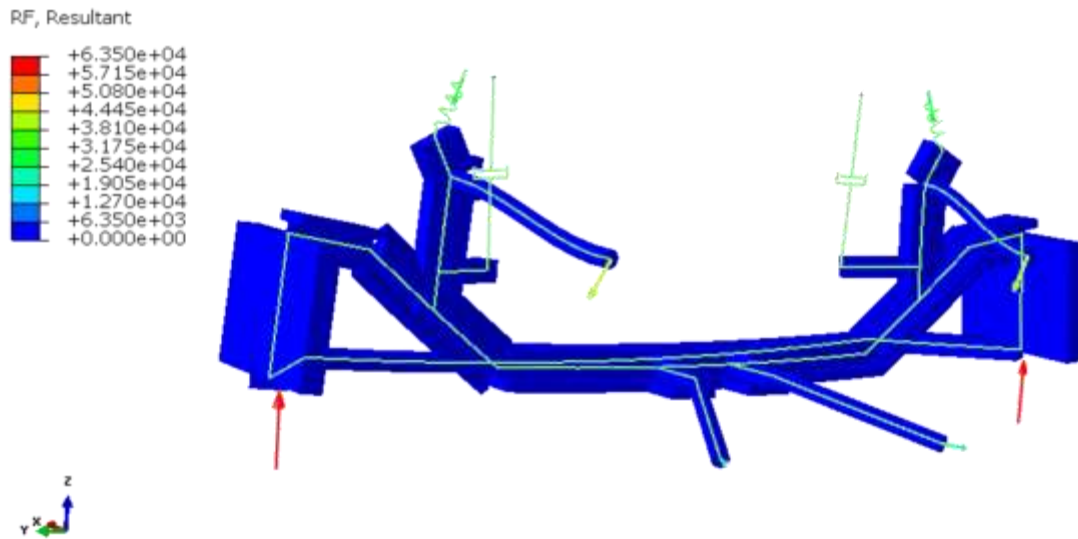


Figura 4.43. Análisis de la suspensión auxiliar durante condición tope. Tiempo 1 s

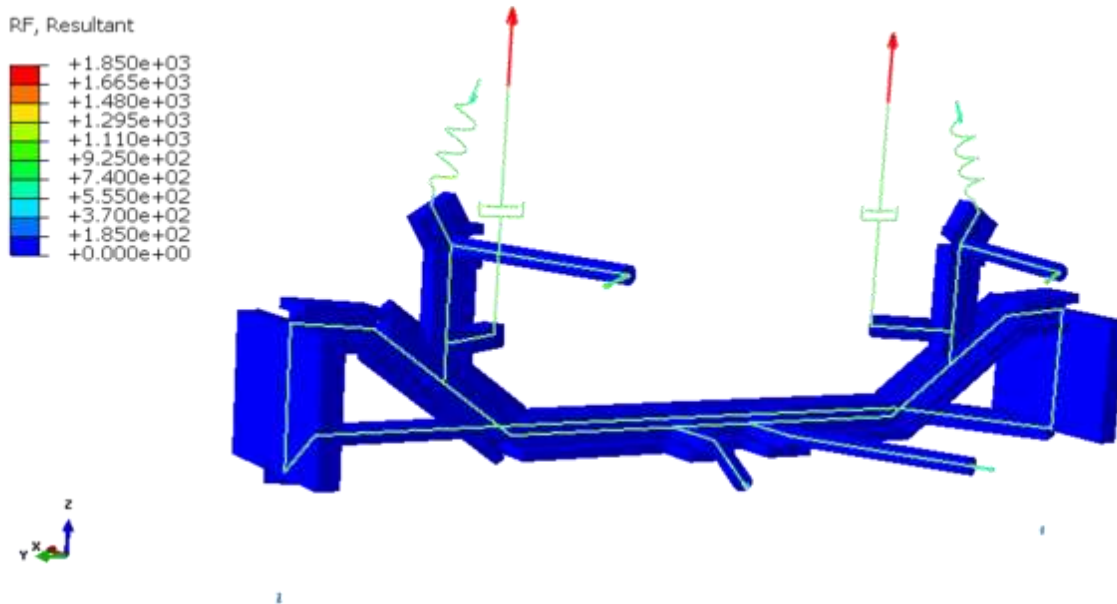


Figura 4.44. Análisis de la suspensión auxiliar durante condición tope. Tiempo 2 s

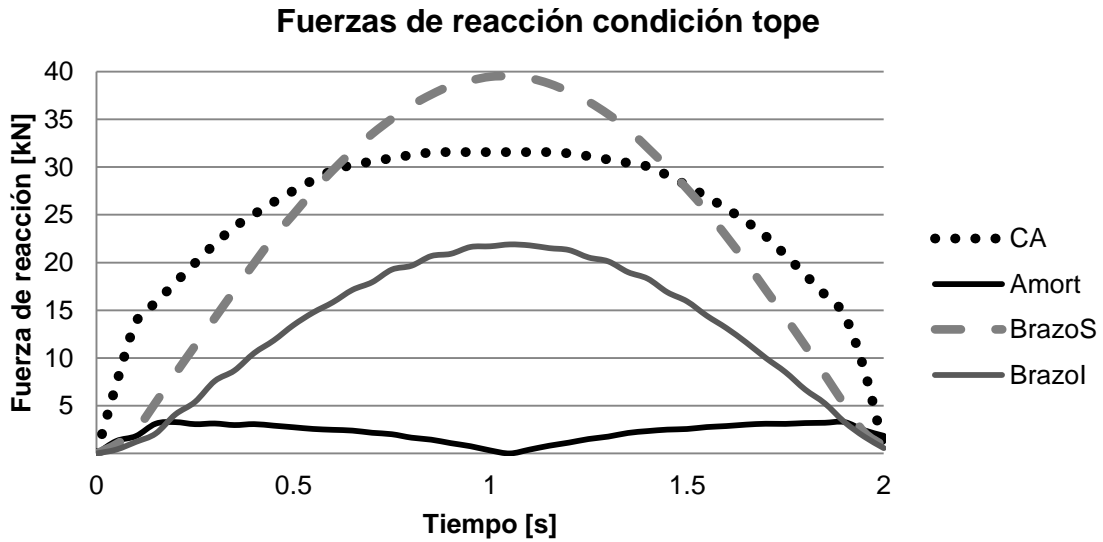


Figura 4.45. Fuerzas de reacción en la suspensión auxiliar condición tope

La distribución de carga varía a lo largo de la simulación. En la figura 4.46 se muestra al tiempo 1 s, aquí los brazos superiores y la cámara de aire son los que reciben la carga máxima. En la figura 4.47 se observa la distribución de carga para el tiempo 2 s, donde los amortiguadores representan un porcentaje considerable con relación al primer segundo, los brazos siguen recibiendo la mayoría de la carga. Es importante señalar que la carga es mucho menor en este punto al liberar la suspensión de la sollicitación.

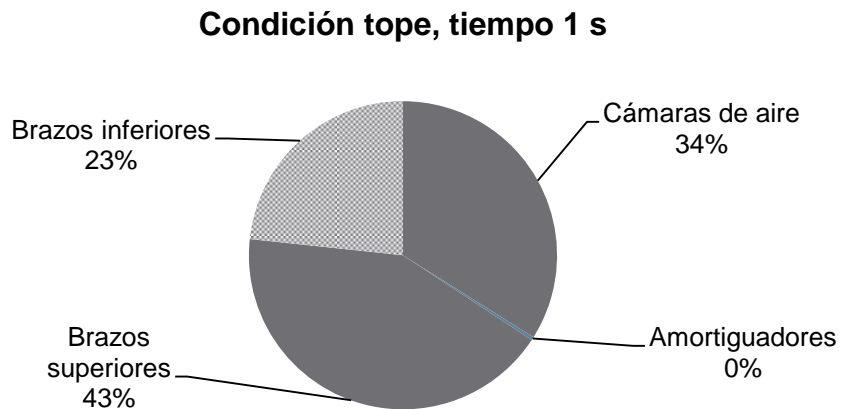


Figura 4.46. Distribución de carga en la suspensión auxiliar. Tope, tiempo 1 s

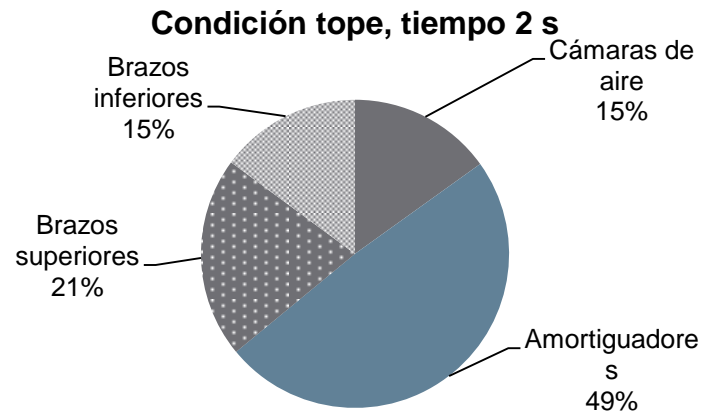


Figura 4.47. Distribución de carga en la suspensión auxiliar. Tope, tiempo 2s

5. Trabajo a futuro

Como un complemento a este trabajo de tesis se propone la elaboración de un análisis con las tres suspensiones unidas a un centro de masa (Figura 5.1). En este centro de masa se aplicarán el peso y las fuerzas laterales, para las distintas condiciones de análisis y estará unido a los brazos, amortiguadores y cámaras de aire mediante conectores de tipo *beam*. Las llantas se encontrarán empotradas. Con este modelo se podrá hacer un análisis dinámico del autobús completo y evaluar su comportamiento.

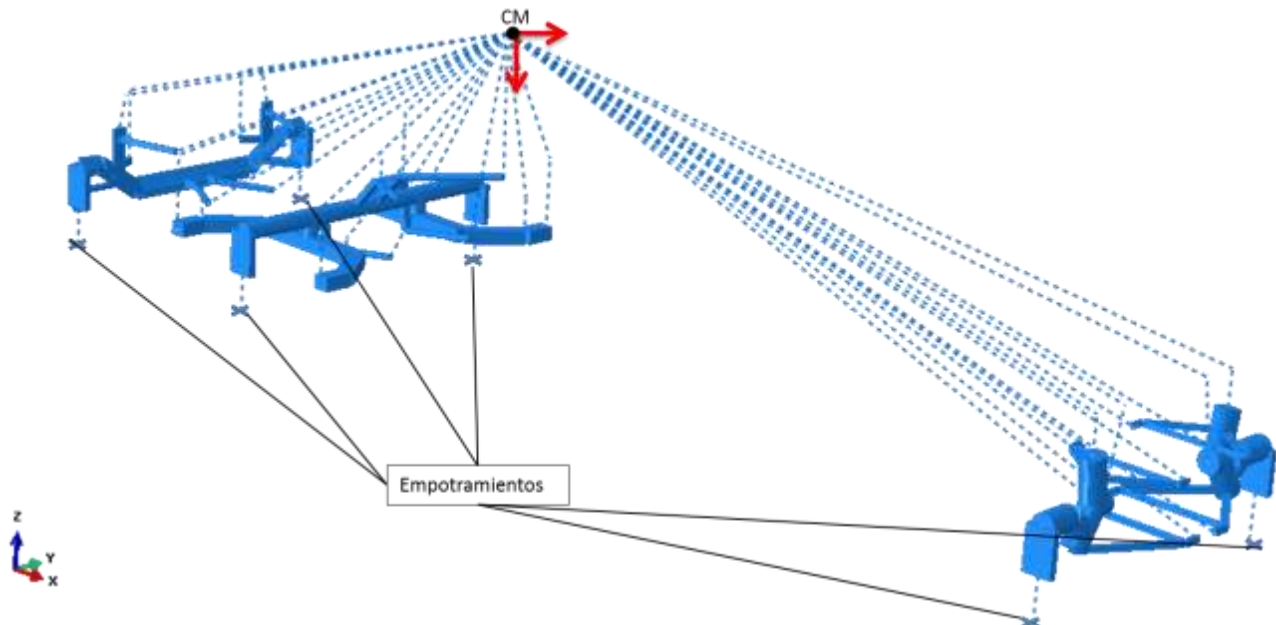


Figura 5.1. Ensamblaje en Abaqus® del sistema de suspensión completo del autobús.

mismas condiciones en la suspensión motriz las cámaras de aire reciben el 90% de la carga, sin embargo esta carga se reparte entre cuatro cámaras de aire, mientras que en la suspensión auxiliar se tiene en las cámaras de aire 96% de la carga, en este caso en el eje auxiliar se transmite sólo el 20% de la carga total del autobús. Por lo tanto las cámaras de aire de la suspensión delantera son las que reciben carga crítica de hasta 80 [kN].

En las condiciones de curvado, curvado con frenado y tope, los brazos son los que soportan la mayoría de la carga en las tres suspensiones analizadas, ya que éstos son los encargados de soportar cargas laterales, así como momentos. Siendo los brazos de la suspensión motriz los elementos críticos ya que presentan fuerzas de hasta 400 [kN].

Bibliografía

- ANSYS, 2009. *Multibody analysis guide*, Canonsburg, PA: ANSYS, Inc..
- BASF, 2005. *BASF Automotive Solutions*. [Online]
http://www.automobil.basf.com/p02/Automotive/en_GB/portal/show-content/powertrain/chassis/content/Our_solutions/Powertrain_and_Chassis/Suspension_and_damping/Suspension_and_damping
[30 enero 2012].
- Betzler, J. W., Stoll, H. & Reimpell, J., 2001. *The Automotive Chassis: Engineering principles*. Second ed. Oxford: Butterworth Heinemann.
- Choi, G. S. & Min, H. K., 2005. *Vehicle Dynamic Simulation Using a non-linear Finite Element Simulation Program (LS-DYNA)*, s.l.: Kia Motors Technical Center.
- Clark, S. K., 1971. *Mechanics of pneumatic tires*, Washington: Wiley.
- Coach, A., 2003-2012. *American Coach Lines*. [Online]
<http://www.americancoachlines.com/>
[Noviembre 2011].
- Crolla, D. A., 2009. *Automotive Engineering*. s.l.:ELSEVIER.
- Dassault Systèmes, A. B., 2011. *Full Vehicle Durability Using Abaqus/Standard to Abaqus/Explicit*, s.l.: s.n.
- Dassault Systèmes, U. M., 2007. *Abaqus® Keywords reference Manual version 6.7*, s.l.: s.n.
- Genta, G., 2009. *The Automotive Chassis. Volume I: Components Design*. s.l.:Springer.
- Gillespie, T. D., n.d. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers.
- Hellman, A., 2008. *Simulation of a complete vehicle dynamics using FE code Abaqus®*, s.l.: s.n.
- Knowling, M., 2003. *Impreza WRX Handling - Part One*. [Online]
http://autospeed.com/cms/title_Impreza-WRX-Handling-Part-One/A_111375/article.html
[23 enero 2012].
- Kuessner, M., 2008. *Multibody Dynamics Simulation with Abaqus®*. s.l., Dassault Systems.
- Longhurst, C. J., 2012. *The Suspension Bible*. [Online]
http://www.carbibles.com/suspension_bible.html
[23 enero 2012].
- NHTSA, 2010. *FMVSS Standard No. 121*, s.l.: s.n.
- PavementInteractive, 2012. *Equivalent Single Axle Load*. [Online]
<http://www.pavementinteractive.org/article/equivalent-single-axle-load/>
[21 mayo 2012].
- SAE, 1976. *Vehicle dynamics terminology*, s.l.: SAE.
- SIMULIA, D., 2010. *Abaqus 6.10, Analysis User's Manual*, s.l.: s.n.
- Urbieto, J. A., 2003. *Amortiguadores y suspensión*, Navarra: Escuela Superior de Ingenieros de la Universidad de Navarra.

6. Conclusiones

A lo largo de esta tesis se analizó el modelo del sistema de suspensión de un autobús comercial de tres ejes. La simplificación de la geometría de cada una de las tres suspensiones, a partir de modelos CAD 3D, en modelos CAE en Abaqus® con elementos *wire* (viga), resultaron en simulaciones con reducido tiempo de cómputo y se lograron analizar las condiciones de manejo de mayor relevancia en los análisis vehiculares. Logrando el objetivo de obtener las fuerzas de reacción de los elementos que componen a las suspensiones, con lo cual se establecen los valores de entrada para el análisis, diseño y optimización de sus soportes.

A diferencia de las paqueterías de análisis vehicular, este tipo de modelo en Abaqus® permite dar un aproximado de los niveles de esfuerzos a los que son sometidos los elementos de transferencia de carga, esto es una gran ventaja sobre el software especializado en análisis vehicular, donde estos elementos son considerados como rígidos. Para los casos analizados en esta tesis, la suspensión motriz presentó el mayor nivel de esfuerzos, debido a que es el eje donde se transmite el 48% del peso del autobús (condición estática horizontal). Con este aproximado de esfuerzos, se puede establecer la condición crítica, siendo ésta curvatura con frenado para la suspensión motriz, donde se presentan esfuerzos de 347 [MPa]. Este resultado indica que los aceros usados para los soportes de la suspensión requieren ser de alta resistencia, pero cabe aclarar que el nivel de esfuerzos real es menor, debido a que las restricciones establecidas en los modelos no considera la transferencia de carga a la estructura del autobús. Otra ventaja, es la simplicidad del modelo, lo que permite variar las secciones transversales de los elementos de soporte, así como las propiedades de las cámaras de aire y amortiguadores, de igual manera controlar los grados de libertad de las suspensiones.

Una desventaja de este modelo de análisis vehicular en Abaqus® es la complejidad de establecer condiciones de frontera para un análisis dinámico en la que se consideren efectos inerciales, por lo que se propone como trabajo a futuro la realización de un análisis dinámico de las suspensiones, lo que complementaría los análisis hechos en esta tesis.

Otra limitante del modelo es la de implementar una caracterización del comportamiento real de la llanta. La llanta se modeló con un conector axial, dándole un comportamiento resorte-amortiguador. Este modelo considera sólo las fuerzas radiales de las llantas y descarta las laterales. Agregando un modelo que permita caracterizar el comportamiento real de llanta se pueden obtener resultados como cambio de ángulo de *camber*, velocidad vertical, ángulo de deformación, etc.

En el modelo analizado, a la cámara de aire se le asignó un comportamiento que resultó de una extrapolación de la gráfica contenida dentro de las especificaciones de la cámara. Lo mismo pasa con el amortiguador, su comportamiento fue asignado a partir de un amortiguador convencional. Por lo anterior, las cámaras de aire y amortiguadores pueden ser caracterizados con un comportamiento real que complementa el trabajo realizado.

De los resultados de las simulaciones se puede señalar cuáles son los elementos críticos para cada suspensión. En la suspensión delantera, para las condiciones estáticas, aceleración y frenado las cámaras de aire son los elementos que soportan el 43% de la carga. Para estas

- Zatz, D., 1998. *allpar.com*. [Online]
<http://www.allpar.com/cars/suspensions.html>
[30 enero 2012].