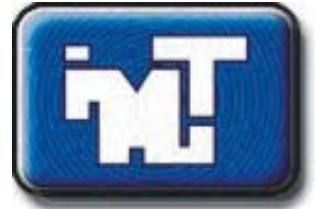




ISSN 0188-7297



Certificado en ISO 9001:2000
Laboratorios acreditados por EMA

EFEECTO DE PARÁMETROS MECÁNICOS Y GEOMÉTRICOS SOBRE EL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE UN VEHÍCULO UNITARIO Y UN VEHÍCULO ARTICULADO

**Óscar Flores Centeno
Manuel de Jesús Fabela Gallegos
Miguel Martínez Madrid**

**Publicación Técnica No. 249
Sanfandila, Qro. 2004**

**SECRETARÍA DE COMUNICACIONES Y TRANSPORTES
INSTITUTO MEXICANO DEL TRANSPORTE**

**Efecto de parámetros mecánicos y
geométricos sobre el comportamiento
dinámico de un vehículo unitario y un
vehículo articulado**

**Publicación Técnica No. 249
Sanfandila, Qro. 2004**

Créditos y agradecimientos

Este documento fue elaborado por el M. C. Óscar Flores Centeno, el Dr. Manuel de Jesús Fabela Gallegos y el Dr. Miguel Martínez Madrid, asistente, investigador y coordinador, respectivamente, de la Coordinación de Ingeniería Vehicular e Integridad Estructural del Instituto Mexicano del Transporte. Se agradecen los comentarios y sugerencias del M. C. David Vázquez Vega y del M. C. José Ricardo Hernández Jiménez, investigadores de la misma Coordinación.

Para su elaboración se tomó como base el documento “Efecto de parámetros mecánicos y geométricos sobre el comportamiento dinámico de un vehículo unitario y un vehículo articulado”, presentado en 2003 por el Ing. Oscar Flores Centeno como Tesis de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, en el Instituto Tecnológico de Celaya.

Índice

	Página
Resumen	VII
Abstract	IX
Resumen ejecutivo	XI
Introducción	1
1 Antecedentes	5
1.1 Dinámica vehicular	5
1.2 Normas y reglamentos de tránsito de vehículos	6
1.3 Evaluación del comportamiento dinámico	7
2 Parámetros para la caracterización dinámica de vehículos ...	11
2.1 Descripción del comportamiento dinámico de vehículos	11
2.1.1 Desempeño mecánico	11
2.1.2 Confort	12
2.1.3 Manejabilidad	13
2.2 Parámetros de manejabilidad y estabilidad	14
2.2.1 Características de manejabilidad	14
2.2.1.1 Viraje neutral	15
2.2.1.2 Subviraje	16
2.2.1.3 Sobreviraje	17
2.2.2 Estabilidad lateral	19
2.2.2.1 Tendencia a la volcadura	19
2.2.2.2 Transferencia lateral de carga dinámica	19
2.2.2.3 Amplificación del coleo	19
2.2.2.4 Razón de amortiguamiento del coleo	20
2.2.2.5 Despiste	20
2.3 Métodos de evaluación	20
2.3.1 Maniobra de cambio de carril	20
2.3.2 Maniobra tipo rampa	21
3 El modelo <i>Yaw-Roll</i>	23
3.1 Descripción general del programa	23

	Página
3.1.1 Grados de libertad	23
3.1.2 Características del modelo.....	23
3.1.3 Derivación de ecuaciones de movimiento.....	25
3.1.3.1 Sistemas de referencia	26
3.1.3.2 Velocidades angulares de la masa amortiguada	27
3.1.3.3 Ecuaciones de movimiento	29
3.1.3.4 Ecuaciones de movimiento de masas amortiguadas.....	29
3.1.3.5 Ecuaciones de movimiento de masas no amortiguadas.....	30
3.2 Datos de entrada del programa.....	30
3.3 Datos de salida de la simulación.....	31
4 Estimación de parámetros para modelación	33
4.1 Carencias en la disponibilidad de información técnica.....	33
4.2 Vehículo unitario C3.....	33
4.2.1 Descripción general	33
4.2.2 Estimación de propiedades másicas.....	34
4.2.3 Propiedades mecánicas de suspensión y llantas	36
4.2.4 Distribución de la carga	36
4.3 Vehículo articulado T3S2	37
4.3.1 Descripción general	37
4.3.2 Estimación de propiedades másicas.....	38
4.3.3 Propiedades mecánicas de suspensión y llantas	39
4.3.4 Distribución de la carga	39
4.4 Parametrización	40
4.4.1 Parámetros de estudio	40
4.4.2 Distancia base entre ejes.....	40
5 Resultados de la caracterización	43
5.1 Intervalos de simulación de los parámetros	43
5.1.1 Altura del centro de gravedad	43
5.1.2 Rigidez vertical del sistema de suspensión.....	43
5.1.3 Rigidez radial de las llantas	44
5.1.4 Distancia base entre ejes.....	44
5.2 Resultados para el vehículo C3	44

	Página
5.2.1 Efecto de la altura del centro de gravedad.....	44
5.2.1.1 Umbral de volcadura.....	44
5.2.1.2 Manejabilidad.....	45
5.2.1.3 Transferencia lateral de carga (LTR)	47
5.2.2 Efecto de la rigidez radial de las llantas	47
5.2.3 Efecto de la rigidez vertical del sistema de suspensión	48
5.2.3.1 Umbral de volcadura.....	48
5.2.3.2 Manejabilidad.....	49
5.2.4 Efecto de la distancia base entre ejes (L)	49
5.2.4.1 Umbral de volcadura.....	49
5.2.4.2 Manejabilidad.....	50
5.2.5 Efecto de la distribución de carga en ejes traseros.....	51
5.2.5.1 Umbral de volcadura.....	52
5.2.5.2 Manejabilidad.....	54
5.3 Resultados para el vehículo T3S2	55
5.3.1 Efecto de la altura del centro de gravedad.....	55
5.3.1.1 Umbral de volcadura.....	55
5.3.1.2 Manejabilidad.....	56
5.3.1.3 Transferencia lateral de carga (LTR)	57
5.3.1.4 Despiste.....	57
5.3.1.5 Amortiguamiento del coleo	58
5.3.2 Efecto de la rigidez radial de las llantas	58
5.3.2.1 Umbral de volcadura.....	58
5.3.2.2 Manejabilidad.....	59
5.3.3 Efecto de la rigidez vertical del sistema de suspensión	59
5.3.3.1 Umbral de volcadura.....	59
5.3.3.2 Manejabilidad.....	60
5.3.3.3 Transferencia lateral de carga (LTR)	61
5.3.3.4 Despiste.....	61
5.3.3.5 Amortiguamiento del coleo	62
5.3.4 Efecto de la distancia base entre ejes (L)	62
5.3.4.1 Umbral de volcadura.....	62

	Página
5.3.4.2 Manejabilidad	63
5.4 Discusión.....	63
Conclusiones	67
Referencias	69

Resumen

En este trabajo se presenta el efecto de algunos parámetros geométricos y mecánicos sobre el comportamiento dinámico de dos tipos de vehículos, desde un enfoque teórico-numérico. Los vehículos analizados corresponden a un camión unitario de tres ejes y a una configuración vehicular articulada compuesta por un tractocamión de tres ejes y un semirremolque de dos, ambos de tránsito común en la República Mexicana. Para el análisis se utilizó un modelo y código base denominado *Yaw-Roll*, desarrollado por el *University of Michigan Transportation Research Institute* (UMTRI). Los parámetros analizados son la altura del centro de gravedad, rigidez vertical del sistema de suspensión, rigidez radial de las llantas, distancia base entre ejes y distribución de la carga sobre el conjunto de ejes posteriores. Los resultados se presentan en términos de medidas de desempeño dinámico como manejabilidad, umbral de volcadura, transferencia lateral de carga, despiste a alta velocidad y razón de amortiguamiento al coleo. De los parámetros considerados, el mayor efecto sobre el comportamiento dinámico se debe a la altura del centro de gravedad, en segundo término la rigidez vertical del sistema de suspensión y en menor escala la rigidez radial de las llantas. Se discute también la consideración geométrica de la distancia base entre ejes y su relación con la distribución de la carga sobre el conjunto de ejes posteriores, así como el efecto sobre la manejabilidad. Finalmente, la combinación de la distancia base entre ejes con las características del sistema de suspensión, permite identificar una distancia óptima para alcanzar un umbral de volcadura máximo.



Abstract

The effect of some mechanical and geometrical parameters on the dynamic behavior for two kinds of heavy vehicles is presented in this work. The vehicles involved are a three axles' heavy truck and a tractor-semitrailer combination with three and two axles, respectively. A base Yaw-Roll model and computational code developed by University of Michigan Transportation Research Institute was used for the analysis. The analyzed parameters were center of gravity height, suspension system vertical stiffness, tire radial stiffness, wheelbase and load distribution on rear tandem. Results are presented in terms of dynamic performance measures, such as handling, rollover threshold, high-speed offtracking and load transfer and yaw damping ratios. Center of gravity height showed the mayor effect on the dynamic behavior, followed by suspension system vertical stiffness, and a minor effect was due to tire radial stiffness. As a final assessment, the wheelbase was approached as function of the load distribution on the rear axles, and its effect on handling performance is discussed. So far, an optimal wheelbase can be identified in order to reach a highest rollover threshold, as well as the combined effect of suspension system properties.



Resumen Ejecutivo

Aunque existen otros tipos de vehículos, como los aéreos y los marítimos, uno de los medios de transporte más empleados por el hombre es el terrestre, cuyo uso se ha vuelto indispensable en la vida cotidiana. En México se ha detectado la necesidad de incrementar los niveles de operación y de seguridad, así como de conocer su desempeño dinámico, principalmente de los vehículos de carga pesada. Consecuentemente, es necesario generar información y métodos de análisis aplicables a los vehículos en tránsito, que definan criterios para determinar el efecto de sus distintos parámetros sobre la seguridad en las carreteras.

En este trabajo se presenta el efecto de algunos parámetros geométricos y mecánicos sobre el comportamiento dinámico de dos tipos de vehículos, desde un enfoque teórico-numérico. De la gran diversidad de tipos de vehículos que transitan por las carreteras del país, los vehículos seleccionados para su análisis corresponden a un camión unitario de tres ejes, tipificado como C3, y a una configuración vehicular articulada compuesta por un tractocamión de tres ejes y un semirremolque de dos, tipificado como T3S2.

Para el análisis se utilizó un modelo y código bases desarrollados por el *University of Michigan Transportation Research Institute* (UMTRI), comúnmente denominado *Modelo de velocidad constante Yaw-Roll*, el cual puede simular aspectos básicos del comportamiento dinámico de vehículos pesados bajo condiciones de estado estable. Los parámetros analizados son la altura del centro de gravedad, la rigidez vertical del sistema de suspensión, la rigidez radial de las llantas, la distancia base entre ejes y la distribución de la carga sobre el conjunto de ejes posteriores. En gran medida, estos parámetros se consideran como parte de los de mayor influencia en la definición del desempeño dinámico de los vehículos.

La simulación se basa en la ejecución de dos maniobras direccionales estandarizadas, tipo rampa y cambio simple de carril. La maniobra tipo rampa consiste en la aplicación de un giro direccional a razón constante, mientras el vehículo tiene una velocidad de avance constante, hasta alcanzar la volcadura del mismo. La segunda maniobra, como su nombre lo indica, se refiere al seguimiento de una trayectoria similar a la descrita al realizar un cambio de carril, como es el caso de un evento de evasión de un obstáculo.

Como un aspecto adicional al efecto individual de los parámetros descritos, en ambas configuraciones vehiculares se aplicaron tres diferentes combinaciones de rigidez vertical de la suspensión y de la rigidez radial de las llantas. Además, se consideran condiciones de carga sólida en vacío y completamente lleno, de acuerdo con las capacidades de cada tipo analizado. Los resultados se presentan en términos de algunas de las medidas estandarizadas de desempeño del comportamiento dinámico de vehículos, tales como manejabilidad, umbral de volcadura, transferencia lateral de carga, despiste a alta velocidad y razón de amortiguamiento al coleo.

Los resultados muestran que el mayor efecto sobre el comportamiento dinámico se debe a la altura del centro de gravedad, manifestado a través del umbral de volcadura, de la transferencia lateral de carga, del despiste y de la razón de amortiguamiento al coleo. Lo anterior debido a que a mayor altura del centro de gravedad, el umbral de volcadura es menor, la transferencia de carga aumenta, así como el despiste y la razón de amortiguamiento al coleo, aunque no se presentan cambios significativos en cuanto a la manejabilidad.

En segundo término, fue el efecto de la rigidez vertical del sistema de suspensión, quedando su incremento reflejado en un ligero aumento en el indicador del umbral de volcadura. Además, este incremento produce un cambio en la manejabilidad, ya que la pendiente de la curva cambia ligeramente hacia el sobreviraje. En este mismo sentido, tanto para el vehículo unitario como para el articulado, la razón de transferencia lateral de carga disminuye, así como el despiste para el vehículo articulado. Por el contrario, se observó que en el vehículo articulado se presentó un aumento en la razón de amortiguamiento del coleo, lo cual es deseable.

El menor efecto correspondió a la rigidez radial de las llantas, ya que no se observaron cambios de consideración en las simulaciones realizadas, tanto para los vehículos unitarios como para los articulados. Sin embargo, los cambios pueden ser mayores si se consideran otras propiedades de las llantas, como son la rigidez lateral y la rigidez longitudinal, entre otras propiedades que intervienen en la ejecución de cambios direccionales del vehículo.

Finalmente, se discute la consideración geométrica de la distancia base entre ejes y su relación con la distribución de la carga sobre el conjunto de ejes posteriores, así como el efecto sobre la manejabilidad. Por tanto, se introducen aspectos para modificar el concepto de este parámetro, que se relacione con la ubicación de las resultantes de las cargas en el eje delantero y en el conjunto de ejes traseros. De su análisis bajo esa perspectiva se desprende que la combinación de la distancia base entre ejes y las características del sistema de suspensión, permite identificar una distancia óptima para alcanzar un umbral de volcadura máximo.

Introducción

Aunque existen otros tipos de vehículos, como los aéreos y los marítimos, uno de los medios de transporte más empleados por el hombre es el vehículo terrestre, cuyo uso se ha vuelto indispensable en la vida cotidiana. De manera general, los vehículos terrestres pueden clasificarse como guiados y no guiados, siendo los primeros aquéllos que están restringidos a desplazarse sobre una estructura fija y que no tienen un control direccional, como es el caso del ferrocarril, mientras que los segundos poseen la capacidad de cambiar de dirección, según las condiciones del entorno lo demanden. A este segundo grupo pertenecen los vehículos de autotransporte, ya sea que circulen por carreteras o fuera de ellas.

Una de las maneras de conocer las capacidades de un vehículo, es a través de una evaluación de su desempeño, acorde a condiciones de funcionamiento preestablecidas. Así, en función de las cualidades de su comportamiento, se podrán establecer los límites operacionales del mismo, de acuerdo a ciertos parámetros relacionados con el confort o calidad de viaje, con la manejabilidad y con el funcionamiento mecánico global.

En general, los vehículos que circulan por las carreteras son automóviles, vehículos de pasajeros y vehículos de carga. De estos tipos de vehículos, los utilizados para el transporte de carga pesada representan una mayor diversidad, ya que se pueden conformar distintas configuraciones combinando distintos tipos de unidades. En el tránsito de vehículos es necesario considerar diversos aspectos relacionados con la seguridad, con la operación y el funcionamiento, así como la compatibilidad de las capacidades del vehículo con la infraestructura carretera. Por ello, una forma de armonizar estos aspectos es a través de la legislación del transporte (leyes, reglamentos y normas), cuyos argumentos deben ser sustentados técnicamente para garantizar el empleo adecuado de los vehículos de acuerdo a sus capacidades y las características del entorno.

Sin embargo, la necesidad de utilizar los vehículos de autotransporte en México se han sobrepuesto a la necesidad de evaluarlos de una manera técnica y metódica, lo cual ha sido relegado por mucho tiempo a análisis simplificados con aplicaciones fundamentalmente estáticas. Por otro lado, las necesidades del país de evolucionar para fortalecer la comunicación y el sistema de transporte, tanto internamente como con otros países, han demandado una mayor atención al desarrollo técnico de los vehículos, a sus nuevos esquemas de funcionamiento y de operación, tanto de los vehículos actuales como los de tecnologías novedosas.

Este contexto de desarrollo ha requerido identificar la necesidad de tener mayor conocimiento sobre el comportamiento de vehículos, con objeto de garantizar un transporte más efectivo y eficiente, que redunde en una operación con mayores niveles de seguridad, aprovechando las capacidades tanto de los vehículos como de la infraestructura carretera. Debido a la preocupación en el sector transporte por incrementar los niveles de seguridad en el tránsito por carretera, se ha

promovido un proceso de búsqueda de criterios relativos al comportamiento dinámico de los vehículos. Estos criterios e información deben permitir determinar el efecto de sus distintos parámetros sobre la seguridad en las carreteras, especialmente aquellos que representan un mayor riesgo potencial, como es el caso de los vehículos de carga pesada.

El caso más simple de un vehículo de autotransporte de carga pesada es el camión unitario, así llamado porque se compone de una sola unidad que incluye sistemas de autopropulsión y control así como un espacio principal destinado para el alojamiento de la carga. Otras configuraciones pueden obtenerse combinando unidades tractivas y unidades de arrastre, dando lugar a configuraciones articuladas, sobresaliendo la configuración formada por un tractocamión (unidad tractiva) y un semirremolque (unidad de arrastre de carga).

En México, las leyes y reglamentos relativos a la circulación de vehículos por carreteras no consideran con precisión aspectos de su comportamiento dinámico, [1, 2, 3]. Por ello, no han sido debidamente establecidos los requisitos de compatibilidad entre los vehículos y la infraestructura, de manera que estos puedan operar de manera segura. Esta compatibilidad, además, debe considerar la interacción no sólo del vehículo y la carretera, sino también con el conductor, con el ambiente y con la carga transportada.

El tránsito de vehículos pesados sobre las carreteras incide en aspectos como daño a pavimentos, a puentes y otras obras civiles; así como en seguridad debido a la falta de conocimiento de las correctas condiciones de operación, acordes a las exigencias del camino y del entorno. Esta situación normalmente es producto del desconocimiento del comportamiento del vehículo, de sus capacidades y de la respuesta que éste pudiera ofrecer ante eventualidades que se presentan durante su trayecto. Por ello, es necesario establecer algunas de las bases necesarias que permitan identificar criterios aplicables para mejorar el desempeño global de los vehículos, así como para mejorar la seguridad inherente al tránsito por carreteras.

En México circulan gran variedad de vehículos y combinaciones vehiculares. De acuerdo a las normas de la Secretaría de Comunicaciones y Transportes los vehículos de carga pesada se clasifican en camiones unitarios (denotados por C), y en combinaciones de camiones o unidades tractivas como los tractocamiones (identificados con T) con unidades de arrastre. Estas unidades de arrastre pueden ser semirremolques (identificados con S) o remolques (denotados por R), compuestos estos últimos por un semirremolque acoplado a un convertidor o dolly, que lo soporta en la parte frontal. Dentro de las configuraciones más utilizadas para el transporte de carga por carretera, están los camiones unitarios de tres ejes, denotados como C3, así como las combinaciones articuladas de tractocamión de tres ejes que arrastran un semirremolque de dos ejes, identificada como T3S2.

El presente estudio está enfocado al análisis de algunos aspectos sobresalientes del comportamiento dinámico de dos tipos de vehículos, un unitario (C3) y un

articulado (T3S2), siendo ambas configuraciones de uso común en México. Aunque las configuraciones aquí tratadas son del tipo utilizado para el transporte de carga líquida, no se considera el efecto dinámico de este tipo de carga en los análisis realizados, principalmente los debidos a oleaje o al cambio constante de la ubicación del centro de masa. Lo anterior significa que el análisis considera carga sólida.

En este contexto, el objetivo principal de este trabajo es caracterizar el comportamiento dinámico de las configuraciones C3 y T3S2, en términos de las principales medidas de desempeño. Para el análisis del comportamiento se utiliza un modelo general de simulación con características teórico-numéricas, llamado "Modelo de Velocidad Constante Yaw/Roll", desarrollado en sus inicios por el University of Michigan Transportation Research Institute (UMTRI). Dentro de las características distintivas de este modelo, está su capacidad para simular el movimiento de vehículos pesados, considerando su movimiento sobre una trayectoria plana con una velocidad constante de avance. Este modelo permite que los cuerpos que componen las unidades roten alrededor de sus ejes longitudinal, transversal y vertical, atendiendo principalmente el efecto de los movimientos de rotación longitudinal (balanceo, roll) y vertical (coleo, yaw).

Con base en las características de simulación del modelo mencionado, se analiza el efecto sobre el comportamiento dinámico de los vehículos, principalmente de parámetros como altura del centro de masa, dimensiones geométricas de las unidades, rigidez del sistema de suspensión y rigidez vertical de las llantas. Los resultados obtenidos son utilizados para estimar capacidades operativas de los vehículos, de acuerdo a medidas de desempeño como umbral de volcadura, manejabilidad, transferencia de carga, despiste y amplificación del coleo (unidades articuladas).

Conforme a lo enunciado con anterioridad, este trabajo cubre diversos capítulos en los que se expone, en el primero, una breve historia del desarrollo de la dinámica de vehículos y la generación de las medidas para evaluar su desempeño, mientras que en el segundo se detallan las principales medidas y su relación con aspectos del comportamiento dinámico de los vehículos. En el tercero se describe el modelo básico de simulación, denominado Yaw-Roll y sus características de operación, así como los principales aspectos de su desarrollo. El cuarto capítulo expone el proceso de estimación de las características requeridas para la simulación de los vehículos C3 y T3S2 con el modelo Yaw-Roll y, en el siguiente, los resultados de las corridas de simulación con el programa correspondiente al modelo, mostrando el efecto de los parámetros modelados para cada vehículo. Finalmente, el escrito concluye con la exposición de las conclusiones y las recomendaciones derivadas del desarrollo de este trabajo, así como de la necesidad de continuar con estudios de esta naturaleza para tener mayor injerencia en los diversos aspectos asociados con la evolución del autotransporte en México.

1 Antecedentes

1.1 Dinámica vehicular

La dinámica vehicular, en su más amplio sentido, abarca todas las formas de transportación utilizadas por el hombre, como son: barcos, aviones, trenes, y vehículos terrestres no guiados. Los principios envueltos en el análisis de la dinámica de todos los tipos de vehículos son diversos y extensos. Este trabajo está orientado al caso de vehículos terrestres no guiados.

Puesto que los vehículos responden ante fuerzas y momentos que provienen de fuentes externas al propio vehículo, el estudio de su comportamiento dinámico debe involucrar el estudio de cómo y por qué se producen estas fuerzas. Además, debido a que la mayoría de dichas fuerzas se transmiten hacia el vehículo a través de los neumáticos, resulta indispensable desarrollar un gran entendimiento del comportamiento de las llantas ante todas las posibles condiciones de operación [4].

Otros puntos de interés en la dinámica de vehículos se refieren a la manejabilidad y al desempeño durante el frenado. En este sentido, la manejabilidad es la forma en que un vehículo responde ante perturbaciones externas y su capacidad para seguir una trayectoria destinada ante dichas circunstancias.

El descubrimiento de la rueda por el hombre marcó el inicio de la era del transporte terrestre. Su uso fue un factor que contribuyó para obtener un mejor aprovechamiento de la tracción al aplicarla sobre vehículos de arrastre, jalados inicialmente por humanos y posteriormente por animales de carga. Cientos de años después, esta fuente de tracción fue sustituida por un motor, convirtiendo los vehículos de arrastre en incipientes vehículos autopropulsados. El primer vehículo autopropulsado tuvo su origen en 1769, al acoplar un motor de vapor sobre un bastidor metálico de tres ruedas, el cual se empleó para empujar armas de artillería [5].

La dinámica vehicular es un área de estudio relativamente moderna. Hasta principios del siglo pasado era virtualmente desconocida, aunque el entendimiento y desarrollo del sistema de dirección de Ackermann y algunas ideas fundamentales al respecto, mejoraron el confort de los pasajeros utilizando suspensiones en los vehículos [6].

A principios de los años 1930's, Lanchester en Reino Unido [7], Olley en los Estados Unidos [8] y Broulhiet en Francia, iniciaron independientemente estudios sobre el sistema de suspensión e identificaron los efectos de la cinemática de los elementos de este sistema, así como de la dirección. También, tomó mayor importancia el papel que desempeñan las llantas generando fuerzas laterales, relacionado con la manejabilidad de un vehículo.

El primero en presentar un análisis de manejabilidad fue probablemente el ingeniero inglés Olley, dando además una definición formal de subviraje y sobreviraje, [9]. En los siguientes años se lograron pequeños progresos hasta llegar al desarrollo definitivo del tratado del comportamiento de manejabilidad por Olley, Milliken, Segel y Whitcomb, [10, 11]; además, Gough aportó nuevos conocimientos sobre el comportamiento de las llantas, aplicados a análisis para un intervalo lineal de aceleraciones laterales de 0 a 0,3 g (3 m/s^2), [10]. Así, el desarrollo de los distintos componentes ha obtenido un mayor refinamiento, lo que se reflejó en los vehículos que pueden observarse hoy en día.

La evolución que estos vehículos terrestres autopropulsados han sufrido desde su creación hasta la época actual, ha ido más allá de la simple estética o el confort. Lograr mayores niveles de eficiencia de los motores y la transmisión de la energía mecánica, desarrollar materiales para la construcción del bastidor y demás componentes, aprovechar formas alternas de energía para generar el movimiento, introducir sistemas de seguridad para los pasajeros, la carga y el medio ambiente, compatibilizar dimensiones con carreteras y estructuras, son aspectos de esta evolución automotriz que se han presentado de manera continua [5].

1.2 Normas y reglamentos de tránsito de vehículos

Con objeto de regular la construcción, operación, explotación y conservación de los caminos y puentes que constituyen las vías generales de comunicación, así como los servicios de autotransporte federal, en México se ha emitido la Ley de Caminos, Puentes y Autotransporte Federal, [1]. Derivada de esta ley y considerando que el autotransporte es la columna vertebral en la actividad comercial del transporte de servicios y bienes a nivel nacional y la necesidad de disminuir los índices de accidentes debidos al exceso de pesos y dimensiones en los vehículos y el deterioro acelerado de los caminos y puentes, se expidió un reglamento para regular el peso, las dimensiones y la capacidad a que se deben sujetar los vehículos de autotransporte que transiten sobre las vías generales de comunicación [2]. Secuencialmente, de acuerdo a las características de ese reglamento, se expidió la Norma Oficial Mexicana NOM-012-SCT-2-1995, relativa a pesos, combinaciones y dimensiones de vehículos de autotransporte que circulen en caminos y puentes federales, [3]. Con esta norma se pretende tener un control estricto sobre los pesos y dimensiones de los vehículos, con objeto de proporcionar mayor seguridad a los usuarios del camino.

En dichos reglamento y norma, se especifican las configuraciones vehiculares, los límites dimensionales y de carga, autorizados por la Dirección General de Autotransporte Federal de la Secretaría de Comunicaciones y Transportes, para cada tipo de vehículo que deba circular sobre los caminos y puentes de jurisdicción federal. Por ejemplo, el camión unitario C3 puede tener una longitud máxima de 12,5 m a 14,0 m y una masa vehicular (carga incluida) de 20500 kg a 26000 kg, dependiendo del tipo de camino federal donde circule, mientras que la combinación T3S2 no debe exceder su longitud de 18,5 m ó 20,8 m, ni su masa de 39000 kg a 44000 kg, de acuerdo a características particulares. Además, el ancho

y altura máximos permitidos para cualquier vehículo son de 2,60 m y de 4,25 m, respectivamente. Así mismo, para los diferentes tipos de ejes empleados en los vehículos, se establece un límite de carga máxima, de acuerdo a la configuración de ejes y de unidades vehiculares empleadas.

La norma y el reglamento se fundamentan en gran medida sobre aspectos del comportamiento estático de los vehículos de autotransporte. Una caracterización mecánica de mayor alcance de éstos se obtendría si se considerara su comportamiento dinámico. Este comportamiento implica considerar los efectos de la interacción mecánica y la respuesta del vehículo cuando éste se encuentra en movimiento, sobre todo desde el punto de vista de estabilidad, de seguridad y de la transmisión de cargas hacia el pavimento [5]. Estudios de este tipo podrían proporcionar las bases técnicas para una mejor integración entre el desarrollo de la infraestructura carretera, de los vehículos y de los aspectos de seguridad involucrados en el transporte por carretera.

1.3 Evaluación del comportamiento dinámico

Uno de los primeros intentos por evaluar el comportamiento dinámico de vehículos se realizó en 1984, cuando la Asociación de Transporte Carretero de Canadá (RTAC, renombrado TAC en 1990) patrocinó el Estudio Canadiense de Pesos y Dimensiones de Vehículos. Su objetivo fue proveer bases técnicas para una reforma regulatoria de pesos y dimensiones de vehículos comerciales. Para lograr lo anterior, fueron evaluadas las características de estabilidad y control de varias configuraciones de vehículos comerciales mediante simulación por computadora, pruebas en mesas inclinadas y pruebas de campo a escala natural. El *University of Michigan Transportation Research Institute* (UMTRI), que no estuvo completamente de acuerdo con los objetivos y alcances de ese estudio, planteó un conjunto tentativo de medidas de desempeño con el propósito de guiar el desarrollo de evaluaciones y regulaciones de configuraciones vehiculares propuestas, en términos de estabilidad vehicular y comportamiento dinámico. En Canadá, estas medidas de desempeño son conocidas como las “Medidas de Desempeño RTAC”, [12].

Un estudio realizado por Fancher y colaboradores en 1989, [13], mostró que el futuro de la tecnología del transporte involucraría el desarrollo de vehículos comerciales pesados con niveles medibles y predecibles de desempeño en maniobras relacionadas con seguridad. Ese estudio se concentró en vehículos con masa mayor a 36 mil kg y usó el mismo método de evaluación que el Estudio Canadiense de Pesos y Dimensiones Vehiculares. Sin embargo, de la experiencia del análisis de distintos accidentes que involucraron a camiones de carga pesada, surgieron nuevos parámetros que fueron seleccionados para ser integrados a los estudios de evaluación del desempeño de vehículos. Además, en 1991 Fancher presentó un estudio que introdujo una variedad de ideas para desarrollar medidas de desempeño relacionadas con seguridad, las cuales cuantificaban las propiedades dinámicas de camiones pesados. En este estudio fueron incluidas medidas de desempeño relacionadas con umbrales de volcadura, amplificación

del coleo en maniobras de evasión de obstáculos, despiste, control direccional durante el frenado, control de velocidad en descenso de pendientes y capacidad para subir pendientes.

En otro estudio, El-Gindy y Woodrooffe, [14], revisaron las medidas de desempeño existentes, discutieron su aplicación y propusieron modificaciones para mejorar su efectividad y otras medidas complementarias, proponiendo además criterios de aprobación para cada medida.

En los Estados Unidos se han tomado en consideración estas medidas para crear una regulación sobre los límites de pesos y dimensiones. Para la obtención de un permiso, se debe demostrar que el vehículo objeto cumple con ciertos requerimientos mínimos de desempeño. Winkler y Fancher, [15], propusieron un escenario regulatorio para aplicar dos medidas de desempeño; el umbral estático de volcadura (SRT) y la amplificación del coleo (RWA). Además definieron procedimientos de prueba para medir separadamente por cada unidad estas medidas. Sugirieron para el SRT un valor mínimo de 0,35 g para la aceleración lateral y, para asegurar una razonable capacidad de evasión de obstáculos, una amplificación del coleo menor o igual a 2,0 para una velocidad de avance de 88 km/h.

En 1992, Woodrooffe y El-Gindy, [16], condujeron un estudio de la aplicación de medidas de desempeño de estabilidad de balanceo y de manejabilidad, como una base para determinar una distancia adecuada entre ejes de un tractor, dando un conjunto de características que describen el resto del vehículo. El objetivo fue demostrar el uso de pares arbitrarios de medidas de desempeño, especialmente en el proceso de diseño del vehículo, por medio del cual el diseñador podía alterar varios parámetros del tractor, tales como su distancia entre ejes y la rigidez auxiliar de balanceo de su transmisión tipo tándem, para satisfacer los criterios de desempeño dinámico, mientras se mantenía dentro de las restricciones dimensionales, peso y carga por eje de la regulación de Canadá [12].

En Canadá, la evaluación de las diferentes medidas de desempeño de control y estabilidad de vehículos comerciales pesados fue sustentada por el modelo de velocidad constante *Yaw/Roll* desarrollado por el UMTRI.

Con el paso del tiempo se han realizado mayores estudios al respecto y se han incorporado nuevas medidas de desempeño, pero con base al análisis del estado del arte presentado arriba, se pueden identificar esencialmente ocho medidas de estabilidad y control, las cuales son:

1. Desempeño de manejabilidad
2. Umbral de volcadura estática (SRT)
3. Estabilidad dinámica de volcadura, incluyendo:
 - a) Razón de transferencia de carga (LTR)
 - b) Amplificación del coleo (RWA)

4. Razón de amortiguamiento del coleo (YDR)
5. Demanda de fricción, incluyendo:
 - a) Demanda de fricción a baja velocidad (LFD)
 - b) Demanda de fricción a alta velocidad (HFD)
6. Utilización de fricción lateral, incluyendo:
 - a) Utilización de fricción a baja velocidad (LFU)
 - b) Utilización de fricción a alta velocidad (HFU)
7. Despiste, incluyendo:
 - a) Despiste a baja velocidad (LOF)
 - b) Despiste en estado estable a alta velocidad (HOF)
 - c) Despiste transitorio (TOF)
8. Desempeño en el frenado

Debido a la importancia que representan algunas de estas medidas en el contexto y los posibles alcances de aplicación a los vehículos en México, para la realización de este trabajo se contemplaron únicamente aspectos de manejabilidad, estabilidad dinámica, de amortiguamiento y de despiste, algunos de los cuales son aplicables únicamente a vehículos articulados. En el siguiente capítulo se presenta una descripción más detallada de cada una de las medidas que serán utilizadas para la caracterización del comportamiento dinámico de los vehículos estudiados en este trabajo.

2 Parámetros para la caracterización dinámica de vehículos

El comportamiento dinámico de un vehículo es el resultado de la interacción de varios factores, siendo los principales el conductor, el vehículo, la carga y el medio ambiente. Sus capacidades de respuesta se manifestarán de acuerdo a las condiciones de operación, al tipo de carga transportada y las condiciones externas durante su trayectoria. Para conocer estas capacidades, es necesario determinar ciertos parámetros de desempeño asociados con sus sistemas y mecanismos de, que permitan estimar su comportamiento dinámico global. Este conocimiento proporciona un medio para predeterminar la posible respuesta ante situaciones de emergencia repentina durante la operación de un vehículo.

2.1 Descripción del comportamiento dinámico de vehículos

2.1.1 Desempeño mecánico

El desempeño mecánico de un vehículo depende en gran medida de sus fuentes de energía, de los dispositivos para su transmisión, de la forma en que se transmite para desarrollar la tracción en las ruedas (como generador del movimiento) y de los mecanismos para desacelerar el vehículo. Por tanto, en este grupo de características se incluyen la eficiencia del tren de potencia y los requerimientos para vencer las fuerzas de resistencia al movimiento, tales como resistencias inerciales, fuerzas de ascenso en pendiente, resistencias al rodamiento, resistencias aerodinámicas y otras de tipo ambiental. Además, toma en cuenta la capacidad de frenado del vehículo.

El máximo desempeño que un vehículo puede alcanzar en su movimiento de avance depende de la capacidad de generación de potencia y la compatibilidad mecánica entre los elementos de transmisión, desde la fuente de potencia hasta la zona de contacto entre las llantas y el piso, y del límite de tracción de las llantas motrices. Comúnmente, la fuente de propulsión se constituye por un motor de combustión interna, que brinda un par acompañado de un movimiento de rotación del elemento transmisor principal. Tanto el movimiento de rotación como el par se transmiten y se re-direccionan a través de un sistema de ejes y engranajes, amplificando el par y disminuyendo la velocidad de rotación o incrementando la velocidad y reduciendo el par hasta llegar a las ruedas motrices, dependiendo de las condiciones del movimiento.

El límite de tracción para vencer las resistencias al avance, se da fundamentalmente por el coeficiente de fricción entre la llanta y el piso. La fuerza de tracción depende, además de la fricción, de la fuerza en la dirección normal

aplicada al piso, debida tanto a la carga estática como a la carga dinámica del vehículo.

Por otro lado, el desempeño del vehículo al frenado requiere de la generación de fuerzas para detener su movimiento. En este caso, las fuerzas de resistencia al rodamiento y otras resistencias al avance contribuyen para que un vehículo detenga su movimiento. Sin embargo, estas fuerzas no son controlables ni suficientes para detener un vehículo en condiciones de operación normal, por lo que es necesario aplicar una fuerza que se oponga al movimiento del vehículo. Esta detención se logra a través de un sistema de frenado que restringe la rotación de las llantas, el cual se vale de la fricción que éstas tienen con el piso para producir la fuerza de frenado [5].

2.1.2 Confort

La calidad de viaje está relacionada con el nivel de comodidad que experimenta el pasajero cuando un vehículo está en movimiento. El confort está estrechamente ligado con la forma y amplitud en que las vibraciones se transmiten desde las fuentes de excitación (carretera, viento, sistemas y componentes en movimiento del vehículo) hacia el objeto transportado o los pasajeros. La transmisión del movimiento vibratorio se lleva a cabo a través de sus diferentes sistemas, como las llantas y ejes, mecanismos de suspensión, chasis, elementos de soporte y de alojamiento de la carga, así como de los individuos.

Además de la vibración mecánica, el confort considera vibraciones visuales (percepción del movimiento de objetos al ser enfocados por el ojo) y la vibración auditiva o ruido. Estos tres tipos de vibración están usualmente tan interrelacionados, que puede ser difícil considerar cada uno por separado.

Normalmente, la vibración mecánica presente en los vehículos generada como respuesta a la excitación producida por el camino, o bien por elementos del medio ambiente o por componentes rotativos del vehículo, se liga a desplazamientos pequeños. Sin embargo, la magnitud de estos desplazamientos no tiene tanto efecto como la velocidad a la que aparecen y cambian de dirección, lo cual puede resultar incómodo o perjudicial para el pasajero, para la carga transportada o para el vehículo mismo.

La vibración, como respuesta de un vehículo, puede obtenerse a partir de modelos analíticos o registrando el movimiento sufrido por diversos puntos sobre el vehículo durante su movimiento. Los análisis teóricos tratan al vehículo completo como un sistema dinámico, en el cual se representan sus componentes, sus propiedades y las características de la fuente de excitación. Aunque estos modelos pueden ser muy complejos, dependiendo de qué tan a detalle se requiera conocer la participación de distintos factores y elementos en la respuesta, en ocasiones modelos simplificados son suficientes para aproximarse al comportamiento general del vehículo, [5, 17].

2.1.3 Manejabilidad

Dentro de los grupos de características que definen el comportamiento dinámico de un vehículo terrestre, la manejabilidad se asocia directamente con la respuesta del mismo al movimiento. La manejabilidad se puede definir como un conjunto de características involucradas en la forma que el vehículo responde a cambios en la dirección, debidos a las acciones del conductor o a perturbaciones producidas por el medio ambiente como ráfagas de viento, imperfecciones del camino, condiciones climáticas, etc. Así, la manejabilidad considera dos aspectos básicos: el control de la dirección de movimiento y la capacidad para estabilizarse. La estabilidad de un sistema se refiere a aquellas pequeñas desviaciones de las posiciones de equilibrio, que no se apartan mucho de éstas. De acuerdo a este concepto, la inestabilidad se refiere a cambios repentinos en el comportamiento estable, o a las desviaciones crecientes de las posiciones de equilibrio, lo que se relaciona con estados transitorios (fuertemente dependientes del tiempo), debido a las perturbaciones que originan esos cambios. Así, los estudios de estabilidad frecuentemente se enfocan implícitamente a estudios de inestabilidad, por ser los estados transitorios la respuesta directa a esas perturbaciones, que describen los comportamientos bruscos o inesperados, de acuerdo a las condiciones bajo las cuales se aplican tales perturbaciones. Una grave manifestación de inestabilidad lateral de un vehículo es la volcadura, [5, 17].

Un vehículo, como cuerpo rígido, tiene seis grados de libertad, translación a lo largo de los ejes **X** (longitudinal), **Y** (lateral) y **Z** (vertical), y rotaciones alrededor del eje **X** (balanceo, *roll-p*), **Y** (coleo, *yaw-r*) y **Z** (cabeceo, *pitch-q*), como se muestra en la Figura 2.1. Los movimientos primarios asociados con el comportamiento de manejabilidad de un vehículo son longitudinal y lateral, y movimientos de coleo, [17].

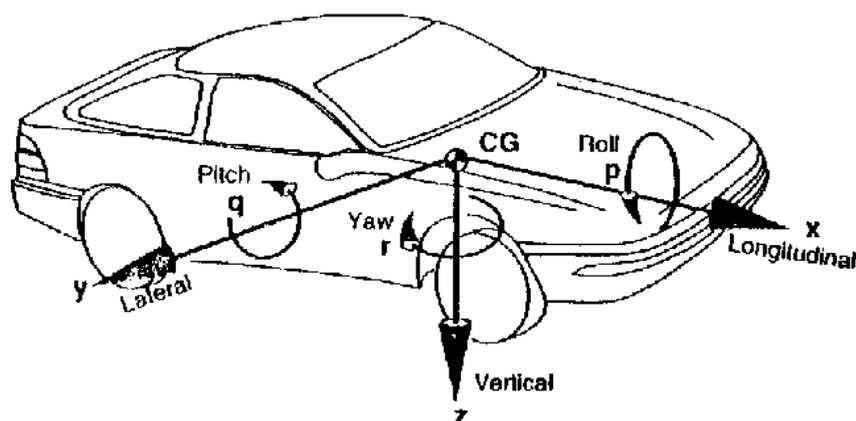


Figura 2.1
Sistema de ejes del vehículo, [17].

Movimientos de cabeceo y rebote también pueden afectar el comportamiento de manejabilidad del vehículo; sin embargo, la inclusión de estos movimientos en el

análisis sólo es necesaria cuando se consideran los límites de las características de manejabilidad.

2.2 Parámetros de manejabilidad y estabilidad

2.2.1 Características de manejabilidad

Uno de los propósitos de los estudios de manejabilidad de un vehículo es determinar su condición de viraje. Esta condición se refiere a la respuesta de ajuste de la orientación del cuerpo del vehículo conforme a la trayectoria que siguen las llantas direccionales a determinada velocidad. Para conocer teóricamente la condición de viraje, normalmente se recurre a modelos básicos que simplifican aspectos geométricos y cinemáticos de un vehículo, como el denominado modelo bicicleta, (Figura 2.2). Este modelo se refiere a un análisis del movimiento de un vehículo con la carga distribuida en dos ejes, W_f al frente y W_r atrás, que se utiliza para conocer el ángulo de dirección requerido para seguir una trayectoria curva.

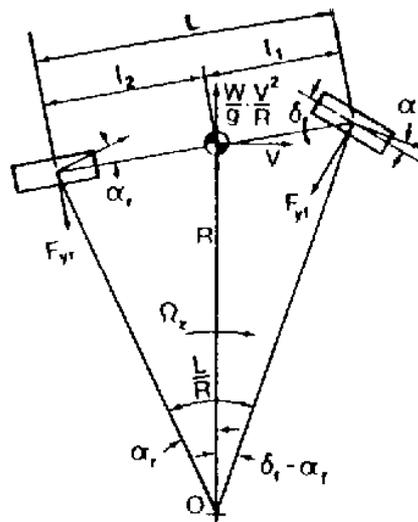


Figura 2.2

Modelo simplificado de manejabilidad en condiciones de estado estable para un vehículo de dos ejes, [17].

Del análisis se obtiene la expresión siguiente, [17]:

$$\delta_f = \frac{L}{R} + \left(\frac{W_f}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}} \right) \frac{V^2}{gR} \quad (2.1)$$

En esta expresión intervienen el ángulo de orientación de las llantas direccionales, δ_f , la distancia entre ejes, L , el radio de curvatura, R , la distribución de la carga en el eje frontal W_f , y en el eje trasero, W_r , propiedades especiales de rigidez lateral de las llantas, C_{af} y C_{ar} , expresados en unidades de fuerza por deformación

angular, la velocidad de avance, V , y la aceleración de la gravedad, g . Como se sabe de la cinemática del movimiento, se puede determinar la aceleración lateral a_y , que en este caso se puede expresar como:

$$a_y = \frac{V^2}{R} \quad (2.2)$$

Para las mismas condiciones cinemáticas en el seguimiento de una trayectoria circular por un vehículo, los parámetros que definen la condición de viraje se expresan como:

$$K_{us} = \frac{W_f}{C_{\alpha_f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} \quad (2.3)$$

K_{us} , con unidades angulares, es conocido como coeficiente de viraje (también denominado coeficiente de subviraje), que depende netamente de la distribución de la carga y de las propiedades de viraje de las llantas. Así, la expresión inicial queda como:

$$\delta_f = \frac{L}{R} + K_{us} \frac{a_y}{g} \quad (2.4)$$

Dependiendo de los valores de K_{us} o de la relación entre el ángulo de deslizamiento¹ de las llantas delanteras y traseras, las características de manejabilidad en estado estable pueden clasificarse en tres categorías: viraje neutral, subviraje y sobreviraje, [18].

2.2.1.1 Viraje neutral

Cuando $K_{us} = 0$, condición equivalente a que los ángulos de deslizamiento de las llantas traseras y delanteras son iguales (es decir, $\alpha_f = \alpha_r$; $W_f/C_{\alpha_f} = W_r/C_{\alpha_r}$), el ángulo de la dirección necesario para negociar una curva es independiente de la velocidad y está dado por:

$$\delta_f = L/R \quad (2.5)$$

Un vehículo con estas propiedades de manejabilidad tiene viraje neutral. Para un vehículo con viraje neutral, si es acelerado con el ángulo de la dirección fijo, el radio de la vuelta que describa permanecerá constante como se muestra en la Figura 2.3. Cuando un vehículo con viraje neutral que viaja en línea recta es sujeto a una fuerza de lado actuando en el centro de gravedad se desarrollarán ángulos de deslizamiento iguales. Como resultado, el vehículo seguirá una trayectoria

¹ Durante maniobras de viraje, sobre el área de contacto de las llantas actúan fuerzas en la dirección lateral al vehículo lo cual produce un ángulo conocido como ángulo de deslizamiento, α , que se forma entre la trayectoria que seguirá la rueda y el plano de la misma. Este fenómeno es debido principalmente a la elasticidad lateral de la llanta.

recta con cierto ángulo con la trayectoria original como se muestra en la Figura 2.4.

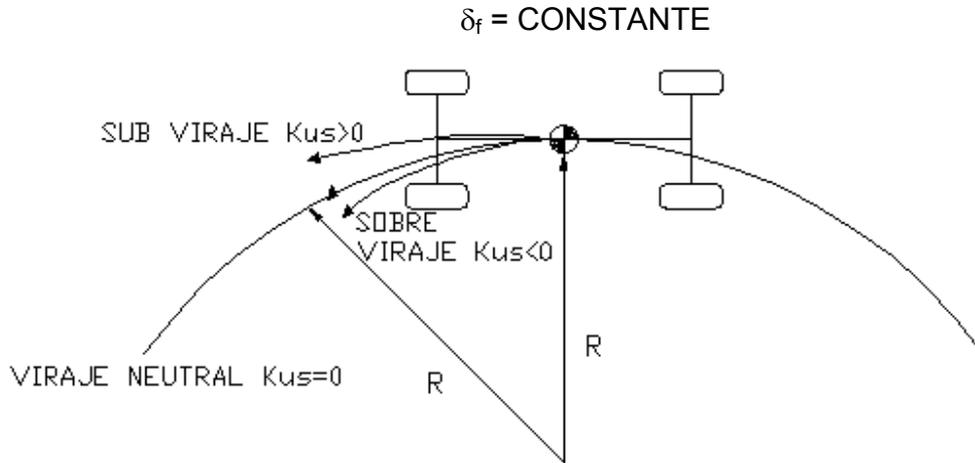


Figura 2.3
Respuesta de curvatura de vehículos con viraje neutral, subviraje y sobreviraje en un ángulo de dirección fijo, [18].

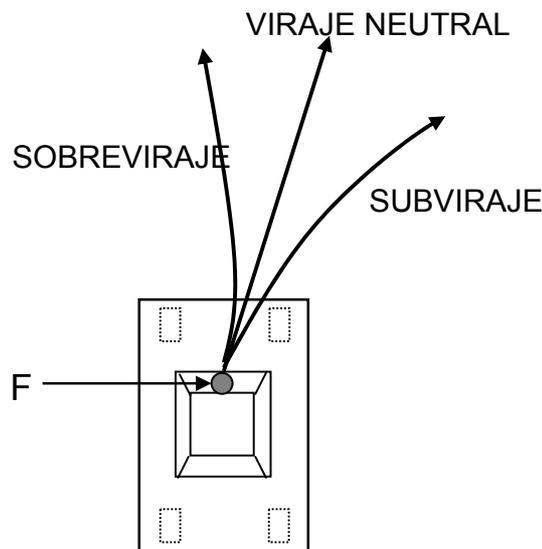


Figura 2.4
Respuesta direccional de un vehículo sujeto a una fuerza lateral en el centro de gravedad, [18].

2.2.1.2 Subviraje

Cuando $K_{us} > 0$, condición equivalente a que el ángulo de deslizamiento de las llantas delanteras es mayor que el de las traseras (es decir, $\alpha_f > \alpha_r$ y $W_f/C_{\alpha f} > W_r/C_{\alpha r}$), el ángulo de la dirección δ_f necesario para negociar una curva dada se incrementa con el cuadrado de la velocidad del vehículo. Un vehículo con estas

características se le conoce como subvirado. Cuando un vehículo con estas características es acelerado con un ángulo fijo del sistema de dirección, el radio de la vuelta se incrementa, como se muestra en la Figura 2.3.

Para un vehículo con subviraje se puede identificar una velocidad característica, V_{car} , en la cual el ángulo de la dirección requerido para negociar una vuelta es igual a $2L/R$, [17].

$$V_{car} = \sqrt{\frac{gL}{K_{us}}} \quad (2.6)$$

2.2.1.3 Sobreviraje

Para el caso en el que $K_{us} < 0$, cuando el ángulo de deslizamiento de las llantas delanteras es menor que el de las traseras (Ej. $\alpha_f < \alpha_r$ y $W_f/C_{af} < W_r/C_{ar}$), el ángulo de la dirección requerido para negociar una curva disminuye con un incremento de la velocidad del vehículo. A estos vehículos se les conoce como sobrevirados.

Cuando un vehículo sobrevirado es acelerado siguiendo una curva de radio constante, el conductor debe disminuir el ángulo de la dirección. Además se puede identificar una velocidad crítica, V_{crit} , en la cual el ángulo de la dirección requerido para negociar cualquier vuelta es nulo.

$$V_{crit} = \sqrt{\frac{gL}{-K_{us}}} \quad (2.7)$$

Los factores claves que controlan las características de manejabilidad en estado estable de un vehículo, son la distribución del peso y la rigidez de viraje de las llantas. Un vehículo con motor ubicado al frente y dirección en el eje delantero, con una gran proporción del peso vehicular en las llantas delanteras, puede presentar comportamiento de subviraje; por otra parte, un vehículo con mayor parte de su peso soportado en las llantas traseras puede tener características de sobreviraje. Cambios en la distribución del peso alteran el comportamiento de manejabilidad del vehículo. La transferencia de carga lateral en un eje durante una vuelta, de la llanta interna hacia la externa, incrementará el ángulo de deslizamiento necesario para una fuerza de viraje dada. De esta manera la transferencia de carga afectará el comportamiento de la manejabilidad del vehículo [19].

De entre los tres tipos de comportamiento de manejabilidad en estado estable, el sobreviraje no es deseable desde el punto de vista de estabilidad direccional. Se considera conveniente que un vehículo terrestre tenga un pequeño grado de subviraje hasta cierto nivel de aceleración lateral, tal como 0,4 g, incrementándose el subviraje después de este punto. Esto podría proveer la estabilidad requerida durante el seguimiento de curvas muy cerradas.

Para ilustrar los cambios en el comportamiento de manejabilidad de vehículos terrestres en condiciones de operación, se utiliza un diagrama de manejabilidad. En este diagrama es común expresar la aceleración lateral del vehículo en múltiplos del valor de la aceleración de la gravedad terrestre, razón por la cual se identifica con unidades de “g”, obtenido de la expresión $a_y/g = (V^2/gR)$. En el diagrama, la aceleración lateral se grafica en función de los parámetros $(L/R - \delta_f)$, donde L es la distancia entre ejes, R es el radio de curvatura, y δ_f es el promedio de los ángulos de dirección de las llantas delanteras. En el diagrama de manejabilidad la aceleración lateral en g’s, a_y/g , es a menudo trazada como una función de $(\Omega_z L/V - \delta_f)$, como se muestra en la Figura 2.5.

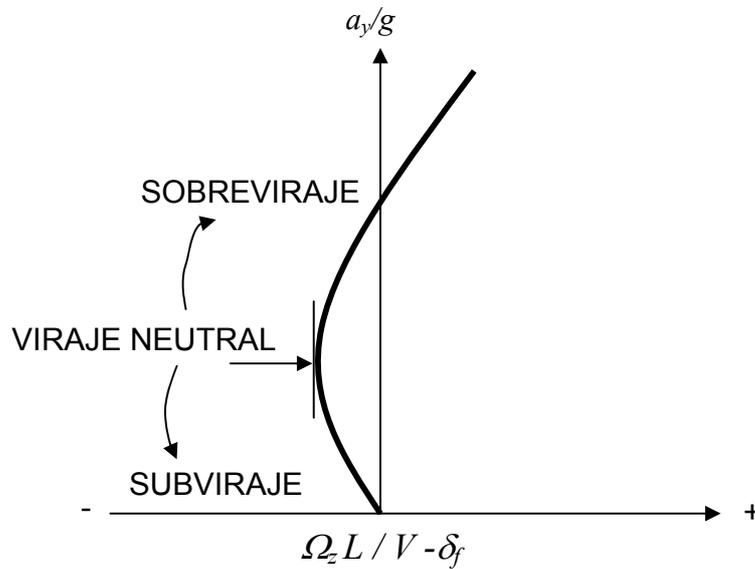


Figura 2.5
Diagrama de manejabilidad, [17].

De la Ec. 2.1, la relación entre a_y/g y $(\Omega_z L/V - \delta_f)$ esta expresada por.

$$K_{us} \frac{V^2}{gR} = K_{us} \frac{a_y}{g} = -\left(\frac{L}{R} - \delta_f\right) = -\left(\frac{\Omega_z L}{V} - \delta_f\right) \quad (2.8)$$

La pendiente de la curva mostrada en el diagrama de manejabilidad está dada por:

$$\frac{d(a_y/g)}{d(\Omega_z L/V - \delta_f)} = -\frac{1}{K_{us}} \quad (2.9)$$

Esto indica que el comportamiento de la manejabilidad de un vehículo puede identificarse por la pendiente de la curva en el diagrama de manejabilidad. Si la pendiente es negativa, entonces implica que el coeficiente de viraje, K_{us} , es positivo. Consecuentemente, el vehículo exhibe comportamiento de subviraje. Si la pendiente es infinita, entonces indica que el coeficiente de viraje es cero y que el

vehículo presenta una condición de viraje neutral. Por otra parte, si la pendiente es positiva implica que el coeficiente de viraje es negativo y el vehículo presenta una condición de sobreviraje, [17].

El comportamiento de manejabilidad puede identificarse calculando el coeficiente de viraje o a través de la ejecución de una maniobra direccional de simulación tipo rampa, [12].

2.2.2 Estabilidad lateral

2.2.2.1 Tendencia a la volcadura

Una manera de indicar el umbral de volcadura de un vehículo, es por medio del valor máximo de aceleración lateral al que puede estar sujeto justo antes de que las llantas de un lado del vehículo pierdan contacto con el piso. Esta aceleración lateral es, a la vez, un indicador del par necesario para producir que la unidad que conforma la configuración tienda a volcarse, es decir, el momento producido por la masa de la unidad y la aceleración lateral (fuerza aplicada en el centro de gravedad) con respecto a la superficie del pavimento, considerada plana y horizontal, [12]. Para encontrar este umbral y la aceleración lateral correspondiente, se recurre a diversas maniobras direccionales que mantengan una condición de conducción estable, entre las que destaca la maniobra direccional tipo rampa, [12].

2.2.2.2 Transferencia lateral de carga dinámica

Considerando una distribución uniforme del peso en un vehículo, carga incluida, éste se distribuye de manera que cada lado soporta el 50% de ese peso. Sin embargo, cuando el vehículo está en movimiento, la distribución es variable, sobre todo en maniobras de cambio brusco de dirección debido al efecto inercial producido por cambios en la trayectoria, lo cual produce que la carga se transfiera de uno a otro lado. Este se conoce como transferencia lateral de carga, la cual se cuantifica a través de una medida de desempeño dinámico conocida como Razón de Transferencia Lateral de Carga, (LTR, *Load Transfer Ratio*), [12]. Este parámetro se define como la razón del valor absoluto de la diferencia entre la suma de las cargas soportadas por las llantas del lado derecho del vehículo menos la suma de las cargas soportadas por las llantas del lado izquierdo, entre la carga total de todas las llantas, exceptuando las direccionales. Aunque no es una medida absoluta, este parámetro es utilizado para conocer la Estabilidad Dinámica de Volcadura que presenta un vehículo, [12], obtenido generalmente de una prueba rápida estandarizada de cambio de carril. El valor recomendado es igual o menor a 0,6, [12].

2.2.2.3 Amplificación del coleo

La amplificación del coleo es otra medida de la estabilidad lateral de un vehículo. Este parámetro es un indicador de la proporción en que la última unidad se mueve lateralmente con respecto al tractocamión. La amplificación del coleo (RWA,

Rearward Amplification) se estima como la relación entre la máxima aceleración lateral experimentada por la última unidad y la experimentada por la primera (tractocamión). El valor típico recomendado en la literatura para esta medida es igual o menor a 2,2 [12].

2.2.2.4 Razón de amortiguamiento del coleo

La razón de amortiguamiento del coleo es una medida muy importante, ya que proporciona una idea del tiempo que la última unidad vehicular tardará en estabilizarse en maniobras de cambio de dirección (esta medida sólo aplica para vehículos articulados). Valores bajos para la razón de amortiguamiento del coleo pueden resultar en un coleo muy prolongado y podría ser causante de accidentes.

2.2.2.5 Despiste

El despiste de un vehículo se refiere a la desviación que tendrían los ejes posteriores con respecto a la trayectoria del primer eje (eje direccionable). En este sentido, el eje que sufriría mayor desviación sería el último en la combinación vehicular. Este despiste puede también interpretarse como la intrusión que tendría el vehículo sobre un carril o zona adyacente al realizar ciertas maniobras de conducción. La desviación sobre la trayectoria depende de factores como la velocidad, de la interacción mecánica de las llantas y el pavimento, de las dimensiones, y del tipo de configuración vehicular que se trate.

Para una configuración definida, la variable de mayor influencia en el despiste es la velocidad. Así, se especifican varios tipos de despiste dependiendo de la velocidad y de la trayectoria que un vehículo siga. Estos tipos son despiste a baja velocidad, despiste en estado estable a alta velocidad y despiste transitorio a alta velocidad. Normalmente el mayor despiste se presenta a baja velocidad, dependiendo enteramente de las características geométricas y de maniobrabilidad del vehículo. Sin embargo, en una carretera, la desviación del último eje con respecto a la trayectoria original, puede ser crítica cuando se realiza una maniobra repentina de cambio de carril.

2.3 Métodos de evaluación

La evaluación de los parámetros mencionados se realiza durante maniobras estandarizadas de conducción, dentro de las cuales podemos encontrar: la maniobra de cambio de carril y la maniobra tipo rampa.

2.3.1 Maniobra de cambio de carril

La maniobra direccional de cambio de carril consiste en ajustar la trayectoria del vehículo simulando el cambio repentino de carril en una carretera. La velocidad de avance sugerida para esta prueba es de 100 km/h, constante durante toda la maniobra. Estas condiciones deben producir una aceleración lateral en el eje frontal, es decir, el eje de dirección, cercana a 0,15 g [12]. En la Figura 2.6 se muestra la trayectoria típica descrita durante una maniobra de cambio de carril.

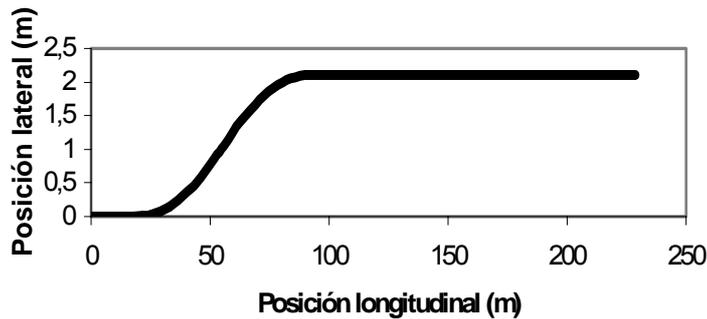


Figura 2.6

Trayectoria seguida para una prueba de cambio de carril, [12].

2.3.2 Maniobra tipo rampa

La maniobra direccional tipo rampa consiste en desplazar la combinación vehicular a velocidad de avance constante (100 km/h), mientras se incrementa gradualmente el ángulo de giro del volante y, por tanto, la orientación de las llantas direccionales, a una razón constante. Con ello, se pretende alcanzar incrementos en la aceleración lateral de entre 0,01 a 0,005 g/s. La trayectoria ideal que resulta de la combinación del desplazamiento de avance del vehículo y del cambio constante de dirección es de forma espiral, como se muestra en la Figura 2.7 [12].

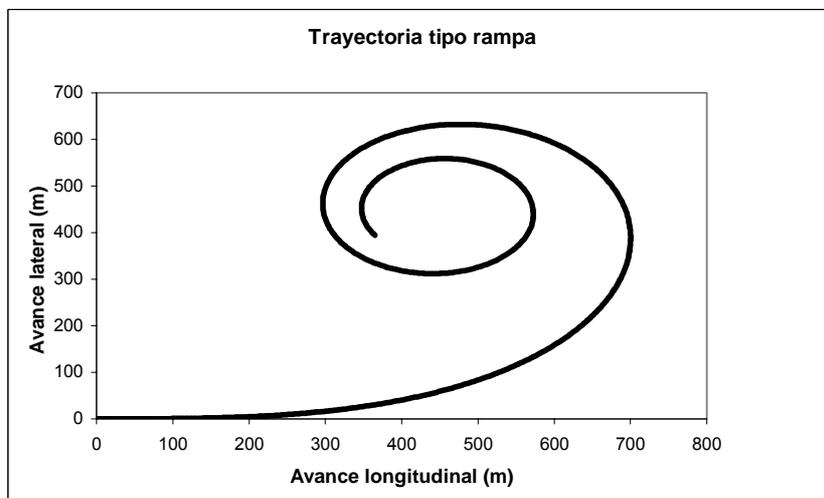


Figura 2.7

Trayectoria correspondiente a una prueba tipo rampa.

La completa caracterización del comportamiento dinámico de un vehículo se realiza a través de la evaluación de los parámetros mencionados en el capítulo anterior. Esta evaluación puede realizarse ya sea a través de un esquema experimental, de un esquema teórico o de una combinación de ambos. Sin embargo, las desventajas que involucra aplicar un desarrollo experimental implica, como la mayoría de las pruebas, el uso de equipos e infraestructura especial que puede redundar en altos costos de inversión. A falta de lo anterior, el esquema

disponible es el uso de métodos teórico-numéricos que, con la integración de algunos datos representativos, pueden proporcionar una aproximación aceptable del comportamiento para establecer los límites operacionales de un vehículo en carretera. El tipo de información necesaria se reduce a algunos aspectos geométricos, de estimación de propiedades mecánicas de componentes, de aspectos relacionados con la condición de carga y de la estandarización de maniobras de conducción.

Uno de los programas capaces de realizar este tipo de simulaciones es el programa denominado *Yaw-Roll*, el cual fue utilizado para llevar a cabo este trabajo y cuyas características principales se describen en el siguiente capítulo.

3 El modelo *Yaw-Roll*

3.1 Descripción general del programa

El modelo *Yaw-Roll* es un modelo de simulación teórico-numérico del comportamiento dinámico de vehículos pesados, con base en el dominio del tiempo. Esencialmente, es utilizado para determinar la respuesta de coleo y balanceo de vehículos multiarticulados. Este modelo, inicialmente desarrollado por el *Transportation Research Institute* de la *University of Michigan* (UMTRI), fue formulado con el propósito de analizar combinadamente el comportamiento direccional y de balanceo de vehículos de carga como camiones, tractocamiones con semitraileres y combinaciones de unidades dobles, durante maniobras de conducción en condiciones dinámicas que se aproximan al límite de volcadura. En su versión pública original, el modelo fue limitado para simular el movimiento de hasta cuatro unidades vehiculares con once ejes en total, distribuidos en las unidades como se desee. El modelo, además, puede simular el acoplamiento entre las unidades con una variedad de mecanismos de enganche.

En los siguientes puntos se describen las particularidades de este modelo, según fue desarrollado por el UMTRI, [21].

3.1.1 Grados de libertad

En su formulación, el modelo considera a cada unidad como un cuerpo rígido con cinco grados de libertad, suspendido y soportado por los ejes (considerados rígidos), razón por la cual se le llama a cada unidad masa suspendida o masa amortiguada. En este contexto, los grados de libertad son los movimientos en las direcciones lateral, vertical, y de rotación como coleo, balanceo y cabeceo. El grado de libertad correspondiente al movimiento longitudinal no es incluido debido a que la velocidad de avance de la unidad motriz (camión o tractocamión) se asume como constante durante toda la maniobra. Los ejes, denominados como masas no amortiguadas, que soportan cada unidad son supuestos como vigas rígidas, las cuales pueden balancearse y desplazarse verticalmente.

El número total de grados de libertad de un vehículo multiarticulado, N_d , con N_s masas amortiguadas y N_a ejes es, por tanto, dado por la expresión:

$$N_d = 5N_s + 2N_a \quad (3.1)$$

3.1.2 Características del modelo

Con el propósito de simplificar las ecuaciones de movimiento, las principales suposiciones y consideraciones tomadas en la elaboración de este modelo son:

1. El vehículo simulado se desplaza sobre una superficie horizontal, con características de fricción uniforme.

2. Los movimientos de cabeceo de las masas amortiguadas se consideran pequeños, de tal forma que se aplican las aproximaciones trigonométricas $\text{sen } x = x$, y $\text{cos } x = 1$.
3. La magnitud del ángulo de balanceo relativo entre las masas amortiguadas y los ejes es pequeño, por lo que se aplica la misma aproximación a la deflexión de balanceo entre la masa amortiguada y la no amortiguada.
4. El movimiento de balanceo relativo entre las masas amortiguadas y no amortiguadas toma lugar alrededor de un centro de balanceo, r , el cual se ubica a una altura fija debajo de la masa amortiguada, como se ilustra en la Figura 3.1. Así mismo, los elementos (resortes) de la suspensión son considerados siempre paralelos a la dirección vertical de la masa no amortiguada (k_u), transmitiendo únicamente fuerzas de tensión o de compresión. Debido a que el centro de balanceo puede deslizarse libremente a lo largo de la dirección k_u , todas las fuerzas que actúan en una dirección paralela a k_u son transmitidas por la suspensión, mientras que las fuerzas en la dirección transversal de la masa no amortiguada (j_u) actúan en el centro de balanceo, R_i . En el caso de que se presente un movimiento de balanceo relativo entre la masa amortiguada y los ejes con suspensión de muelles, la muelle tiende a ser torcida en el plano del balanceo, produciendo un par adicional de resistencia al balanceo. El modelo representa este efecto introduciendo un parámetro auxiliar de rigidez torsional, KRS .
5. Las no linealidades de la suspensión se representan de acuerdo a lo indicado en la Figura 3.2, usando un formato de entrada tabular.
6. El modelo permite la simulación de vehículos equipados con una amplia variedad de mecanismos de enganche. Las ecuaciones son formuladas de tal forma que las ecuaciones de movimiento son independientes de las de restricción. Por tanto, los vehículos equipados con cualquier mecanismo de enganche pueden ser analizados simplemente alterando las ecuaciones de restricción correspondientes.
7. El comportamiento de las llantas al virar se representa como una función tabular, en la que la fuerza lateral y el par de alineamiento no lineal característicos de las llantas, dependen del valor de la carga vertical y del ángulo de deslizamiento.
8. Las fuerzas que actúan en cada eje son independientes, por lo que no hay transferencia de carga (longitudinal) entre ejes.
9. Las simulaciones pueden ser realizadas en modos de lazo cerrado o de lazo abierto. En el modo de lazo abierto, la entrada al modelo es una historia en el tiempo de control de la dirección, expresada tabularmente. En el modo de lazo cerrado, se define la trayectoria a ser seguida por el vehículo, por lo que un "modelo de conductor" calcula los cambios en la dirección que son necesarios para permanecer en dicha trayectoria.

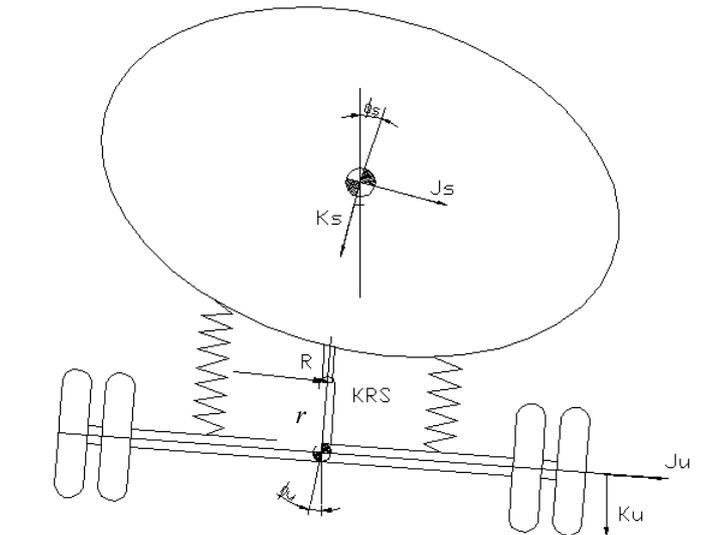


Figura 3.1
Representación de ejes y resortes de la suspensión en el modelo Yaw/Roll, [21].

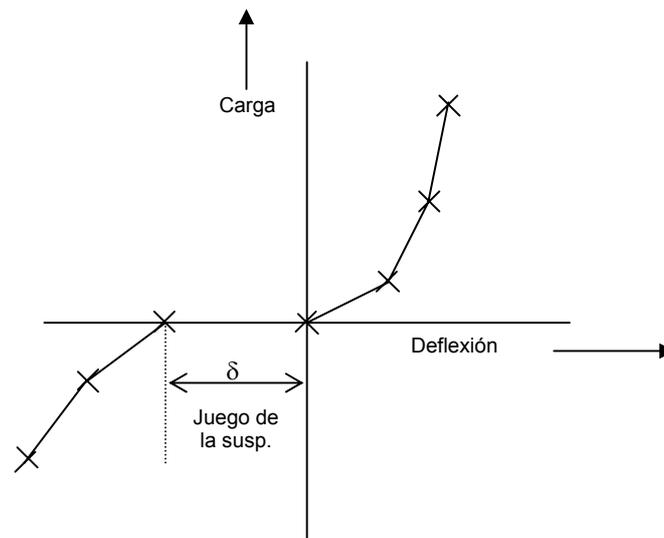


Figura 3.2
Representación de las no linealidades de la suspensión en el modelo Yaw/Roll, [21].

3.1.3 Derivación de ecuaciones de movimiento

La deducción de las ecuaciones de movimiento se lleva a cabo utilizando principios de la mecánica clásica, es decir, aplicando las leyes de Newton. Para ello, se utilizan tres sistemas generales ortogonales de referencia, los cuales son:

1. Sistema coordinado inercial fijo en el espacio.

2. Un sistema fijo a cada una de las masas amortiguadas de la configuración vehicular.
3. Un sistema fijo a cada una de las masas no amortiguadas (ejes del vehículo).

3.1.3.1 Sistemas de referencia

En la Figura 3.3 se muestran los sistemas de referencia utilizados en la obtención de las ecuaciones de movimiento para una configuración vehicular compuesta por dos unidades con tres ejes en total, que poseen, por tanto, dos masas amortiguadas y tres masas no amortiguadas. Para definir la orientación de las masas amortiguadas y las no amortiguadas con respecto al sistema de referencia inercial, se utilizan los ángulos de Euler, cuyas ecuaciones de transformación se describen de manera general.

Los tres movimientos de rotación de las masas amortiguadas son representados por el coleo ψ_s (rotación alrededor del eje vertical), el balanceo ϕ_s (rotación alrededor del eje longitudinal), y el cabeceo θ_s (rotación alrededor del eje transversal).

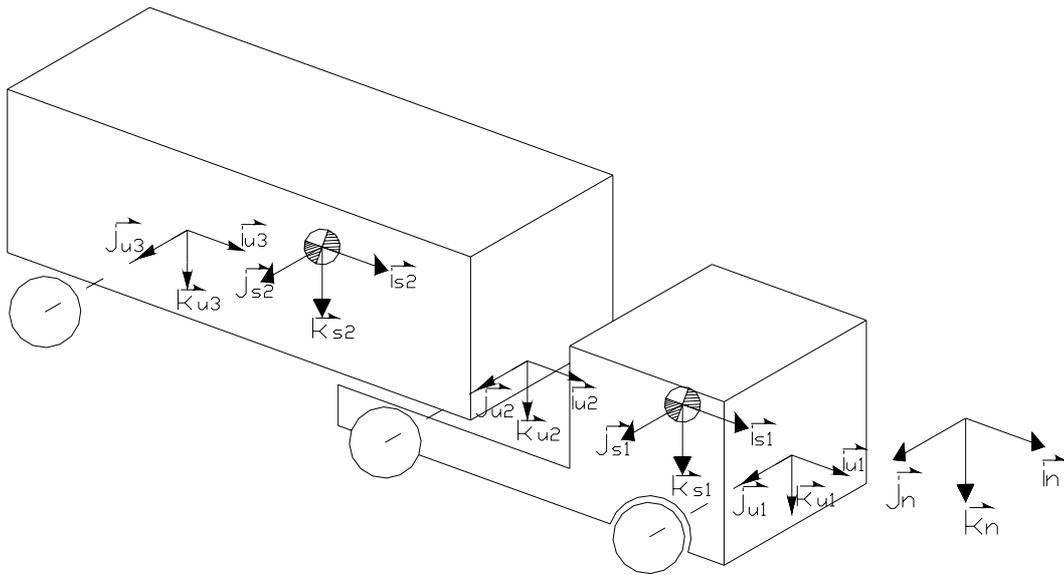


Figura 3.3
Sistemas de referencia utilizados por el modelo.

Las ecuaciones de transformación de coordenadas para el coleo ψ_s , son:

$$\begin{Bmatrix} \vec{i}_n \\ \vec{j}_n \\ \vec{k}_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi_s & -\text{sen } \psi_s & 0 \\ \text{sen } \psi_s & \cos \psi_s & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{i}_1 \\ \vec{j}_1 \\ \vec{k}_1 \end{Bmatrix} \quad (3.2)$$

o

$$\{\vec{i}_n \quad \vec{j}_n \quad \vec{k}_n\}^T = [a_{ij}] \{\vec{i}_1 \quad \vec{j}_1 \quad \vec{k}_1\}^T \quad (3.3)$$

Aplicando el mismo procedimiento se obtienen las ecuaciones de transformación para el balanceo ϕ_s y para el cabeceo θ_s las cuales se designan por b_{ij} y c_{ij} respectivamente. La matriz de transformación necesaria para relacionar a las masas amortiguadas con el sistema de referencia inercial, se obtiene de conjuntar las ecuaciones de transformación, dando:

$$\{\vec{i}_n \quad \vec{j}_n \quad \vec{k}_n\}^T = [A_{ij}] \{\vec{i}_s \quad \vec{j}_s \quad \vec{k}_s\}^T \quad (3.4)$$

donde

$$[A_{ij}] = [a_{ij}] [b_{ij}] [c_{ij}]$$

Debido a que los ángulos de cabeceo de las masas amortiguadas durante maniobras de cambio de dirección son muy pequeños las ecuaciones de transformación pueden ser simplificadas reemplazando $\text{sen } \theta_s$ por θ_s y $\text{cos } \theta_s$ por 1. Expandiendo la ecuación 3.4 y aplicando las simplificaciones anteriores se obtiene:

$$\begin{Bmatrix} \vec{i}_n \\ \vec{j}_n \\ \vec{k}_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi_s & -\text{sen } \psi_s \cos \phi_s + \cos \psi_s \text{sen } \phi_s & \text{sen } \psi_s \text{sen } \phi_s + \cos \psi_s \theta_s \cos \phi_s \\ \text{sen } \psi_s & \cos \psi_s \cos \phi_s + \text{sen } \psi_s \theta_s \text{sen } \phi_s & -\cos \psi_s \text{sen } \phi_s + \text{sen } \psi_s \theta_s \cos \phi_s \\ -\theta_s & \text{sen } \phi_s & \cos \phi_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{i}_s \\ \vec{j}_s \\ \vec{k}_s \end{Bmatrix} \quad (3.5)$$

Además

$$\begin{Bmatrix} \vec{i}_s \\ \vec{j}_s \\ \vec{k}_s \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi_s & \text{sen } \psi_s & -\theta_s \\ -\text{sen } \psi_s \cos \phi_s + \cos \psi_s \theta_s \text{sen } \phi_s & \cos \psi_s \cos \phi_s + \text{sen } \psi_s \theta_s \text{sen } \phi_s & \text{sen } \phi_s \\ \text{sen } \psi_s \text{sen } \phi_s + \cos \psi_s \theta_s \cos \phi_s & -\cos \psi_s \text{sen } \phi_s + \text{sen } \psi_s \theta_s \cos \phi_s & \cos \phi_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{i}_n \\ \vec{j}_n \\ \vec{k}_n \end{Bmatrix} \quad (3.6)$$

3.1.3.2 Velocidades angulares de la masa amortiguada

Las ecuaciones de movimiento de cada masa amortiguada son escritas en términos de las velocidades angulares fijas al cuerpo (p_s, q_s, r_s) y sus derivadas. Para determinar los ángulos de Euler, las velocidades angulares de Euler ($\dot{\phi}_s \quad \dot{\theta}_s \quad \dot{\psi}_s$) se calculan a partir de las velocidades angulares fijas al cuerpo, integradas numéricamente. Las velocidades angulares de Euler se definen a lo largo de las direcciones ($\vec{i}_s, \vec{j}_s, \vec{k}_s$). Por lo tanto, igualando las velocidades angulares fijas al cuerpo y las velocidades angulares de Euler se obtiene:

$$p_s \vec{i}_s + q_s \vec{j}_s + r_s \vec{k}_s = \dot{\phi}_s \vec{k}_s + \dot{\theta}_s \vec{j}_2 + \dot{\psi}_s \vec{k}_n \quad (3.7)$$

De la ecuación 3.2 se observa que

$$\vec{j}_2 = \cos \phi_s \vec{j}_s - \sin \phi_s \vec{k}_s \quad (3.8)$$

Además, la ecuación 3.5 indica que

$$\vec{k}_n = -\dot{\theta}_s \vec{i}_s + \sin \phi_s \vec{j}_s + \cos \phi_s \vec{k}_s \quad (3.9)$$

Substituyendo las ecuaciones 3.8 y 3.9 en 3.7 se obtienen:

$$p_s \vec{i}_s = (\dot{\phi}_s - \dot{\theta}_s \psi_s) \vec{i}_s \quad (3.10)$$

$$q_s \vec{j}_s = (\dot{\theta}_s \cos \phi_s + \sin \phi_s \dot{\psi}_s) \vec{j}_s \quad (3.11)$$

$$r_s \vec{k}_s = (-\dot{\theta}_s \sin \phi_s + \psi_s \cos \phi_s) \vec{k}_s \quad (3.12)$$

Las tres ecuaciones anteriores pueden ser escritas despejando las velocidades angulares de Euler, quedando de la siguiente manera:

$$\dot{\phi}_s = p_s + (q_s \sin \phi_s + r_s \cos \phi_s) \dot{\theta}_s \quad (3.13)$$

$$\dot{\theta}_s = q_s \cos \phi_s - r_s \sin \phi_s \quad (3.14)$$

$$\dot{\psi}_s = q_s \sin \phi_s + r_s \cos \phi_s \quad (3.15)$$

De este modo, las expresiones anteriores pueden integrarse numéricamente para obtener los ángulos de Euler en cualquier tiempo de la simulación.

Cada masa no amortiguada tiene dos grados de libertad, que son: balanceo y desplazamiento vertical con respecto a la masa amortiguada a la cual se conecta. La orientación de la masa no amortiguada con respecto al sistema de referencia inercial se define por el ángulo de coleo, ψ_s , y el ángulo de balanceo, ϕ_u . De lo anterior se obtiene:

$$\begin{Bmatrix} \vec{i}_u \\ \vec{j}_u \\ \vec{k}_u \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi_u & \sin \phi_u \\ 0 & -\sin \phi_u & \cos \phi_u \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{i}_1 \\ \vec{j}_1 \\ \vec{k}_1 \end{Bmatrix} \quad (3.16)$$

Si se combinan las ecuaciones 3.4 para el cabeceo, el resultado es:

$$\begin{Bmatrix} \vec{l}_1 \\ \vec{J}_1 \\ \vec{k}_1 \end{Bmatrix} = [b_{ij} c_{ij}] \begin{Bmatrix} \vec{l}_s \\ \vec{J}_s \\ \vec{k}_s \end{Bmatrix} \quad (3.17)$$

Por tanto, combinando las ecuaciones 3.16 y 3.17 se obtiene la ecuación de transformación, la cual relaciona tanto a la masa amortiguada como a la no amortiguada.

$$\begin{Bmatrix} \vec{l}_u \\ \vec{J}_u \\ \vec{k}_u \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \theta_s \sin \phi_s & \theta_s \cos \phi_s \\ -\theta_s \sin \phi_u & \cos(\phi_s - \phi_u) & -\sin(\phi_s - \phi_u) \\ -\theta_s \cos \phi_u & \sin(\phi_s - \phi_u) & \cos(\phi_s - \phi_u) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{l}_s \\ \vec{J}_s \\ \vec{k}_s \end{Bmatrix} \quad (3.18)$$

3.1.3.3 Ecuaciones de movimiento

El número de ecuaciones diferenciales necesario para describir el balanceo de un vehículo multiarticulado, considerando que cada masa amortiguada tiene cinco grados de libertad y cada masa no amortiguada dos grados de libertad, es:

$$k = 5N_s + 2N_a$$

Donde:

N_s = número de masas amortiguadas

N_a = número de masas no amortiguadas

3.1.3.4 Ecuaciones de movimiento de masas amortiguadas

Mediante la aplicación de las leyes de movimiento de Newton se obtienen las cinco ecuaciones correspondientes a los cinco grados de libertad para cada masa amortiguada, las cuales se presentan a continuación:

Ecuación para la fuerza lateral

$$\begin{aligned} m_s \dot{v}_s - m_s (p_s w_s - r_s u_s) = & \sum \vec{J}_s \text{ componentes de las fuerzas de restricción} + \\ & + \sum \vec{J}_s \text{ componentes de las fuerzas de la suspensión} + \\ & + m_s g \sin \phi_s \end{aligned} \quad (3.19)$$

Ecuación para la fuerza vertical

$$\begin{aligned} m_s \dot{w}_s - m_s (q_s u_s - p_s v_s) = & \sum \vec{k}_s \text{ componentes de las fuerzas de restricción} + \\ & + \sum \vec{k}_s \text{ componentes de las fuerzas de la suspensión} + m_s g \cos \phi_s \end{aligned} \quad (3.20)$$

Ecuación para los momentos de balanceo

$$I_{xx_s} \dot{p}_s - (I_{yy_s} - I_{zz_s}) q_s r_s = \sum \text{momentos de balanceo debidos por las restricciones} + \\ + \sum \text{momentos de balanceo debidos por las restricciones} \quad (3.21)$$

Ecuación para los momentos de cabeceo.

$$I_{yy_s} \dot{q}_s - (I_{zz_s} - I_{xx_s}) p_s r_s = \sum \text{momentos de cabeceo debidos por las restricciones} + \\ + \sum \text{momentos de cabeceo debidos por las restricciones} \quad (3.22)$$

Ecuación para los momentos de coleo.

$$I_{zz_s} \dot{r}_s - (I_{xx_s} - I_{yy_s}) p_s q_s = \sum \text{momentos de coleo debidos por las restricciones} + \\ + \sum \text{momentos de coleo debidos por las restricciones} \quad (3.23)$$

En las ecuaciones anteriores, las fuerzas de restricción son aquellas que actúan en los puntos de conexión entre masas amortiguadas adyacentes. Las fuerzas de la suspensión son definidas como las fuerzas que actúan entre la masa no amortiguada y la amortiguada.

3.1.3.5 Ecuaciones de movimiento de masas no amortiguadas

Se pueden escribir dos ecuaciones correspondientes a los dos grados de libertad que posee cada masa no amortiguada, que son balanceo y rebote (desplazamiento vertical).

$$I_{xx_{U_i}} \dot{p}_{U_i} = \text{momentos de balanceo producidos por las fuerzas de la suspensión} + \\ + \text{momentos de balanceo producidos por las fuerzas en las llantas} \quad (3.24)$$

$$m_{U_i} \ddot{a}_{m_{U_i}} \cdot \vec{k}_{U_i} = \vec{k}_{U_i} \text{ componentes de las fuerzas de la suspensión} + \\ + \vec{k}_{U_i} \text{ componentes de las fuerzas de las llantas} + m_{U_i} g \cos \phi_{U_i} \quad (3.25)$$

3.2 Datos de entrada del programa

Para la operación del programa se requiere una lista de datos paramétricos de entrada. Dependiendo de la configuración vehicular de estudio, la lista de datos de entrada contendrá los siguientes elementos:

Línea de título (hasta 80 caracteres)

Parámetros de operación de la simulación (numero de unidades en la configuración vehicular; camión, tractor, semirremolques, y convertidores)

Parámetros de la masa amortiguada para cada vehículo (pesos, momentos de inercia máxicos, altura del centro de gravedad)

Parámetros de carga en los ejes (carga transmitida por cada eje al piso)

Parámetros de la masa no amortiguada para cada eje (pesos, momentos de inercia máxicos, posición longitudinal de cada eje con respecto al centro de gravedad de la masa suspendida en la cual está montado, altura del CG de la masa no suspendida)

Parámetros de la suspensión para cada eje (extensión lateral de la suspensión, distancia lateral del centro del eje al centro de la llanta)

Parámetros de los mecanismos de enganche

Tablas de datos característicos de la suspensión (opcional)

Tablas de datos de fuerza de viraje en las llantas

Tablas de datos de par de autoalineamiento de las llantas

Parámetros del sistema de dirección

Parámetros de control de la dirección (modelo de conductor o tiempo/ control del ángulo de dirección)

Los datos de entrada se identifican por su posición en la lista de entrada, por lo que el orden es importante para asociar los vehículos y las opciones usadas en la simulación. De otra manera, el programa arrojará errores que pueden conducir al aborto del sistema de simulación.

3.3 Datos de salida de la simulación

Los datos de salida se presentan en forma de listado, con las distintas variables de movimiento del vehículo y las condiciones de operación en la simulación de la maniobra. Las variables y condiciones son presentadas en columnas con cada línea representando un punto en tiempo, medidas en segundos, desde el inicio de la simulación. La información se da en bloques de líneas de datos o incrementos de tiempo, indicando tiempo, posición horizontal, posición lateral, posición vertical, ángulo de balanceo, ángulo de coleo, ángulo de cabeceo, velocidad de avance horizontal, velocidad lateral, velocidad de balanceo, velocidad de coleo, velocidad de cabeceo, aceleración lateral y ángulo de dirección para las masas amortiguadas. Después se muestran las fuerzas de restricción. Posteriormente, los resultados para cada eje indican tiempo, ángulo de balanceo, desplazamiento vertical (rebote), ángulo de deslizamiento, carga vertical, fuerza lateral, par de alineación y fuerza en el resorte de la suspensión para el lado derecho e izquierdo de cada eje.

Como se expuso en el capítulo anterior, el modelo *Yaw-Roll*, con las características aquí descritas, proporciona la información suficiente para evaluar el comportamiento dinámico de los vehículos C3 y T3S2, con base en los parámetros y la metodología previamente mencionados. Los datos requeridos por el modelo

para la simulación se presentan en el capítulo siguiente, así como los criterios utilizados para su estimación, que representan una parte medular de este trabajo.

4 Estimación de parámetros para modelación

4.1 Carencias en la disponibilidad de información técnica

Como pudo observarse en el capítulo anterior, la información necesaria para analizar el comportamiento dinámico de un vehículo, sobre todo de uno pesado, no forma parte de las características y especificaciones técnicas que comercialmente lo acompañan. Más allá, vehículos que tienen avanzados tiempos de empleo difícilmente podrán compararse con vehículos de reciente adquisición, debido a las sustituciones de elementos y componentes o de otro tipo de reparaciones. Sin embargo, esta información es imprescindible para llevar a cabo ese tipo de análisis.

Las complicaciones inherentes a la consecución de esta clase de datos, así como la determinación de datos complementarios, no representa una tarea fácil. La restricción de ciertos niveles de información por parte de los fabricantes y desarrolladores de componentes para los vehículos, se sustenta principalmente en la confidencialidad de sus descubrimientos.

Considerando esta situación con respecto a la disponibilidad de la información para vehículos unitarios C3 y articulados T3S2, fue necesario recurrir a una serie de estimaciones, de carácter conservador, para cuantificar los parámetros faltantes. Los criterios empleados para realizar tales estimaciones tomaron como base los fundamentos teóricos, así como la experiencia práctica de los investigadores del campo de la dinámica de vehículos. Debido a esta situación, debe considerarse que la calidad de la información utilizada como base para la modelación y simulación del movimiento del vehículo, repercute directamente en su proceso de evaluación.

4.2 Vehículo unitario C3

4.2.1 Descripción general

El vehículo unitario seleccionado para la modelación, denominado C3, consta de tres ejes de soporte, un eje direccional y dos ejes tractivos, como se muestra en la Figura 4.1. Sobre el chasis va montado un contenedor (tonel) de sección transversal elíptica, con capacidad volumétrica de 20 m³. El cuerpo y tapas están contruidos con placa calibre No. 8 de acero al carbón, siendo reforzado interiormente con cinco placas transversales calibre No. 10 del mismo acero, generando seis compartimentos iguales en el contenedor. El tonel tiene una longitud aproximada de 6,25 m, cuya elipse es de 2,26 m en su eje mayor y 1,80 m en el menor.

El chasis posee una tracción en los dos ejes posteriores, una distancia base entre ejes de 5,87 m (231 in) y una masa de 6248 kg. Las dimensiones de las entreevas son 2,02 m para la delantera y de 1,84 m para la trasera.

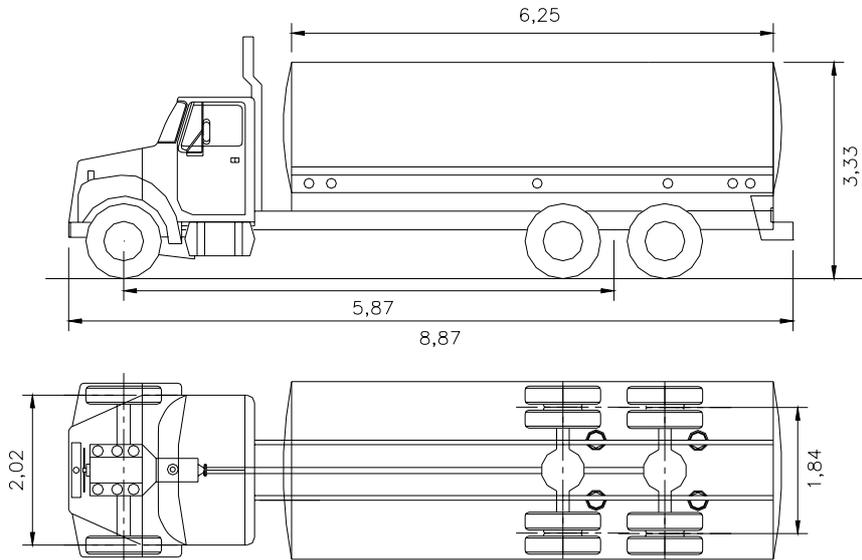


Figura 4.1
Dimensiones globales de la configuración C3 (m).

4.2.2 Estimación de propiedades másicas

Para obtener las propiedades másicas del vehículo (ubicación del centro de gravedad y momentos de inercia másicos), el vehículo se dividió en dos partes: una correspondiente al tanque o tonel, y otra para el chasis. Para el tonel se elaboró un modelo en un programa comercial de elementos finitos, el cual se muestra en la Figura 4.2, considerando las partes más representativas de la masa, listadas a continuación:

- Tanque
- Tapas del tanque
- Rompeolas
- “Cargadores” laterales y centrales
- Amortiguadores de lámina (laterales y transversales)
- Largueros
- Polines
- Chasis del camión

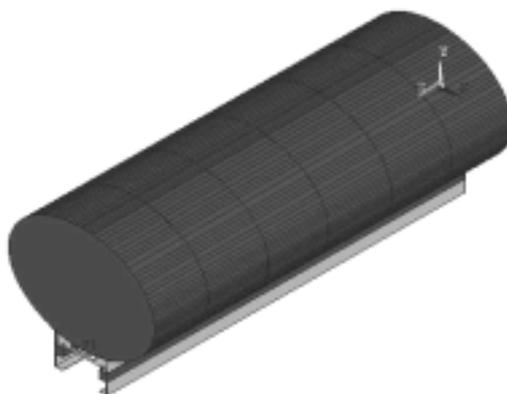


Figura 4.2

Modelo simplificado para el tonel capacidad 20 m3.

Estos análisis se realizaron considerando el tonel completamente lleno de líquido y completamente vacío. La densidad de los materiales representativos en este modelo fue:

$$\text{Acero} = 7840,45 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Madera} = 657,35 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Producto} = 830 \text{ kg/m}^3$$

Los resultados obtenidos a partir de este modelo del tonel en volumen, permitieron ubicar el centro de gravedad para ambas condiciones de carga, lleno y vacío. Combinando estos resultados con datos correspondientes al chasis (*International model designations from Navistar. 2554, 6X4 model standard GVW ratings 44000-64000 lbs*), se obtuvo la localización del centro de gravedad global de vehículo y tonel, mediante el teorema de ejes paralelos. En la Figura 4.3 se muestra la posición de los centros de gravedad del tonel, del camión y el global, para condiciones de vehículo completamente cargado.

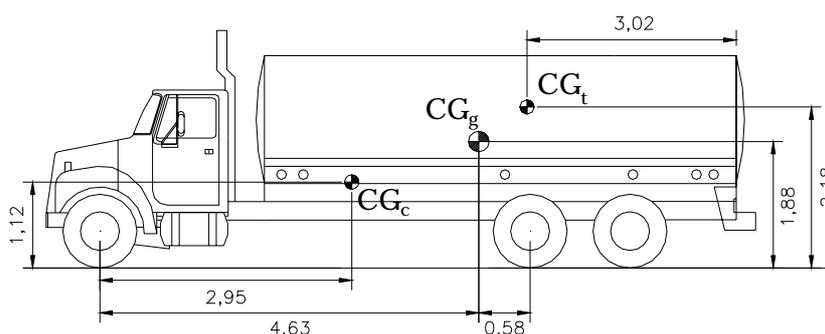


Figura 4.3

Localización del centro de gravedad para el contenedor cargado (CG_t), para el chasis (CG_c) y para el conjunto total (CG_g).

Del mismo modelo de tonel, se estimaron los valores para los momentos de inercia máxicos, mientras que para el chasis se utilizaron valores típicos para este tipo de configuración, considerando que la mayor participación corresponde al

tonel cargado [22]. En la Tabla 4.1 se muestran los resultados obtenidos para condiciones de vehículo vacío y lleno.

Tabla 4.1
Valores de los momentos de inercia para condiciones con y sin carga para la configuración C3.

Cond.	Momentos de inercia		
	I_{xx} (kg m ²)	I_{yy} (kg m ²)	I_{zz} (kg m ²)
Vacío	9638,3	28736,9	22418,1
Lleno	16944,2	85747,1	84269,2

La orientación de los momentos de inercia obedece a la orientación de los ejes del sistema coordinado mostrado en el capítulo 2, Figura 2.1.

4.2.3 Propiedades mecánicas de suspensión y llantas

Para estimar la rigidez vertical del sistema de suspensión y la rigidez radial de las llantas, se hicieron mediciones simplificadas en diversos vehículos de este tipo en condiciones de carga completa y de vacío, determinando la deflexión sufrida por las llantas y el sistema de suspensión mientras era cargado. En la tabla 4.2 se muestran los resultados obtenidos para tres vehículos con diferentes propiedades de rigidez.

Tabla 4.2
Valores de rigidez de la suspensión y de las llantas utilizados para la simulación

	Vehículo 1		Vehículo 2		Vehículo 3	
	kN/m		kN/m		kN/m	
Neumáticos	1417,6		982,6		789,0	
Suspensión	Del	Tras	Del	Tras	Del	Tras
	595,9	440,0	1266,4	1184,5	608,8	353,7

4.2.4 Distribución de la carga

Tomando como base la condición sin carga considerando únicamente una masa de 8284 kg del camión y del tonel, la distribución de la misma sobre los ejes produce un peso en cada eje como se indica en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3
Carga según la configuración de ejes en la combinación C3 vacío.

Eje o grupo de ejes	Carga [kN/kg]
Primero (sencillo direccionable)	28,9 / 2940
Segundo (motriz)	26,2/ 2672
Tercero (motriz)	26,2/ 2672

Tomando como base la condición de carga máxima con 20 m³ de producto, la masa total resultante del vehículo es de 24884 kg (244 kN), presentando su distribución sobre los ejes de la combinación en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4
Carga según la configuración de ejes en la combinación C3 lleno.

Eje o grupo de ejes	Carga [kN/kg]
Primero (sencillo direccionable)	56,9 / 5810
Segundo (motriz)	93,5/ 9537
Tercero (motriz)	93,5/ 9537

4.3 Vehículo articulado T3S2

4.3.1 Descripción general

La configuración vehicular articulada consta de un tractocamión con quinta rueda de tres ejes, uno direccional y dos tractivos (T3), y un semirremolque de dos ejes (S2), como se muestra en la Figura 4.4. El semirremolque consiste en un contenedor de sección elíptica diseñado para transportar 30 m³ de carga líquida. Similar al tonel del C3, el cuerpo y tapas están contruidos con lámina de acero al carbón calibre No. 8, con cinco placas de refuerzo en su interior calibre No. 10. El tanque tiene una longitud aproximada de 9,14 m, siendo las dimensiones aproximadas de la elipse de 2,26 m para el diámetro mayor y 1,80 m para el menor.

El tractocamión posee una masa aproximada de 6331 kg, siendo su distancia base entre ejes de 5,16 m (203 in). Las dimensiones de las entrevías son para la delantera 2,07 m y la trasera de 1,82 m.

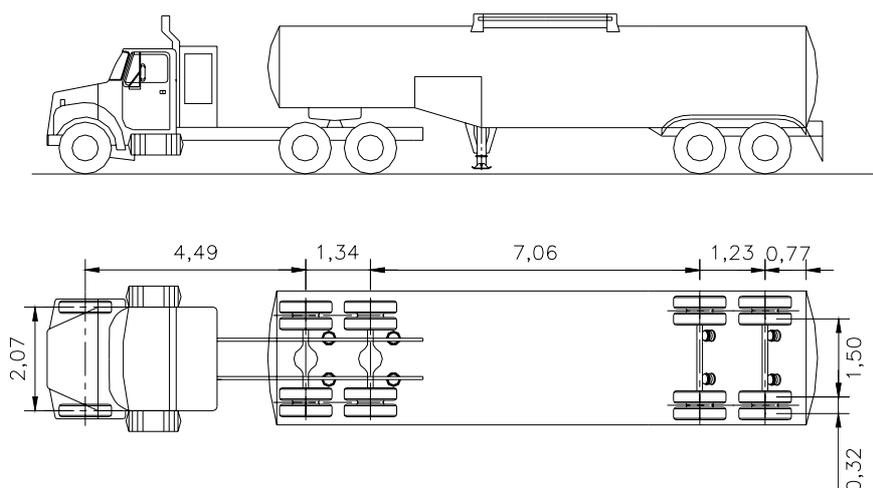


Figura 4.4
Dimensiones globales para la configuración T3S2 (m).

4.3.2 Estimación de propiedades másicas

Siguiendo el mismo procedimiento para la obtención de las propiedades másicas de la configuración vehicular C3, la combinación se consideró de manera separada en tractocamión y en semirremolque. Para el semirremolque se elaboró el modelo simplificado de elementos finitos, mostrado en la figura 4.5.

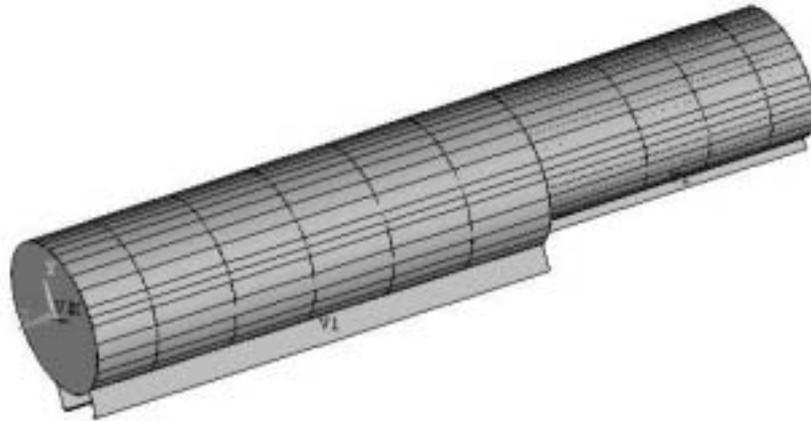


Figura 4.5
Modelo simplificado de semirremolque de 30 m³.

En la Figura 4.6 se muestra la localización del centro de gravedad del tractor y del semirremolque, para condiciones con y sin carga.

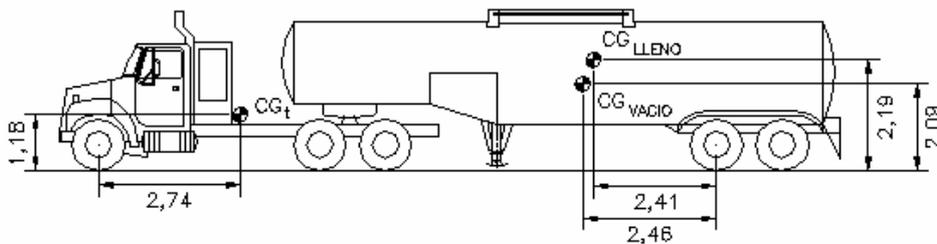


Figura 4.6
Localización de los centros de gravedad, CG, de la configuración T3S2 (m).

Los momentos de inercia másicos para el tractor y el semirremolque se muestran en la Tabla 4.5 y en la Tabla 4.6, respectivamente.

Tabla 4.5
Valores de los momentos de inercia para el tractor de la configuración T3S2.

I_{xx} (kg m ²)	I_{yy} (kg m ²)	I_{zz} (kg m ²)
1694,7	8473,5	8473,5

Tabla 4.6
Valores de los momentos de inercia del semirremolque de la configuración T3S2, para condiciones con carga y sin carga.

Cond.	Ixx (kg m ²)	Iyy (kg m ²)	Izz (kg m ²)
Vacío	2869,2	24676,7	25131,6
Lleno	18247,8	207033,9	212462,9

4.3.3 Propiedades mecánicas de suspensión y llantas

Se consideraron los mismos resultados estimados para la configuración C3, debido a que ambas configuraciones utilizan sistemas de suspensión y llantas de características similares.

4.3.4 Distribución de la carga

Tomando como base la condición sin carga considerando únicamente la masa del tractor y del semirremolque de 10741 kg para la configuración completa, la distribución de esta masa y su peso correspondiente en cada eje se indican en la tabla 4.7.

Tabla 4.7
Carga según la configuración de ejes en la combinación T3S2 vacía.

Eje o grupo de ejes	Carga [kN/kg]
Primero (sencillo direccionable)	23,1 / 2359
Segundo (motriz)	25,3 / 2576
Tercero (motriz)	25,3 / 2576
Cuarto (arrastre)	15,8 / 1615
Quinto (arrastre)	15,8 / 1615

Para la condición de carga máxima se consideran 30 m³ de producto, dando como resultado una masa total de la configuración vehicular de 35641 kg, cuya distribución y peso se indica en la Tabla 4.8.

Tabla 4.8
Carga según la configuración de ejes en la combinación T3S2, lleno kN / kg.

Eje o grupo de ejes	Carga [kN/kg]
Primero, (sencillo direccionable)	23,1 / 2359
Segundo, (motriz)	68,7 / 6999
Tercero, (motriz)	68,7 / 6999
Cuarto, (arrastre)	94,6 / 9642
Quinto, (arrastre)	94,6 / 9642

4.4 Parametrización

4.4.1 Parámetros de estudio

Como se mencionó en capítulos anteriores, el propósito de este trabajo consiste en analizar el efecto en el comportamiento dinámico de parámetros tales como altura del centro de gravedad, rigidez del sistema de suspensión, rigidez radial de las llantas neumáticas y la distancia base entre ejes. Las medidas de desempeño indicadoras son el umbral de volcadura, la manejabilidad y la transferencia lateral de carga.

Por su parte, el manejo de los parámetros geométricos (diferentes alturas del centro de gravedad y de distancia base entre ejes) requirieron ajustar los parámetros mecánicos base afectados por los mismos, principalmente los momentos de inercia y la distribución de la carga.

4.4.2 Distancia base entre ejes

La separación entre los ejes de un vehículo unitario o entre el punto de apoyo y los ejes, en las unidades de arrastre, es un parámetro que define la distribución del soporte de la carga y que interviene en el desempeño dinámico de los vehículos. Convencionalmente, la distancia base entre ejes (wheelbase) se considera una dimensión única, definida por la construcción geométrica del vehículo y medida sobre su plano vertical central longitudinal. Esta distancia se refiere a la separación horizontal entre el eje direccional y el trasero, para el caso de un vehículo unitario de dos ejes (C2), Figura 4.7a, o al promedio de las distancias del eje delantero a cada uno de los ejes traseros, para el caso de vehículos unitarios con más de un eje de carga, Figura 4.7b. Para las unidades de arrastre, como semirremolques y convertidores, esta dimensión corresponde a la longitud horizontal medida desde el punto de articulación al eje o punto medio del grupo de ejes de las llantas, Figura 4.7c y 4.7d.

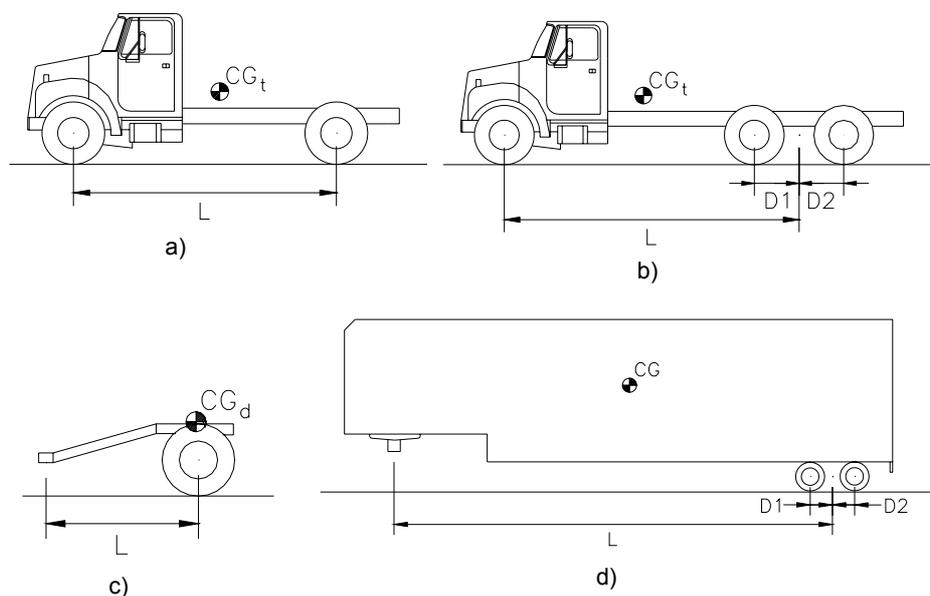


Figura 4.7.
Puntos de medición de la distancia base entre ejes a) vehículo C2, b) vehículo C3, c) convertidor sencillo, d) semirremolque.

Para vehículos que cuentan con un arreglo de dos o más ejes en la parte posterior, la medición de la distancia base se considera desde el centro geométrico del arreglo de ejes, pero esto implica considerar que la carga se distribuye en partes iguales para cada eje. Lo anterior no siempre se cumple, ya que diferencias en la presión de inflado de las llantas, diferencias en la rigidez vertical tanto del sistema de suspensión como en las llantas, entre otros factores, pueden afectar esta suposición. Por tal razón se decidió realizar un estudio considerando diferentes distribuciones de la carga en el arreglo de ejes traseros, lo cual altera la distancia base entre ejes.

En el siguiente capítulo se muestran los resultados de las simulaciones realizadas para el análisis del efecto de las variaciones antes mencionadas.

5 Resultados de la caracterización

En este capítulo se muestran los resultados de las simulaciones realizadas para los vehículos involucrados en este estudio. Estos resultados se presentan en términos de las medidas estandarizadas del desempeño dinámico de vehículos previamente comentadas, que para el caso del C3, corresponden al umbral de volcadura, a la transferencia lateral de carga y a las características de manejabilidad, mientras que para el T3S2, además de las anteriores, se incluyen el despiste a alta velocidad y la razón de amortiguamiento al coleo.

5.1 Intervalos de simulación de los parámetros

Como se indicó en capítulos previos, los parámetros considerados para la simulación son la altura del centro de gravedad, la rigidez del sistema de suspensión, la rigidez radial de las llantas y la distancia base entre ejes.

5.1.1 Altura del centro de gravedad

Para el caso del vehículo unitario C3, la altura del centro de gravedad se discretizó en 10 valores distintos dentro de un intervalo de 1,25 m a 1,95 m. De este intervalo, el primer valor corresponde al vehículo sin carga de transporte, mientras que el resto de los valores estuvieron por arriba y por debajo de 1,88 m, correspondiente a la condición de carga completa. La mayoría de los incrementos fueron del orden de 0,05 m.

Para el caso del vehículo articulado T3S2, los valores de altura considerados fueron de 2,09 m para el vehículo sin carga, de 2,19 m para el vehículo cargado (semirremolque con 30 m³ de producto líquido transportado) y con una variación de 5 cm por arriba y por debajo de este último valor, es decir, con 2,14 m y 2,24 m.

5.1.2 Rigidez vertical del sistema de suspensión

Los valores de referencia de la rigidez del sistema de suspensión son los presentados en la tabla 4.2, reproducida a continuación, para los vehículos 1 y 2, tanto unitario como articulado. De estos valores se incluyeron dos valores por arriba y dos por debajo, comprendidos en un intervalo de $\pm 20\%$.

Tabla 4.2
Valores de rigidez de la suspensión y de las llantas utilizados para la simulación

	Vehículo 1		Vehículo 2		Vehículo 3	
	kN/m		kN/m		kN/m	
Neumáticos	1417,6		982,6		789,0	
Suspensión	Del	Tras	Del	Tras	Del	Tras
	595,9	440,0	1266,4	1184,5	608,8	353,7

5.1.3 Rigidez radial de las llantas

Los valores utilizados fueron bajo el mismo criterio que el utilizado en el punto anterior. Los valores de referencia son los indicados en la tabla 4.2, para los vehículos 1 y 2.

5.1.4 Distancia base entre ejes

Semejante a los casos anteriores, los valores de la distancia base entre ejes considerados para el vehículo C3 fueron de 1 m por arriba y por debajo de la distancia de referencia de 5,87 m, en intervalos de 0,5 m. Para el caso del T3S2, la distancia de referencia fue de 8,35 m, con valores de 0,5 m por arriba y por debajo de la referencia, en intervalos de 0,25 m.

Cabe mencionar que los valores indicados corresponden a una distribución de carga igualmente repartida en los ejes posteriores de ambas configuraciones; es decir, simulan la ubicación de los dos ejes traseros en conjunto. Además de esta condición, para el vehículo C3 se simuló la variación de la distancia base como resultado de una distribución no equitativa de la carga en dichos ejes posteriores, de hasta un 10% de diferencia entre ambos ejes.

5.2 Resultados para el vehículo C3

5.2.1 Efecto de la altura del centro de gravedad

5.2.1.1 Umbral de volcadura

La Figura 5.1 muestra gráficamente la relación de la aceleración lateral requerida para producir la volcadura del vehículo para diferentes alturas del centro de masa. Puede observarse que conforme se incrementa la altura de la ubicación del centro de gravedad, la condición de volcadura se presenta a un menor nivel de aceleración lateral. De las tres variantes de camiones unitarios analizados, el vehículo 3 presenta el menor umbral de volcadura, mientras que los vehículos 1 y 2 resisten mayores niveles de aceleración. Como posteriormente se presentará, este umbral y las diferencias entre los valores soportables por los vehículos, son afectados por las propiedades mecánicas de las llantas y del sistema de suspensión.

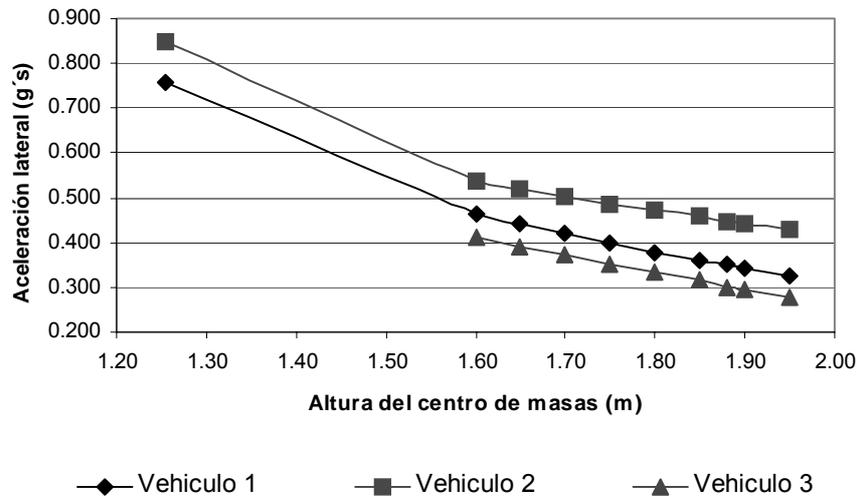


Figura 5.1

Umbral de volcadura contra altura del CG.

5.2.1.2 Manejabilidad

En la figura 5.2 se muestran los diagramas de manejabilidad para los vehículos sin carga. En términos generales, para esta condición de carga los tres vehículos evaluados presentan características de subviraje. Esta condición indica que el vehículo responderá de una manera más lenta ante cambios en la dirección, requiriendo ángulos mayores de orientación de las llantas direccionales que el ángulo de orientación longitudinal del vehículo.

Con respecto a los resultados correspondientes a la simulación del vehículo con carga completa, ésta se realizó considerando únicamente la altura de referencia del centro de gravedad, ubicada en 1,88 m. Cabe aclarar que sólo se presentan los diagramas para esta altura debido a que no se observaron efectos significativos en las características de manejabilidad debidos al cambio en la altura del centro de gravedad para el vehículo cargado, siendo la única diferencia remarcable una disminución del nivel de aceleración lateral alcanzado al inicio de la volcadura.

Para los vehículos en esta condición de carga, se muestran los diagramas de manejabilidad en la Figura 5.3. Aunque los vehículos mantienen la condición de subviraje, debido a la carga presentan un menor intervalo de aceleración lateral. Sin embargo, se puede notar que el vehículo 3 presenta un subviraje más marcado que el resto de los analizados.

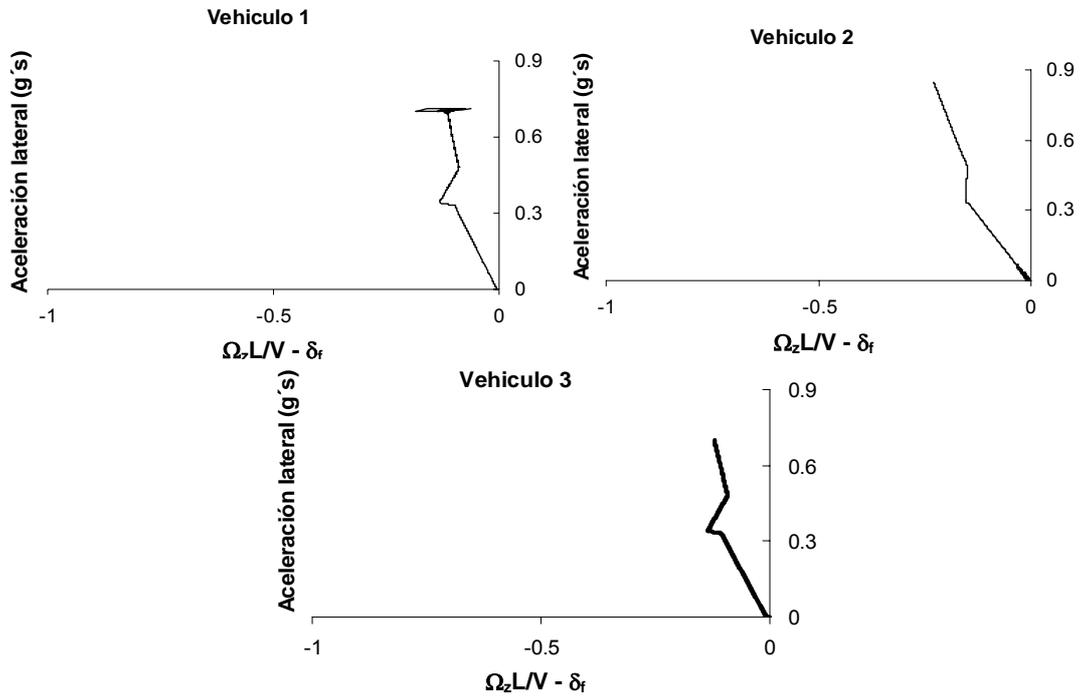


Figura 5.2
Diagramas de manejabilidad para tonel vacío.

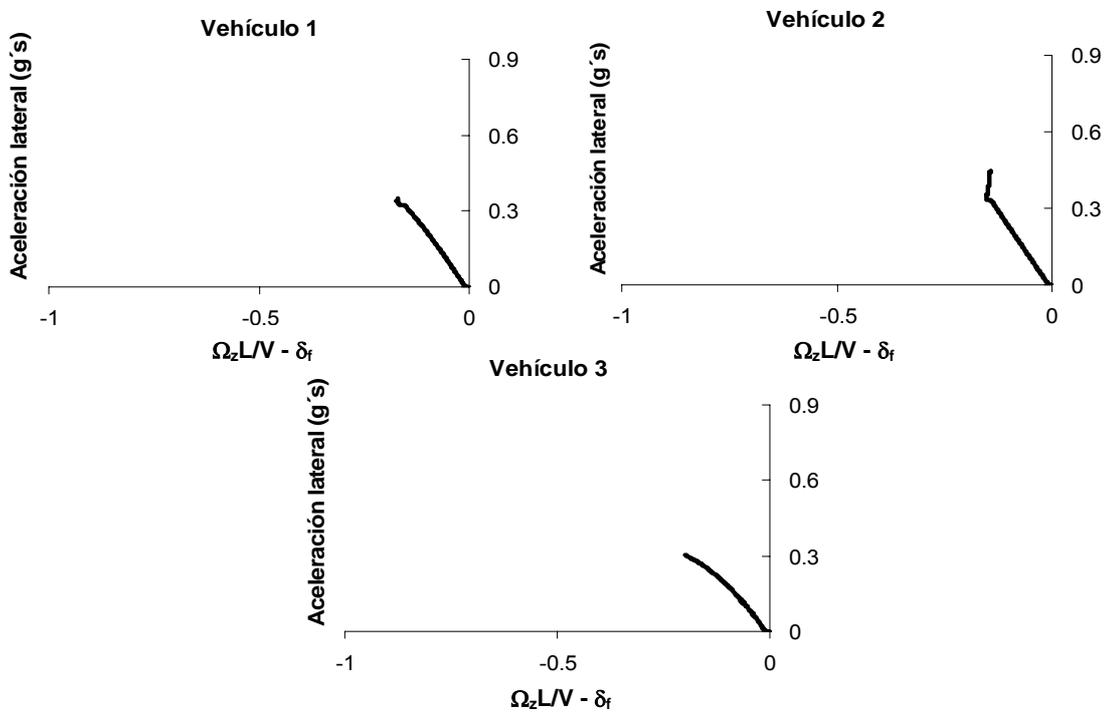


Figura 5.3
Diagramas de manejabilidad para tonel lleno y altura real del CG.

5.2.1.3 Transferencia lateral de carga (LTR)

En la tabla 5.1 se muestran los valores obtenidos de la simulación de una prueba de cambio simple de carril para la transferencia lateral de carga LTR.

Tabla 5.1
Transferencia lateral de carga (LTR) vehículo C3.

Altura CG	Transferencia lateral de carga LTR (%)		
	Vehículo 1	Vehículo 2	Vehículo 3
1,254	11,77	11,74	12,95
1,600	29,44	21,96	54,78
1,650	31,88	22,96	60,79
1,700	34,60	24,00	68,01
1,750	37,78	25,09	75,74
1,800	41,59	26,32	85,82
1,850	45,77	27,50	92,62
1,880	48,77	28,38	99,67
1,900	50,29	28,84	100
1,950	55,15	30,28	100

Como se puede observar en los valores de la tabla, la transferencia lateral de carga LTR aumenta conforme es mayor la altura del centro de gravedad. Considerando los valores de rigidez del sistema de suspensión y llantas en estas simulaciones, el que presenta un índice menor de LTR fue el vehículo 2, que es el más rígido; por el contrario, el vehículo 3, de mayor suavidad, presenta valores más altos que, como se puede observar en la mayoría de los casos, supera el valor recomendado de 60%. Para los vehículos 1 y 2 todos los valores de LTR están por debajo del valor recomendado.

5.2.2 Efecto de la rigidez radial de las llantas

Debido a que las simulaciones se realizaron considerando la maniobra tipo rampa, se presenta únicamente el efecto sobre el umbral de volcadura, ya que no se detectaron cambios significativos en la manejabilidad. Así, en la Figura 5.4 se presenta el caso para el vehículo 1. Puede notarse un ligero incremento en el nivel de aceleración requerida para iniciar la volcadura conforme las llantas se vuelven más rígidas, aunque este incremento es mínimo.

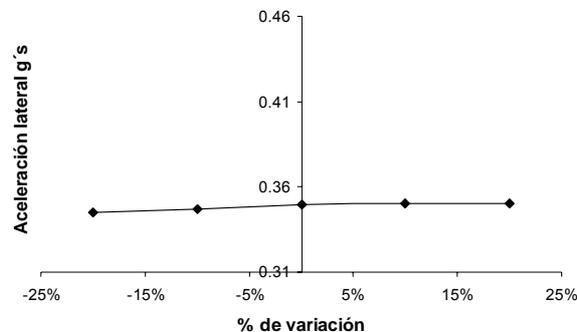


Figura 5.4

Efecto de la rigidez de las llantas en el umbral de volcadura, vehículo 1.

En la Figura 5.5 se muestra el efecto para el vehículo 2. Semejante al vehículo 1, se observa un incremento muy pequeño en el nivel de aceleración lateral conforme se aumenta la rigidez radial de las llantas.

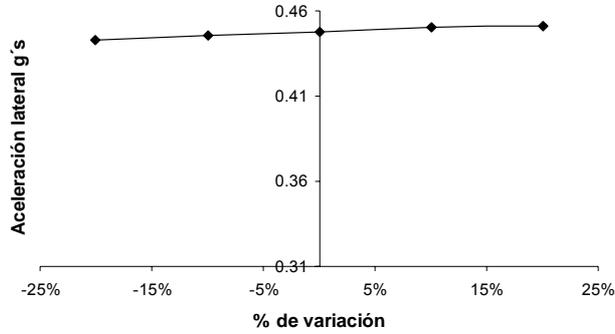


Figura 5.5

Efecto del cambio de rigidez de las llantas en el umbral de volcadura, vehículo 2.

5.2.3 Efecto de la rigidez vertical del sistema de suspensión

5.2.3.1 Umbral de volcadura

En la Figura 5.6 y en la Figura 5.7 se puede notar que como sucedió en el caso del cambio de rigidez vertical de las llantas, el nivel de aceleración lateral alcanzado aumenta conforme aumenta la rigidez vertical del sistema de suspensión. Para el caso del vehículo 1, el incremento en la aceleración lateral soportada antes de la volcadura es mayor que en el vehículo 2, aunque en ambos casos este aumento es de mayor magnitud que el provocado por el aumento de rigidez vertical de las llantas. Lo anterior implica que la rigidez del sistema de suspensión tiene un mayor efecto que el de las llantas.

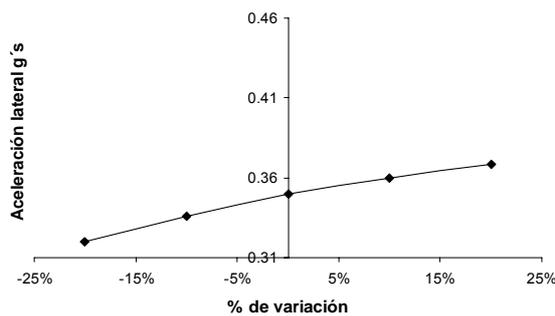


Figura 5.6

Efecto del cambio de rigidez de la suspensión en el umbral de volcadura para el vehículo 1.

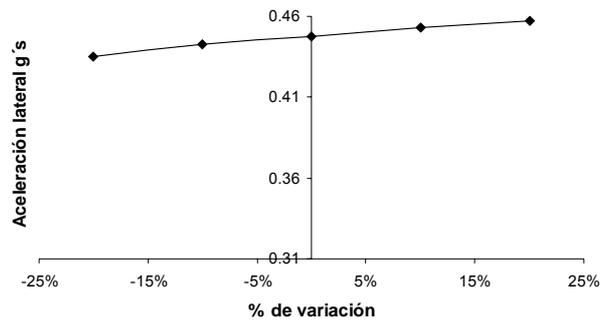


Figura 5.7
Efecto del cambio de rigidez de la suspensión en el umbral de volcadura para el vehículo 2.

5.2.3.2 Manejabilidad

Debido a que el mayor cambio en el comportamiento dinámico ocasionado por la rigidez vertical del sistema de suspensión lo presenta el vehículo 1, en la Figura 5.8 se muestran los resultados para la manejabilidad para los casos extremos; es decir, para valores de $\pm 20\%$ el valor de la rigidez vertical de la suspensión. En este diagrama se observa que todos los casos presentan una condición predominante de subviraje, siendo mayor para una menor rigidez de la suspensión, aunque con decremento en la aceleración lateral necesaria para producir la volcadura.

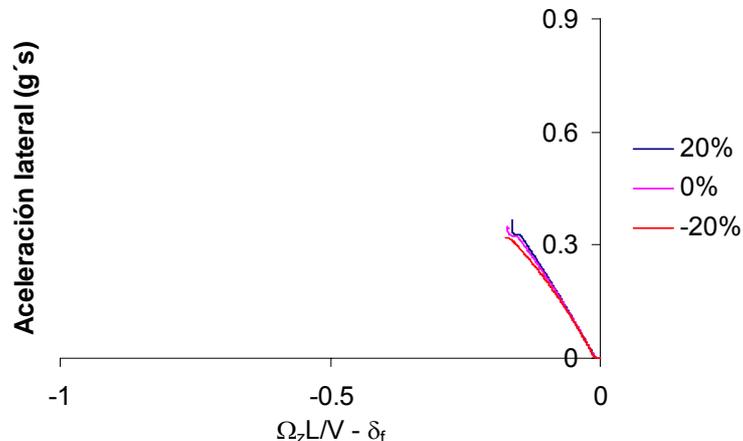


Figura 5.8
Efecto del cambio en la rigidez vertical de la suspensión en la manejabilidad del vehículo 1.

5.2.4 Efecto de la distancia base entre ejes (L)

5.2.4.1 Umbral de volcadura

En la Figura 5.9 se observa como la distancia base entre ejes afecta el nivel de aceleración lateral. Para los tres vehículos simulados, se define un valor máximo para un valor de distancia base entre ejes. Lo anterior puede interpretarse como

un valor óptimo para las características de cada vehículo, en términos de la ubicación geométrica del conjunto de ejes posteriores. Por ejemplo, para el vehículo 1 la distancia ideal se encuentra alrededor de 6,37 m, para el vehículo 2 en 5,87 m, que es la distancia estimada como referencia, mientras que para el vehículo 3 es alrededor de 5,37 m.

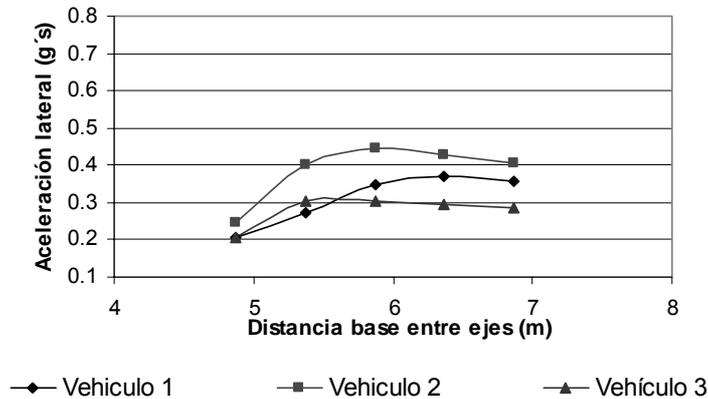


Figura 5.9

Umbral de volcadura contra variación de la distancia L.

5.2.4.2 Manejabilidad

Debido a que la distancia base entre ejes es una variable involucrada en la expresión de la manejabilidad, indicada como eje de las abscisas en el diagrama, es de esperarse que cambios en esta distancia produzcan cambios en la manejabilidad del vehículo. En la figura 5.10 se muestran los diagramas correspondientes al vehículo 1 para las distintas distancias simuladas, de donde se observa que entre mayor es la distancia base, la pendiente de la curva del diagrama de manejabilidad tiende hacia la verticalidad, lo cual significa viraje neutral.

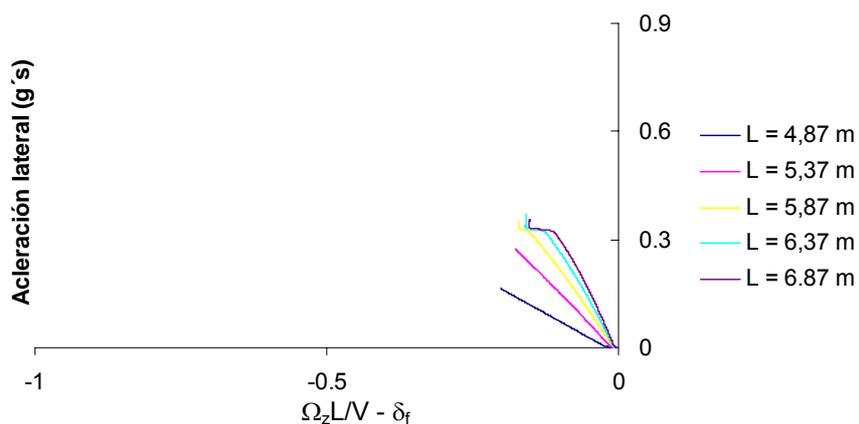


Figura 5.10

Diagramas de manejabilidad para el vehículo 1.

El vehículo 2 presenta un comportamiento similar al mostrado para el vehículo 1, mostrado en la Figura 5.11, con la diferencia de que en este caso es más marcada al final una condición de viraje neutral, con una ligera tendencia de sobreviraje a mayores aceleraciones, particularmente para distancias superiores a 6,87 m.

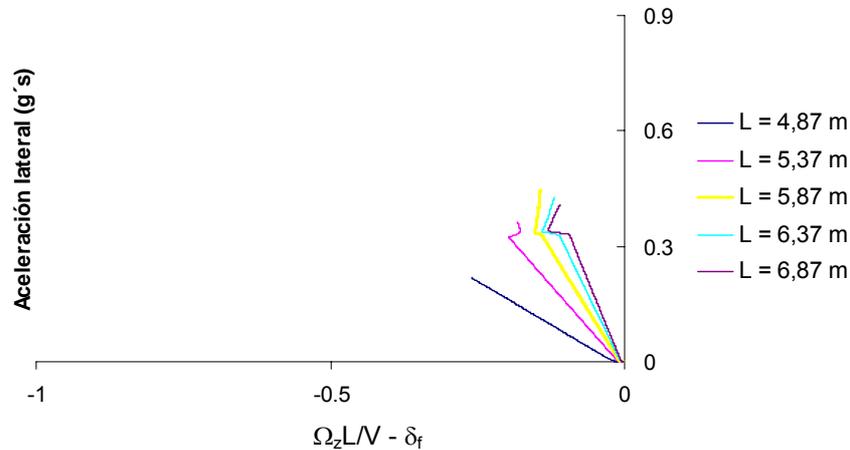


Figura 5.11
Diagramas de manejabilidad para el vehículo 2.

A continuación, en la Figura 5.12 se muestran los resultados para el vehículo 3, el cual presenta una tendencia similar a los dos casos anteriores, con la diferencia de que este vehículo mantiene la condición de subviraje, aunque la tendencia es hacia el viraje neutral a medida que se incrementa la distancia base.

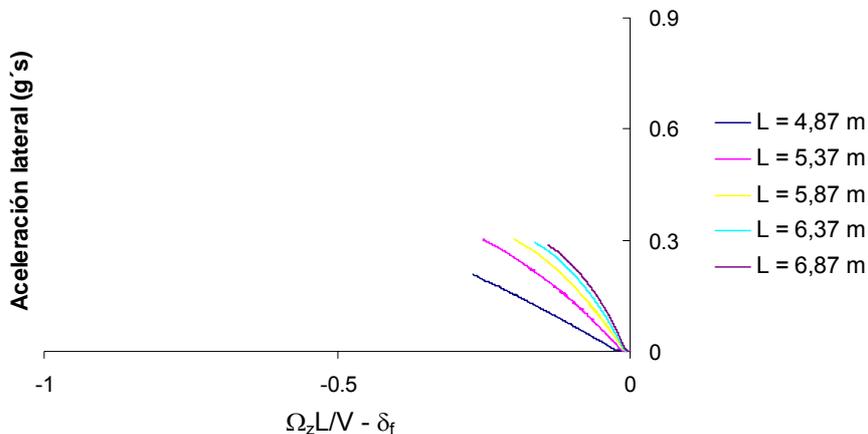


Figura 5.12
Diagramas de manejabilidad para el vehículo 3.

5.2.5 Efecto de la distribución de carga en ejes traseros

Al existir una diferencia entre la carga que soporta cada eje del conjunto de ejes posteriores, la distancia desde el eje delantero hasta donde actúa la fuerza resultante de las cargas soportadas por cada eje, no coincide con la distancia media entre ambos ejes posteriores. Por esta razón, la distancia base entre ejes

no debe ser medida desde este punto, sino a partir de donde se encuentra dicha fuerza resultante. Con base en lo anterior, se realizaron algunas corridas de simulación para determinar el efecto de la distribución de carga sobre el conjunto de ejes traseros de los vehículos estudiados, de acuerdo al intervalo de $\pm 10\%$, con variaciones del 5%. Con estas variaciones, la distancia base entre ejes sufre pequeñas alteraciones, alrededor de ± 0.15 m de la distancia de referencia.

5.2.5.1 Umbral de volcadura

En la Figura 5.13 se pueden observar los casos de los vehículos 1 y 2, en los cuales el umbral de volcadura alcanza un valor máximo, con características semejantes a lo presentado en la Figura 5.9, denotando una distribución de carga óptima para un umbral de volcadura mayor. Para el vehículo 3, la aceleración máxima se presenta para una distribución equitativa en ambos ejes de carga (50%-50%), mientras que para el vehículo 2 se presenta cuando la distribución concentra una mayor carga en el último eje, denominado posterior trasero (55%-45%), y de manera semejante para el vehículo 1, cuando la distribución de carga es de 60% en el eje posterior trasero y de 40% para el posterior delantero (60%-40%).

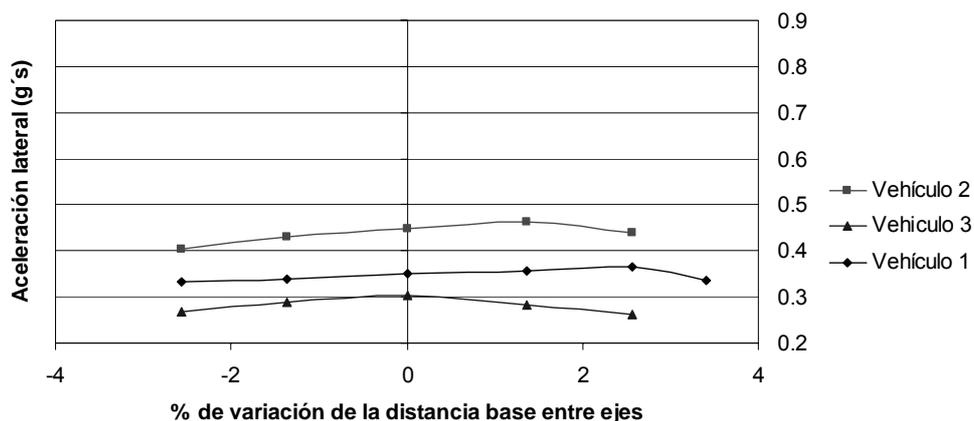


Figura 5.13
Efecto de la distribución de carga en ejes posteriores (variación en la distancia base entre ejes), en la aceleración lateral correspondiente al umbral de volcadura.

Con el propósito de identificar algún efecto de la rigidez de llantas y de la suspensión sobre las diferencias de la mejor distancia entre ejes para la distribución de la carga, se realizaron algunas simulaciones modificando la rigidez vertical del sistema de suspensión entre los ejes delanteros y traseros. Estas modificaciones se realizaron estableciendo como base que la proporción entre las rigideces delantera y trasera, se mantuviera en una razón de 1,06 para el primer vehículo y de 1,26 para el segundo y tercer vehículos. Lo anterior, considerando que la razón original entre esas rigideces eran de 1,26 para el primer vehículo y de 1,06 para el segundo. Los resultados se presentan en la Figura 5.14, de la cual se

desprende que la rigidez del sistema de suspensión afecta también esta distancia base entre ejes que proporciona el mayor umbral de volcadura.

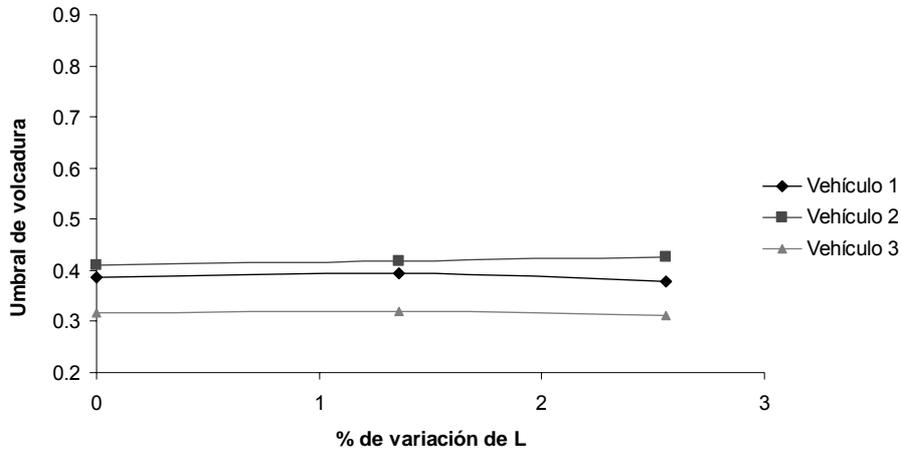


Figura 5.14

Efecto en la diferencia de la rigidez vertical entre los ejes del vehículo.

La Figura 5.15 corresponde a una gráfica del porcentaje de variación de la distancia base entre ejes contra el porcentaje de variación en el umbral de volcadura producido por dicha variación en la distancia base entre ejes para los tres vehículos. Se observa que el vehículo que presenta los valores máximos de cambio es el vehículo 3, el cual encuentra el valor óptimo para cuando L coincide con el centro geométrico, y para los vehículos 1 y 2 es cuando L está más hacia atrás del centro geométrico del conjunto de ejes.

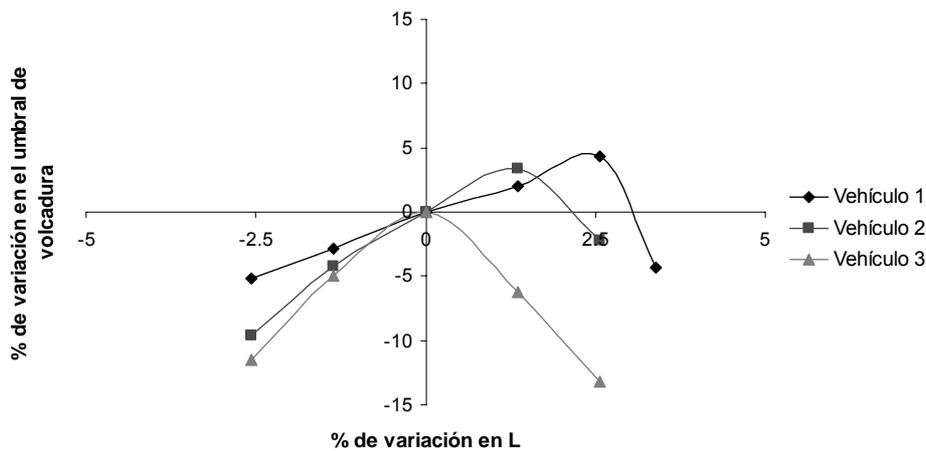


Figura 5.15

Porcentaje de variación de L contra el porcentaje de variación del umbral de volcadura.

5.2.5.2 Manejabilidad

En las siguientes gráficas se muestra el efecto de la variación de la distancia base entre ejes, en términos del porcentaje de carga soportada en los ejes posterior-trasero-posterior delantero, para el vehículo 1 (Figura 5.16), para el vehículo 2 (Figura 5,17) y para el vehículo 3 (Figura 5.18). De estas figuras se observa que los tres vehículos muestran características de subviraje, acentuándose más en el vehículo 3, mientras que en el vehículo 2 se presenta una porción de viraje neutral para mayores aceleraciones, con mayores efectos cuando L se incrementa, es decir, cuando la carga es más grande en el último eje. Sin embargo, el subviraje se mantiene con una tendencia pronunciada en el vehículo 3.

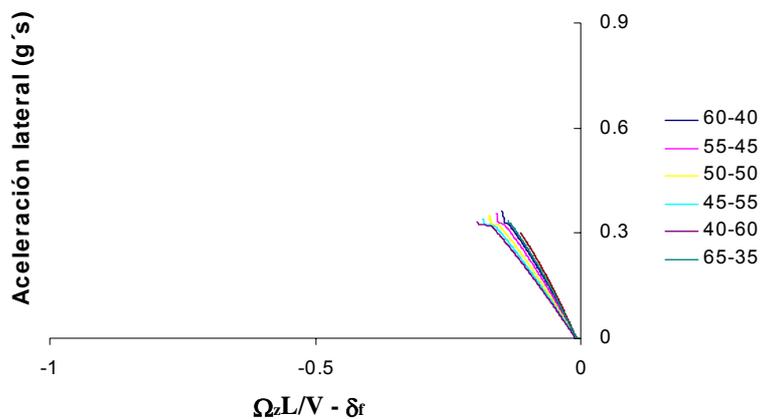


Figura 5.16
Diagramas de manejabilidad para el vehículo 1.

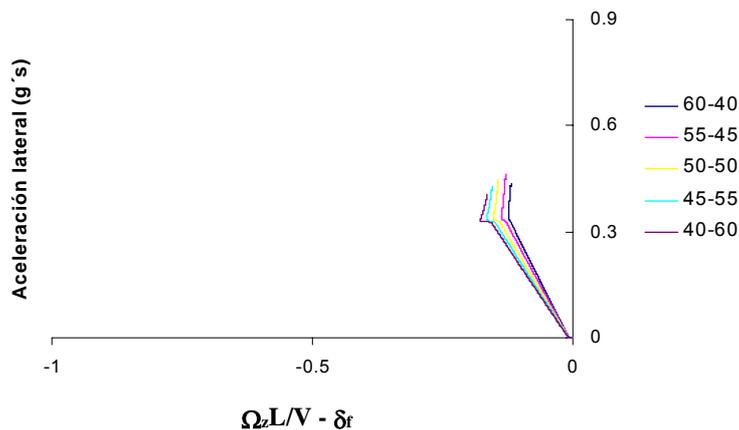


Figura 5.17
Diagramas de manejabilidad para el vehículo 2.

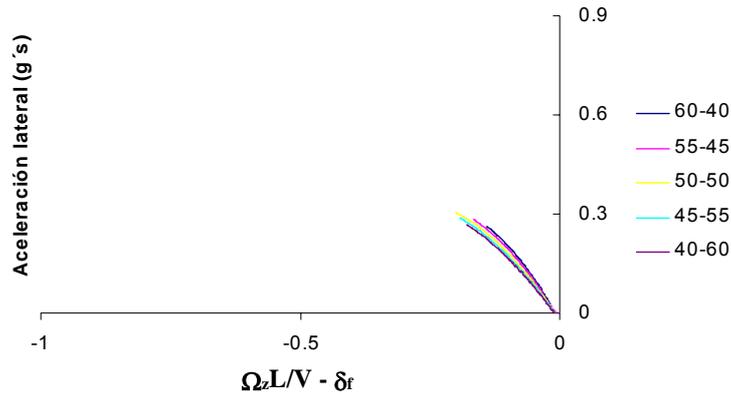


Figura 5.18
Diagramas de manejabilidad para el vehículo 3.

5.3 Resultados para el vehículo T3S2

Para el caso del vehículo articulado T3S2, las medidas de desempeño son, además de las mostradas para el vehículo unitario, las correspondientes al despiste entre la primera y segunda unidad (tractor y semirremolque) y la razón de amortiguamiento del coleo (YDR).

5.3.1 Efecto de la altura del centro de gravedad

5.3.1.1 Umbral de volcadura

En la Figura 5.19 se muestra el efecto que ejerce la altura del centro de gravedad sobre el umbral de volcadura. Como en el caso del vehículo unitario, puede notarse que a menor altura se requiere una aceleración lateral mayor para producir la volcadura, aunque en el caso de la condición de vehículo cargado estos incrementos son muy pequeños.

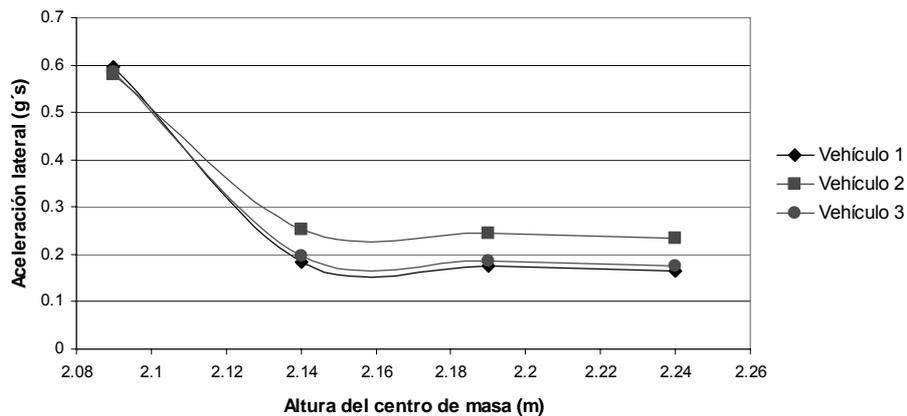


Figura 5.19
Altura del centro de gravedad contra umbral de volcadura.

5.3.1.2 Manejabilidad

En la Figura 5.20 se presentan los diagramas de manejabilidad de los vehículos sin carga, resaltando la condición de subviraje del tractocamión, mientras que el semirremolque presenta un comportamiento de tendencia global con viraje neutral, pero con intervalos de aceleración con las tres condiciones alternantes de manejabilidad.

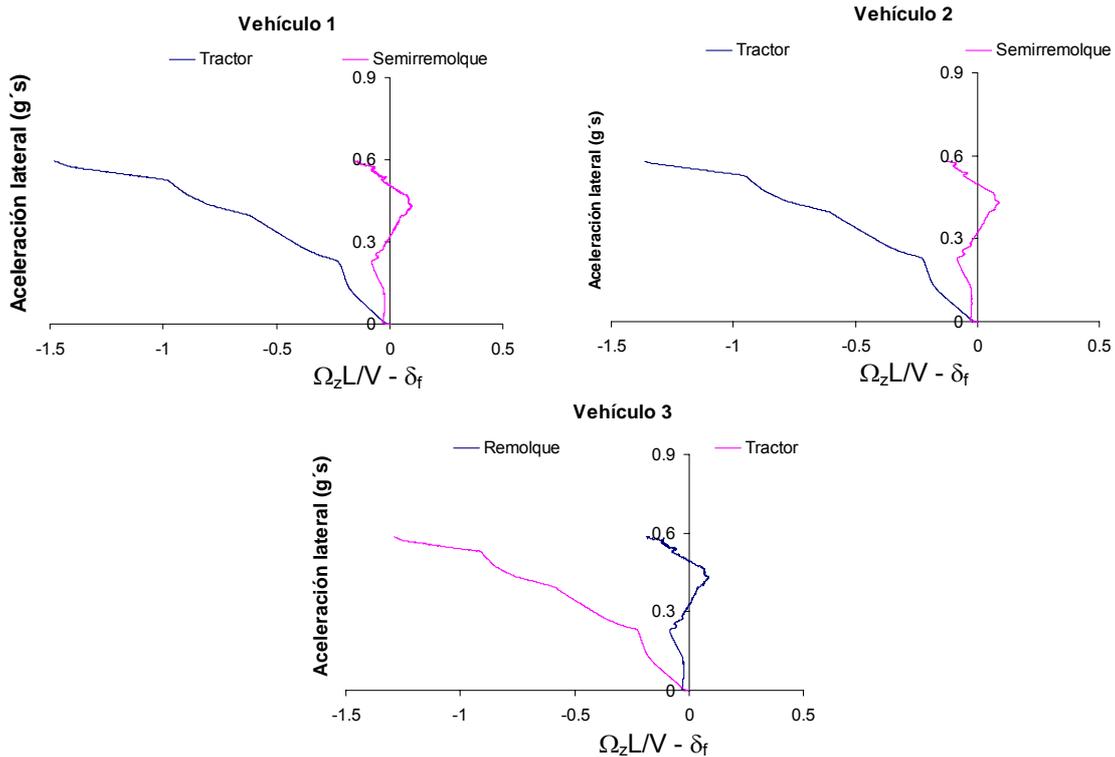


Figura 5.20
Diagramas de manejabilidad vehículo T3S2 sin carga.

En la Figura 5.21 se presentan los tres vehículos en condiciones de carga completa, y una altura del centro de gravedad de 2,19 m. Similar al caso sin carga, el tractor muestra un comportamiento completamente de subviraje, en tanto que el semirremolque una mayor definición de una tendencia hacia el viraje neutral, aunque los límites de aceleración soportada son muy bajos, comparados con el caso sin carga. Sin embargo, se observa que para el semirremolque del vehículo 2, al estar expuesto a aceleraciones mayores presenta un comportamiento con características de sobreviraje.

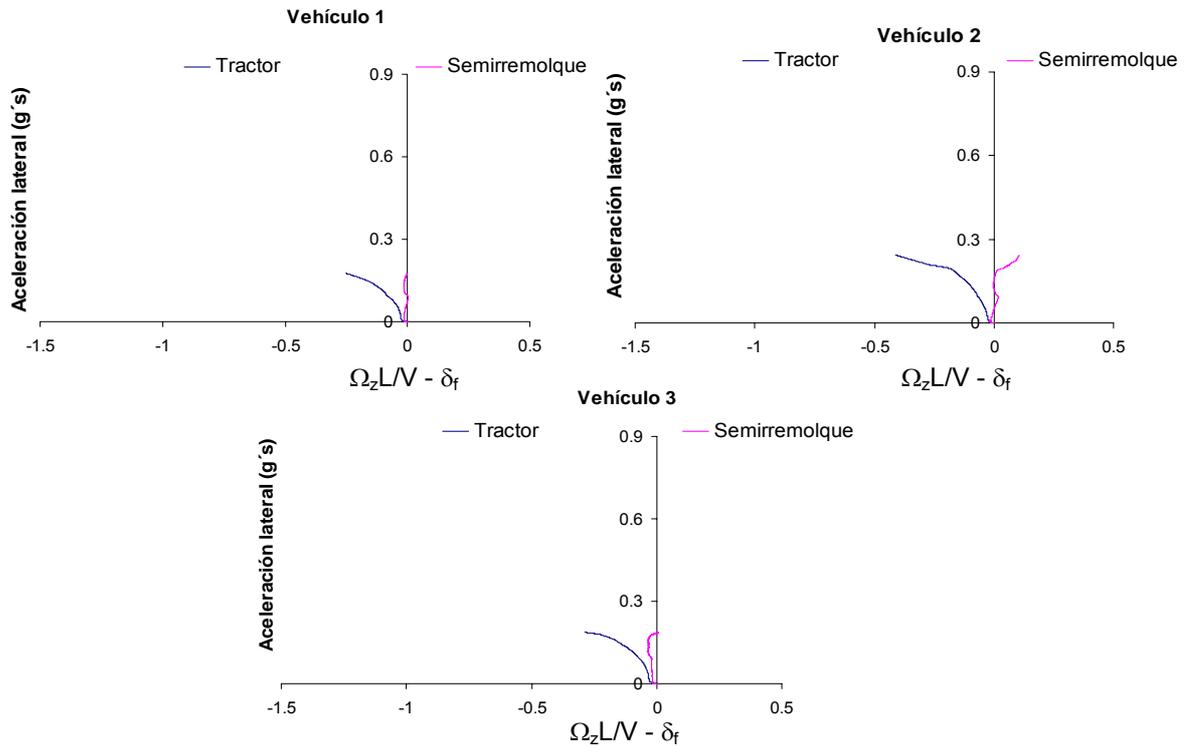


Figura 5.21
Diagramas de manejabilidad vehículo T3S2 con carga.

5.3.1.3 Transferencia lateral de carga (LTR)

En la Tabla 5.2 se muestran los valores de la transferencia lateral de carga para los tres vehículos y las diferentes alturas del centro de gravedad simuladas. Se puede notar que el vehículo que presenta los valores más altos es el vehículo 3, el que presenta los valores más bajos es el vehículo 2 y que en ningún caso se excede el valor recomendado del 60%.

Tabla 5.2
Transferencia lateral de carga (LTR) vehículo T3S2.

Altura CG	Transferencia lateral de carga LTR (%)		
	Vehículo 1	Vehículo 2	Vehículo 3
2,09	15,6	15,5	16,5
2,14	38,5	30,4	51,2
2,19	40,9	31,4	54,1
2,24	42,7	32,6	57,9

Esta tendencia se atribuye a la rigidez vertical del sistema de suspensión, ya que entre más suave es ese sistema, mayor es la transferencia lateral de carga.

5.3.1.4 Despiste

Los resultados del despiste lateral se muestran en la Tabla 5.3, donde se observa que el vehículo 2 presenta los valores mínimos para esta medida de desempeño,

no rebasando los 19 cm para el caso de la altura más crítica. Por el contrario, el vehículo 3 presenta los valores más altos. Puede notarse que la magnitud del despiste aumenta unos cuantos centímetros conforme es mayor la altura del centro de masa, aunque este incremento es muy pequeño.

Tabla 5.3
Despiste lateral

Altura CG	Despiste (m)		
	Vehículo 1	Vehículo 2	Vehículo 3
2,09	0,09	0,08	0,09
2,14	0,24	0,14	0,33
2,19	0,24	0,15	0,36
2,24	0,27	0,19	0,40

5.3.1.5 Amortiguamiento del coleo

Como se puede observar en la Tabla 5.4, la altura del centro de masa tiene un efecto considerable sobre la razón de amortiguamiento ya que entre mayor es esta altura, la razón disminuye. El que presenta los valores más altos es el vehículo 2, mientras que el vehículo 3 tiene los valores más bajos. Es notorio que la condición de carga produce un menor amortiguamiento, lo que implica que la magnitud de las oscilaciones del semirremolque se mantiene durante un mayor tiempo.

Tabla 5.4
Razón de amortiguamiento del coleo (YDR)

Altura CG	Razón de amortiguamiento del coleo YDR		
	Vehículo 1	Vehículo 2	Vehículo 3
2,09	0,461	0,452	0,456
2,14	0,260	0,341	0,240
2,19	0,253	0,337	0,234
2,24	0,245	0,329	0,229

5.3.2 Efecto de la rigidez radial de las llantas

5.3.2.1 Umbral de volcadura

Los resultados de la variación de la rigidez de las llantas en la aceleración lateral requerida para iniciar la volcadura, se presentan en la Figura 5.22 para los vehículos 1 y 2. Aunque se observa un incremento en la aceleración lateral con un aumento en la rigidez de las llantas, este incremento no es significativo para los intervalos de rigidez simulados.

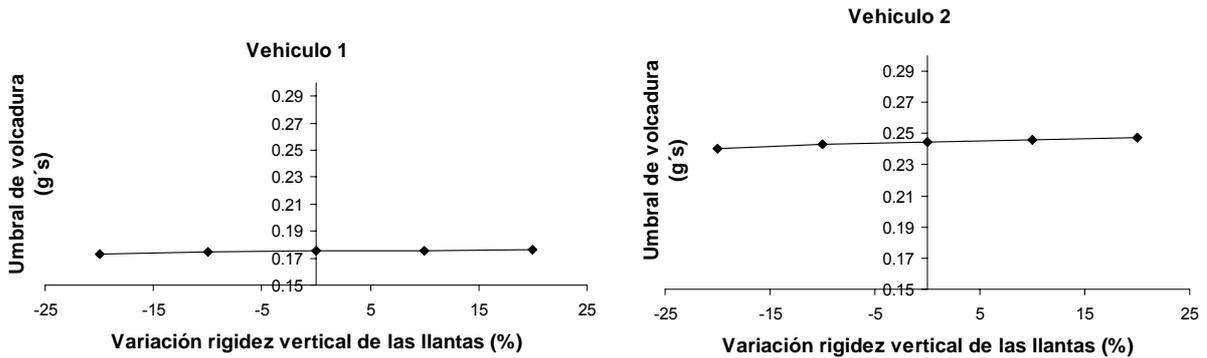


Figura 5.22
Umbral de volcadura contra cambio en la rigidez radial de las llantas.

5.3.2.2 Manejabilidad

En cuanto a la manejabilidad, la rigidez de las llantas no parece tener efecto ya que el comportamiento es similar para las variaciones simuladas, como se muestra en los diagramas de manejabilidad del semirremolque de los vehículos 1 y 2 (Figura 5.23), coincidiendo la curva para todos los casos.

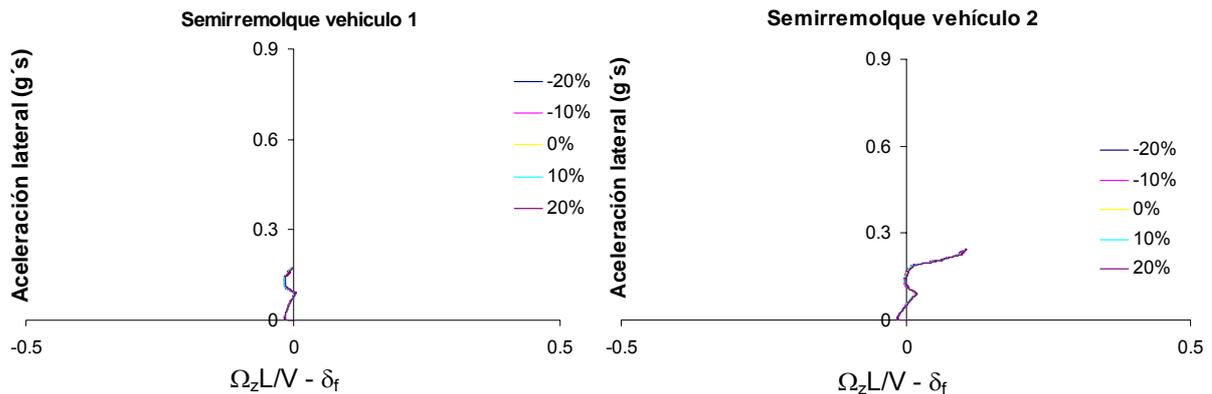


Figura 5.23
Diagramas de manejabilidad para el semirremolque.

5.3.3 Efecto de la rigidez vertical del sistema de suspensión

5.3.3.1 Umbral de volcadura

En la Figura 5.24 se puede observar cómo entre más rígido es el sistema de suspensión existe un ligero aumento en el nivel de aceleración lateral para producir volcadura que puede resistir el vehículo. Aunque este incremento no es muy grande, se nota un efecto mayor que el generado por la rigidez de las llantas.

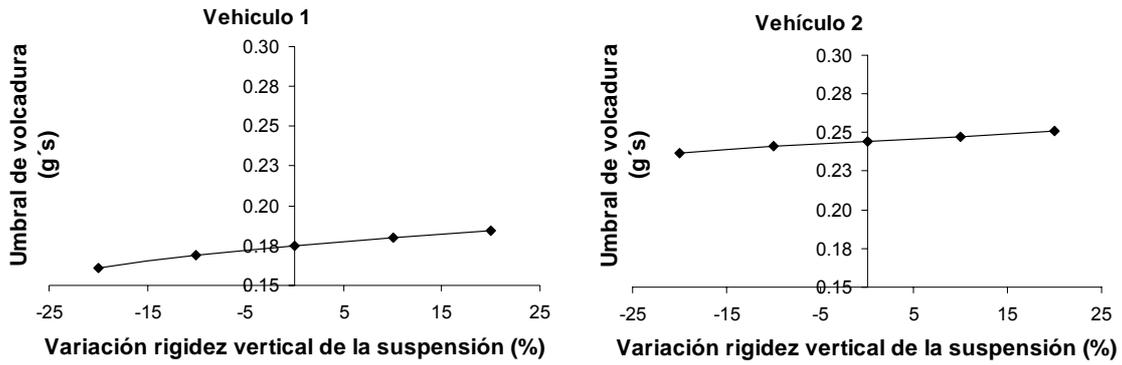


Figura 5.24

Umbral de volcadura contra cambio en la rigidez vertical de la suspensión.

5.3.3.2 Manejabilidad

En cuanto a la manejabilidad, la variación de la rigidez del sistema de suspensión produce cambios marginales, sugerido por el estrecho intervalo de la descripción gráfica de la curva, como puede observarse en la Figura 5.25 para el vehículo 1 y en la Figura 5.26 para el vehículo 2.

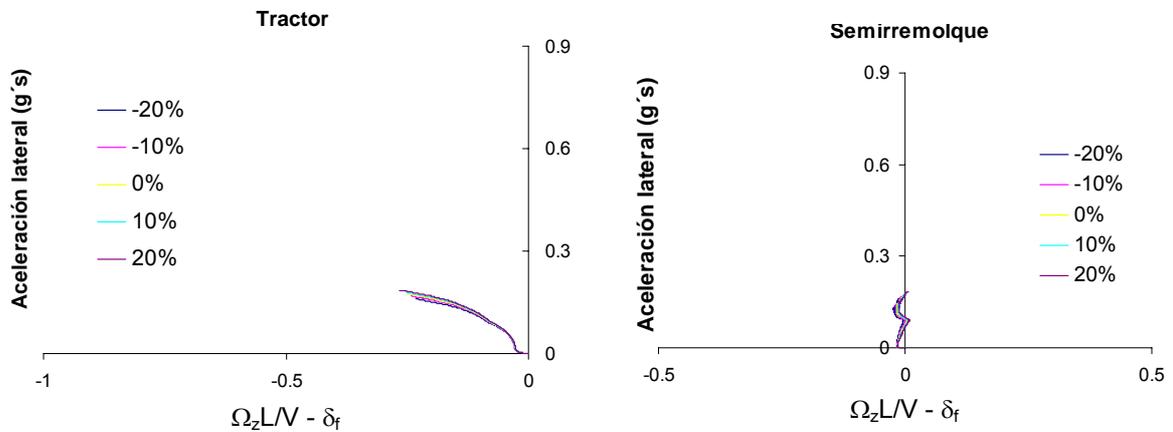


Figura 5.25

Diagramas de manejabilidad para el vehículo 1.

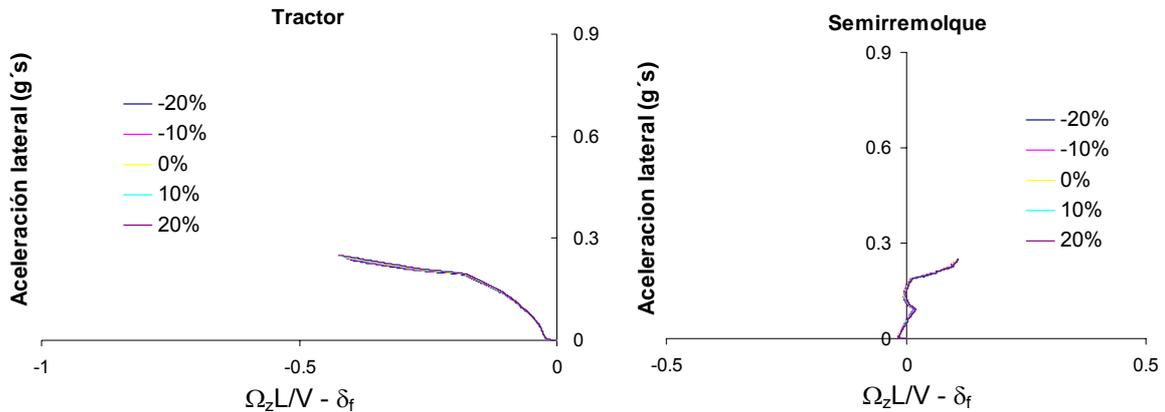


Figura 5.26
Diagramas de manejabilidad para el vehículo 2.

5.3.3.3 Transferencia lateral de carga (LTR)

En la Tabla 5.5 se presentan los resultados para la transferencia lateral de carga. Tal como se ha comentado con anterioridad, la rigidez de la suspensión afecta la razón de transferencia, ya que menor rigidez aumenta la razón de transferencia lateral de carga, mientras que mayor rigidez lo disminuye.

Tabla 5.5
Transferencia lateral de carga (LTR)

% de cambio	Transferencia lateral de carga LTR (%)	
	Vehículo 1	Vehículo 2
-20	45,32	33,07
-10	42,50	32,10
0	40,40	31,41
10	38,64	30,78
20	37,24	30,22

5.3.3.4 Despiste

En cuanto al despiste, en la tabla 5.6 se puede observar un ligero aumento conforme disminuye la rigidez vertical del sistema de suspensión, aunque en todos los casos los valores se mantienen muy por debajo del recomendado en la literatura, de 0,8 m [12]. De nueva cuenta, el que presenta los valores mayores es el vehículo 1, con mayor variación con respecto a la variación negativa de la rigidez.

Tabla 5.6
Despiste lateral

% de cambio	Despiste (m)	
	Vehículo 1	Vehículo 2
-20	0,29	0,16
-10	0,26	0,15
0	0,24	0,15
10	0,21	0,14
20	0,20	0,13

5.3.3.5 Amortiguamiento del coleo

En la Tabla 5.7 se observa cómo la razón de amortiguamiento del coleo se incrementa conforme aumenta la rigidez vertical del sistema de suspensión, además de que el vehículo 2 presenta los valores más grandes.

Tabla 5.7
Razón de amortiguamiento del coleo (YDR)

% de cambio	Razón de amortiguamiento del coleo YDR	
	Vehículo 1	Vehículo 2
-20	0,243	0,317
-10	0,248	0,328
0	0,253	0,337
10	0,261	0,344
20	0,268	0,350

5.3.4 Efecto de la distancia base entre ejes (L)

5.3.4.1 Umbral de volcadura

En la Figura 5.27 se puede observar que prácticamente el umbral de volcadura no sufre cambio alguno debido a las variaciones en la distancia base entre ejes; esto, a diferencia del vehículo unitario donde se observó un cambio significativo.

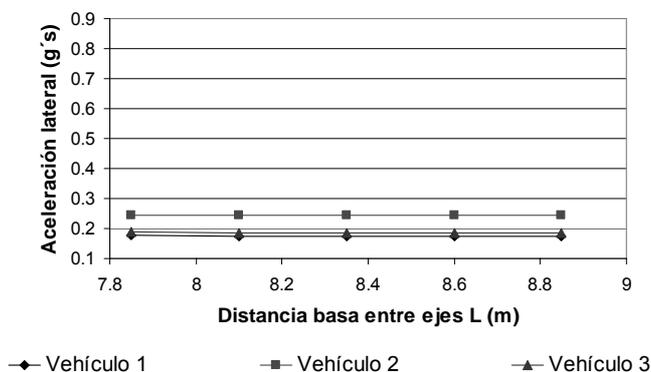


Figura 5.27

Umbral de volcadura contra distancia base entre ejes.

5.3.4.2 Manejabilidad

Finalmente, en la Figura 5.28 se muestran los diagramas de manejabilidad. En este caso, dado que no se afectó la distancia base para el tractocamión, se incluyen únicamente los diagramas correspondientes a los semirremolques de los tres vehículos simulados. Se puede notar que la variación de la distancia base altera la manejabilidad del semirremolque, observándose que las curvas de manejabilidad se orientan cada vez más hacia la porción de sobreviraje a medida que aumenta esta distancia, siendo más notorio en el vehículo 2.

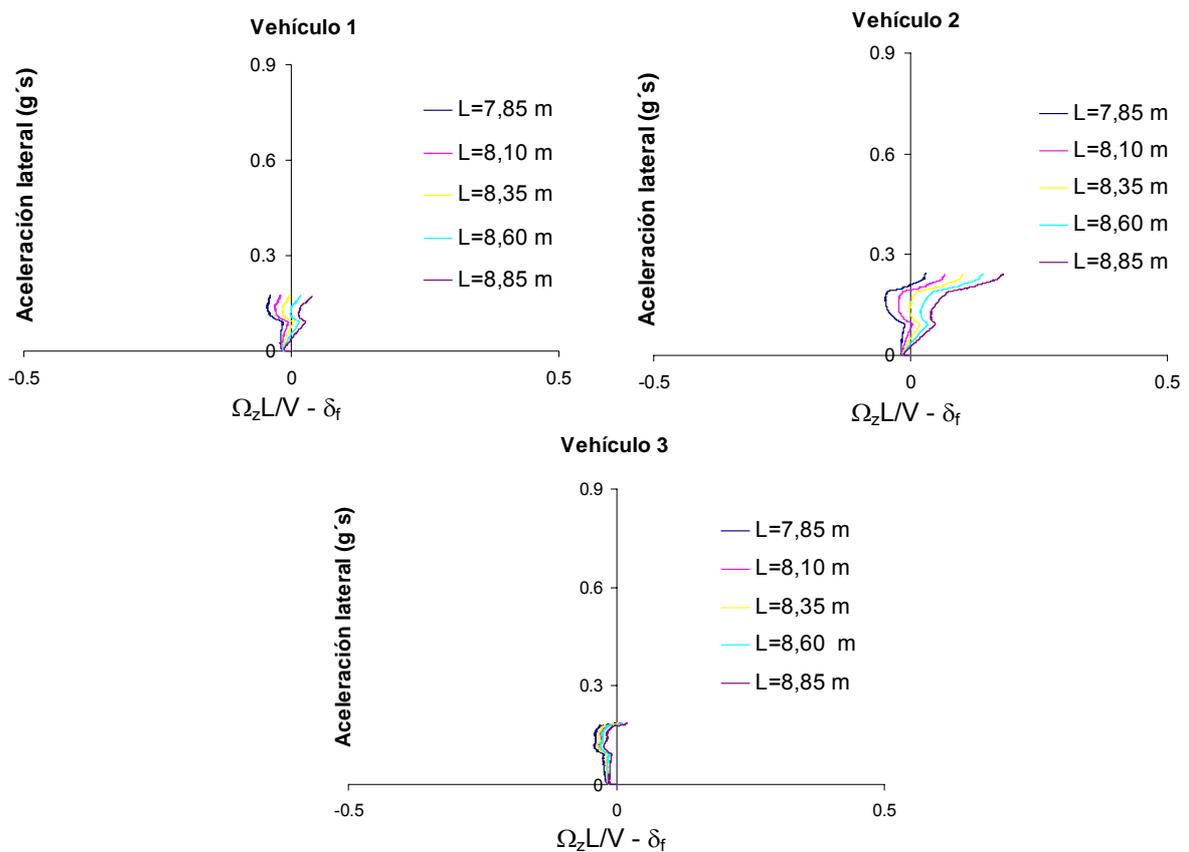


Figura 5.28

Diagramas de manejabilidad para los semirremolques de los tres vehículos.

5.4 Discusión

De los resultados mostrados, se observa que la altura del centro de gravedad es el parámetro que presenta el mayor efecto sobre el comportamiento dinámico de los vehículos estudiados. Este efecto se refleja en términos de la aceleración lateral requerida para producir la volcadura, ya que a menor altura se presentan los niveles más altos de esa aceleración. Además, la disminución de la altura del centro de gravedad produce una reducción en la razón de transferencia lateral de

carga, siendo de mayor notoriedad en el vehículo unitario. Estos efectos son esperados, ya que en el centro de gravedad actúan las fuerzas del movimiento que, en el caso de la volcadura, su altura representa el brazo de palanca para producir el par que produce que un vehículo vuelque. Por otro lado, aunque pudiera decirse que la altura del centro de gravedad no modifica en gran manera la condición de manejabilidad, su efecto se representa con los niveles de aceleración máximos presentes en los diagramas.

El sistema de suspensión por separado afecta el comportamiento dinámico de los vehículos pues a mayor rigidez vertical del mismo, el umbral de volcadura presenta un ligero incremento. Este incremento produce un cambio en la manejabilidad, ya que la pendiente de la curva cambia ligeramente hacia el sobreviraje. En este mismo sentido, tanto para el vehículo unitario como para el articulado, la razón de transferencia lateral de carga disminuye, así como el despiste para el articulado. Por el contrario, se observó que en el articulado hubo un aumento en la razón de amortiguamiento del coleo, lo cual es deseable.

Con respecto al efecto de la rigidez vertical de las llantas, los efectos sobre el comportamiento dinámico de los vehículos son marginales al no haberse observado cambios de consideración en las simulaciones, tanto para los vehículos unitarios como para los articulados. Estos cambios pueden ser mayores si se consideran otras propiedades de las llantas, como son la rigidez lateral y la rigidez longitudinal, entre otras.

Se observó también un efecto trascendental de la distancia base entre ejes, misma que mostró tener efecto en los parámetros del vehículo que definen sus límites de operación, como el umbral de volcadura y la manejabilidad. Es remarcable el caso del vehículo unitario, donde se puede identificar una distancia óptima para la cual el umbral de volcadura es máximo, combinándose con el efecto de las características de rigidez de la suspensión. También se encontró que al disminuir la distancia base entre ejes, el vehículo tiende al subviraje. Para el articulado se observó un ligero descenso en el umbral de volcadura conforme aumenta la distancia base del semirremolque, además de una mayor extensión de la tendencia al sobreviraje.

Por último, atendiendo a la distancia base entre ejes, la distribución de la carga sobre el conjunto de ejes traseros afectó de manera similar a lo mencionado en el párrafo anterior, definiéndose una distancia base como resultado de la ubicación de la fuerza resultante de las cargas soportadas por los ejes posteriores.

Con respecto a los tipos de vehículos simulados, se observa que para todas las medidas de desempeño evaluadas, el que resultó tener el mejor desempeño fue el vehículo 2, tanto para el caso del vehículo unitario como para el articulado. Este vehículo presentó los umbrales de volcadura más altos de los tres, la más baja razón de transferencia lateral de carga, los valores más bajos de despiste y la mayor razón de amortiguamiento del coleo. Lo anterior se debe a que presenta una combinación de características de los componentes seleccionados, como un

sistema de suspensión más rígido con una menor diferencia entre la rigidez de la suspensión delantera y la trasera, que los otros dos vehículos.

Conclusiones

Del trabajo presentado, se desprenden las siguientes conclusiones:

La ubicación del centro de gravedad tiene un efecto preponderante en la respuesta dinámica de un vehículo. A menor altura, se obtienen mayores niveles de desempeño, como un mayor umbral de volcadura y menor transferencia lateral de carga. Para el caso de un vehículo articulado, se tiene un menor despiste y una mayor razón de amortiguamiento al coleo.

Para los casos estudiados, la rigidez de la suspensión mostró tener un mayor efecto que la rigidez de las llantas, siendo este último marginal. Aunque en términos de estabilidad un sistema de suspensión rígido mejora el comportamiento dinámico, debe considerarse el efecto que esto tendría sobre el confort o la calidad de viaje.

La distancia base entre ejes puede definirse geométricamente o por la distribución de carga. Este parámetro afecta el comportamiento dinámico, principalmente en términos de la manejabilidad de los vehículos. De acuerdo a la distribución de la carga y de la combinación de la rigidez de los sistemas de suspensión en los ejes, puede encontrarse un valor óptimo de esta distancia.

De los vehículos simulados, el vehículo 2, tanto unitario como articulado, presentó las mejores características de comportamiento dinámico. En este comportamiento convergen un sistema de suspensión más rígido con una menor diferencia entre la rigidez de la suspensión delantera y la trasera, comparados con los otros vehículos incluidos en este trabajo.

Es necesario mencionar que los resultados obtenidos a partir de este estudio establecen un marco de análisis para su aplicación a vehículos que circulan por carreteras nacionales. Con ello, se pretende contribuir en la promoción de mayor interés en la consideración de los aspectos del comportamiento dinámico de los vehículos en su operación. Además, refuerza el propósito de establecer criterios para mejorar los niveles de seguridad del tránsito por las carreteras nacionales. Lo anterior, debido a que actualmente en México se han realizado pocos estudios que involucren el desempeño dinámico de los vehículos en lo referente a la seguridad de operación en carreteras y, de esa manera, sustentar los límites operacionales de los mismos.

Recomendaciones

Este estudio supone el comportamiento de la carga como un sólido. Sin embargo, los vehículos tipo autotank transportan carga líquida y, en ciertos casos, a niveles parciales de llenado. La carga parcial puede afectar la respuesta dinámica de un vehículo ante maniobras de cambio de dirección, situación no contemplada en este estudio. Para obtener resultados con mayores alcances del efecto de la

carga parcial, es menester incluir el efecto del movimiento (oleaje) que sufre el líquido dentro del contenedor para configuraciones de este tipo. Además, dicho movimiento genera cambios constantes en la posición del centro de gravedad, lo cual extiende los alcances del estudio sobre este tipo de vehículos. Estudiar tales situaciones resulta de interés, como complemento del presente estudio por las razones ya mencionadas, lo cual se puede combinar con otros aspectos estructurales, como es el uso de rompeolas laterales para disminuir el movimiento de oleaje transversal de la carga.

Aunque en esta investigación se consideran únicamente dos configuraciones vehiculares, el análisis se puede extender a una diversidad de configuraciones y combinaciones más amplia, como pueden ser vehículos con una mayor o menor cantidad de ejes, o vehículos doblemente articulados. Así mismo, pueden evaluarse otras medidas de desempeño, como las relacionadas con el sistema de frenado, la calidad de viaje, efectos transitorios, etc. Esta clase de estudios puede enriquecerse aún más, empleando a mayor detalle información referente a las propiedades de los sistemas y componentes de los vehículos. Esta información debe ser pormenorizada para sistemas como el de la suspensión, de las llantas, de los elementos auxiliares antivolcadura, de amortiguadores, del chasis, de los compartimientos de carga, así como de las propiedades inherentes a la distribución de la masa.

Resulta también conveniente realizar pruebas experimentales para validar, ratificar o rectificar lo arrojado por los estudios teóricos. Sin embargo, los trabajos experimentales son arduos y requieren gran cantidad de recursos técnicos, humanos y económicos, ya que son necesarios equipos e instrumentos de medición específicos y, por tanto costosos; vehículos de prueba, personal capacitado, áreas de prueba, etc., siendo en la actualidad poco factibles por esas características. No obstante, de ser posible deben realizarse por ser el medio para validar los resultados teóricos.

Combinar los aspectos anteriores redundaría en la obtención de mayor información acerca de las características del comportamiento de los vehículos que circulan por las carreteras de México. De esta manera, se proporcionaría una base con mayor sustento en la aplicación de los reglamentos y en la elaboración de las normas correspondientes, cuyo objetivo final se comparte con el de incrementar los niveles de seguridad en la operación y tránsito vehicular.

Referencias

1. Secretaría de Comunicaciones y Transportes. Ley de Caminos, Puentes y Autotransporte Federal. Dirección General de Autotransporte Federal; Subsecretaría de Transporte, Secretaría de Comunicaciones y Transportes. México, D. F. Publicada en el Diario Oficial el 22 de Diciembre de 1993.
2. Secretaria de Comunicaciones y Transportes. Reglamento sobre el Peso, Dimensiones y Capacidad de los Vehículos de Autotransporte que Transitan en los Caminos y Puentes de Jurisdicción Federal. Dirección General de Autotransporte Federal. Publicado en Enero de 1994 y modificado conforme al decreto publicado en el Diario Oficial de la Federación, México, 07 de Mayo de 1996.
3. Norma Oficial Mexicana. NOM-012-SCT-2-1995 Sobre el Peso y Dimensiones Máximas con los que Pueden Circular los Vehículos de Autotransporte que Transitan en los Caminos y Puentes de Jurisdicción Federal. Dirección General de Autotransporte Federal; Subsecretaría de Transporte, Secretaría de Comunicaciones y Transportes. México, D. F. Publicada en el Diario Oficial el 7 de Enero de 1997.
4. Thomas, D. G., Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Inc., U.S.A. 1994.
5. Fabela Gallegos, M. J.; Vázquez Vega, D.; Hernández Guzmán, A.; Hernández Jiménez, J. R.; Orozco Orozco, P. R.; Lozano Guzmán, A. Aspectos Generales sobre la Caracterización Mecánica de Vehículos Terrestre. Base de una Publicación Técnica del Instituto Mexicano del Transporte, en proceso de edición, 2005.
6. Lanchester, F.W. Some Problems Peculiar to the Design of the Automobile. Proc. Inst. Automobile Engineers, Vol. II, pp. 187. 1908.
7. Lanchester, F.W. Motor Car Suspension and Independent Springing. Proc. Inst. Automobile Engineers, Vol. 34, pp. 147-182. 1934.
8. Olley, M. Independent Wheel Suspension its Whys Wherefore. Revista SAE, Vol. 34, No. 3, pp 73-81. 1934.
9. Olley, M. Road Manners of the Modern Car. Proc. Inst. Automobile Engineers, Vol. 41, pp. 147-182. 1946.
10. Whitcomb, D. W., Milliken W. F. Design Implications of a General Theory of Automotive Stability Control. Proc. I. Mech. E. Auto. Div. Pp 367-391. 1957.
11. Segel, L. Research in Fundamentals of Automobile Control and Stability. Revista SAE, Vol. 65, pp. 527-540.

12. El Gindy, M., An Overview of Performance Measures for Heavy Commercial Vehicles in North America, *Int. J. Of Vehicle Design*, 16, pp. 441-463, 1995.
13. Fancher, P. S. And Mathew, A., Safety implications of trucks designed to weight over 80000 pounds, Artículo técnico de SAE No. 891632.
14. El Gindy, M. Y Woodrooffe, J. H. F. Influences of tractor wheelbase, tandem-axle spread and fifth-wheel offset on commercial vehicle dynamics, Reporte tecnico No. TR-VDL-003, Laboratorio de dinámica vehicular, Consejo Nacional de Investigación de Canada, Ottawa. 1991.
15. Winkler, C. D. Y Fancher, P. S. A rationale for regulating roll stability of combination vehicles, 3 er Simposium Internacional Dimensiones y Pesos de Camiones de Carga Pesada, Colegio Queens Cambridge, Reino Unido. 1992.
16. El Gindy, M., The Use of Heavy Vehicle Performance Measures for Design and Regulation, ASME Reunion anual de invierno. USA, pp. 9-134. 1992.
17. Wong, J. Y., *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley & Sons, Inc., Canada, 1993.
18. Bundforf, R. T., The Influence of Vehicle Design Parameters on Characteristics Speed and Understeer, *SAE Transactions*, vol. 76, 1968.
19. Bunker, K. J., Theoretical and Practical Approaches to Motor Vehicle Steering Mechanism, Giles, J.G. Ed., *Steering Suspension and Tires*, Automotive technology series, vol 1, Londres Inglaterra, 1968.
20. Ellis, J. R., *Vehicle Dynamics*, Londres Inglaterra, 1969.
21. Gillespie, T.D. and MacAdam, C.C. Constant Velocity YAW/ROLL Program User's Manual. The University of Michigan Transportation Research Institute, U.S.A, Octubre 1982.
22. Base de datos del Grupo de Dinámica Vehicular de la Coordinación de Ingeniería Vehicular e Integridad Estructural. Instituto Mexicano del Transporte. Sanfandila, Qro. 2004.



CIUDAD DE MÉXICO

Av. Patriotismo 683
Col. Mixcoac
03730 México, D. F.
Tel (55) 5615 3575
5598 5218
Fax (55) 5598 6457

SANFANDILA

Km 12+000, Carretera
Querétaro – Galindo
76700 Sanfandila, Qro.
Tel (442) 216 97 77
216 96 46
Fax (442) 216 96 71

**Internet <http://www.imt.mx>
publicaciones@imt.mx**