



INSTITUTO MEXICANO DEL TRANSPORTE

Cambios en la entrevista y su efecto en el desempeño dinámico de vehículos de carga equipados con llantas supersencillas

Oscar Flores Centeno
David Vázquez Vega
Manuel de Jesús Fabela Gallegos
José Ricardo Hernández Jiménez
Mauricio Eliseo Cruz Acevedo

Publicación Técnica No. 667
Sanfandila, Qro.
2022

ISSN 0188-7297

Esta investigación fue realizada en la Coordinación de Ingeniería Vehicular e Integridad Estructural del Instituto Mexicano del Transporte, por el M.C. Oscar Flores Centeno, el M.C. David Vázquez Vega, el Dr. Manuel de Jesús Fabela Gallegos, el M.C. José Ricardo Hernández Jiménez y el Ing. Mauricio Eliseo Cruz Acevedo.

Esta investigación es el producto final del proyecto de investigación interna EI 14/21 Cambios en la entrevía y su efecto en el desempeño dinámico de vehículos de carga equipados con llantas supersencillas.

Se agradece la colaboración del Dr. Francisco Carrión Viramontes, Jefe de la División de Laboratorios de Desempeño Vehicular y Materiales de la CIVIE.

Contenido

	Página
Índice de figuras.....	v
Índice de tablas.....	vii
Sinopsis.....	ix
Abstract.....	xi
Resumen Ejecutivo	xiii
Introducción.....	1
1 Antecedentes	3
2 Características de las configuraciones vehiculares analizadas	13
3 Parámetros de evaluación.....	23
4 Resultados	29
Conclusiones.....	41
Bibliografía	43
Anexos	45

Índice de figuras

	Página
Figura 1.1 Comparación del arreglo dual contra llanta de base ancha	4
Figura 1.2 Representación de desfase lateral de la placa de montaje	5
Figura 1.3 Tipos de ejes en vehículos de carga; a) eje direccional, b) eje motriz y c) eje de carga o de arrastre	6
Figura 1.4 Medición del <i>track</i> . Ejes con una llanta por lado (izq.) y ejes con llantas en dual (der.)	7
Figura 1.5 Modelo simplificado para análisis del SRT	7
Figura 1.6 Cargas resultantes con el uso de llantas duales	8
Figura 1.7 Cargas resultantes sobre los extremos de los ejes con el uso de llantas supersencillas	9
Figura 1.8 Esquema de espiga tipo R	10
Figura 1.9 Esquema de espiga tipo N	10
Figura 1.10 Esquema de espiga tipo P	10
Figura 2.1 Dimensiones principales de vehículo C3 [m]	14
Figura 2.2 Introducción de dimensiones (izq.) y magnitud de peso (der.) en programa de simulación	14
Figura 2.3 Ventana de captura de información del tren motriz	15
Figura 2.4 Representación virtual del vehículo C3 generada en el programa de simulación	15
Figura 2.5 Esquema con dimensiones principales de configuración T3-S2 [m]	16
Figura 2.6 Introducción de parámetros dimensionales de la configuración T3-S2 en programa	16

Figura 2.7	Ventana para introducción de parámetros de punto de enganche	17
Figura 2.8	Animación de la configuración T3-S2 generada por el programa de simulación	17
Figura 2.9	Dimensiones principales para la configuración T3-S2-R4, [m]	18
Figura 2.10	Ventanas para introducción de parámetros de los semirremolques y el convertidor	18
Figura 2.11	Animación de la configuración T3-S2-R4 generada por el programa de simulación	19
Figura 2.12	Propiedades de viraje de llanta empleada en el eje direccional	20
Figura 3.1	Trayectoria correspondiente a una prueba tipo rampa	26
Figura 3.2	Trayectoria para maniobra de cambio simple de carril	26
Figura 3.3	Estructura del programa de simulación TruckSim®	28
Figura 4.1	Vista de la parte final de la prueba de rampa para cada configuración	29
Figura 4.2	Muestra de diagramas de manejabilidad de casos de estudio para vehículo C3	32
Figura 4.3	Muestra de diagramas de manejabilidad de casos de estudio para configuración T3-S2	33
Figura 4.4	Muestra de diagramas de manejabilidad de casos de estudio para configuración T3-S2-R4	34
Figura 4.5	Representación virtual de la ejecución de la maniobra de cambio de carril	35
Figura 4.6	Representación virtual de la ejecución de la maniobra de frenado de pánico	39

Índice de tablas

		Página
Tabla 1.1	Variaciones en la entrevía debido al uso de diferentes tipos de rines	8
Tabla 1.2	Restricciones de acuerdo al tipo de espiga	11
Tabla 2.1	Entrevía resultante para cada caso de estudio de vehículo C3	21
Tabla 2.2	Entrevía resultante para cada caso de estudio de configuraciones T3-S2 y T3-S2-R4	21
Tabla 4.1	Umbral de vuelco resultante para cada caso de estudio de vehículo C3	30
Tabla 4.2	Umbral de vuelco resultante para cada caso de estudio de configuración T3-S2	31
Tabla 4.3	Umbral de vuelco resultante para cada caso de estudio de configuración T3-S2-R4	31
Tabla 4.4	Razón de Transferencia Lateral de Carga para cada caso de estudio de vehículo C3	35
Tabla 4.5	Razón de Transferencia Lateral de Carga para cada caso de estudio de configuración T3-S2	36
Tabla 4.6	Razón de Transferencia Lateral de Carga para cada caso de estudio de configuración T3-S2-R4	36
Tabla 4.7	Amplificación del coleo para cada caso de estudio de configuración T3-S2	38
Tabla 4.8	Amplificación del coleo para cada caso de estudio de configuración T3-S2-R4	38
Tabla 4.9	Distancia de frenado obtenida para cada configuración	39

Sinopsis

Las llantas de base ancha han demostrado mejoras en el desempeño dinámico de los vehículos de carga en comparación con el arreglo dual tradicional. Esto debido a que permiten mayor distancia de separación lateral de las llantas, distancia conocida como entrevía. Sin embargo, dadas las diferentes características con que se comercializan los rines para este tipo de neumáticos, en combinación con las longitudes de los ejes disponibles, es posible generar diferentes longitudes de entrevía, incluso menores a la obtenida con llantas en arreglo dual, incidiendo negativamente en el comportamiento dinámico del vehículo.

Debido a la falta de información sobre las implicaciones de la situación descrita anteriormente, en este trabajo se presentan los resultados de la evaluación de las tres principales configuraciones vehiculares de carga en México. Para ello se analizan diferentes entrevías obtenidas de las combinaciones de accesorios (rines y ejes). Para esto, se utiliza un programa comercial de simulación con base en las principales medidas estandarizadas del desempeño de vehículos pesados. Los resultados muestran efectos considerables con respecto al umbral de vuelco y la transferencia lateral de carga, mientras que, para la manejabilidad, la amplificación del coleo y la distancia del frenado no existen cambios.

Abstract

Wide base tires have shown improvements in the dynamic performance of freight vehicles compared to the traditional dual arrangement. This is because they allow a greater lateral separation distance for the tires, a distance known as track. However, given the different characteristics with which the wheels for this type of tire are marketed, in combination with the available axle lengths, it is possible to generate different track lengths, even less than that obtained with dual arrangement tires, negatively influencing in the dynamic behavior of the vehicle.

Due to the lack of information on the implications of the situation described above, this paper presents the results of the evaluation of the three main cargo vehicle configurations in Mexico. For this, different tracks obtained from the combinations of accessories (wheels and axles) are analyzed. For this, a commercial simulation program is used, based on the main standardized measures of the performance of heavy vehicles. The results show considerable effects with respect to rollover threshold and lateral load transfer ratio, while for handling, rearward amplification and braking distance there are no changes.

Resumen ejecutivo

Diversos estudios realizados en diferentes partes del mundo, incluido México con las aportaciones realizadas por el IMT, han demostrado que las llantas de base ancha proporcionan, entre otros beneficios, mayor estabilidad a los vehículos en comparación con su contraparte de llantas duales tradicionales. Esta mejora se relaciona directamente con la longitud de la entrevía, la cual, debido a la configuración de la placa de agujeros de montaje de los rines diseñados para utilizar en llantas de base ancha, puede ser mayor que la obtenida para los arreglos de llantas duales.

Los rines empleados en este tipo de llantas se comercializan en dimensiones de 57.15X35.56 cm (22.5X14 pulg), con diferentes niveles de desfase lateral de la placa de agujeros de montaje. Este desfase puede ser hacia la parte interior (*inset*) o hacia la parte exterior (*outset*), siendo las medidas más comunes las siguientes: para *inset*, 3.5 cm (1.38 pulg); hay también con desfase cero; y en el caso de *outset*, 1.27 cm (0.5 pulg), 2.54 cm (1 pulg) y 5.08 cm (2 pulg). Estas dimensiones en conjunto con las longitudes de los ejes disponibles, 183 cm (72 pulg) para ejes motrices, 182 cm (71.5 pulg) y 197 cm (77.5 pulg) para ejes de arrastre, pueden establecer diferentes longitudes de entrevía. En algunos casos las entrevías generadas son menores o similares a las obtenidas con llantas en arreglo dual, con lo que puede modificarse el desempeño dinámico de los vehículos.

Debido al aparente desconocimiento de los usuarios de este tipo de llantas sobre la adecuada configuración de ejes, rines y llantas, así como por la escasa información referente a las implicaciones en el comportamiento de los vehículos por cambios en la longitud de la entrevía asociada al uso de los diferentes rines y ejes disponibles, se llevó a cabo este estudio que permitió aportar información para elegir la configuración adecuada del conjunto eje-rin de manera que se logren los mayores beneficios al utilizar llantas supersencillas.

El trabajo se basa en la evaluación del efecto de los cambios que tiene la longitud de la entrevía en el comportamiento dinámico de los vehículos de carga. El análisis se hace considerando las tres configuraciones vehiculares de mayor circulación en carreteras federales: vehículo unitario C3, configuración articulada T3-S2 y configuración doblemente articulada T3-S2-R4. En un análisis cuantitativo se consideran algunas de las principales medidas estandarizadas del desempeño aplicables a este tipo de vehículos, siendo estas: umbral de vuelco, manejabilidad, transferencia lateral de carga, amplificación del coleo y distancia de frenado. Para ello, se simulan tres maniobras de prueba: maniobra tipo rampa, de cambio de carril y de frenado de pánico.

Con base en las características de los rines y los ejes, se definieron cinco casos de estudio para el vehículo C3 y nueve casos para cada una de las configuraciones articuladas T3-S2 y T3-S2-R4. Cabe mencionar, que adicionalmente se evalúa el desempeño con un eje diseñado especialmente para su uso con llantas de base ancha, que tiene una longitud de 212 cm, especificado para su uso con rines con desfase cero.

Los resultados muestran mejoras con el incremento de la longitud de la entrevía en la estabilidad de los vehículos, incidiendo principalmente, en el umbral de vuelco donde las mejoras van desde 1.45 % hasta 15.58 % para el vehículo C3, de 1.56 % hasta 18.99 % para la configuración T3-S2 y de 1.46 % hasta 17.66 % para la configuración T3-S2-R4; mientras que para la transferencia lateral de carga se presentan disminuciones conforme se incrementa la entrevía del orden de 1.60 % hasta 15.90 % para el vehículo C3, de 1.65 % hasta 16.46 % para la configuración T3-S2 y de 1.60 % hasta 18.38 % para la configuración T3-S2-R4. El mejor desempeño se obtiene al utilizar el eje especial para llantas de base ancha.

Con respecto a las demás medidas evaluadas, las diferencias en el comportamiento pueden establecerse como no significativas. En el caso de la manejabilidad, los diagramas resultantes son similares entre sí; para la amplificación del coleo, se presentan disminuciones conforme se incrementa la longitud de la entrevía, sin embargo, estas diferencias son menores al 5 %. Finalmente, para la distancia de frenado los resultados son idénticos para todos los casos de estudio.

Introducción

Las llantas de base ancha surgen como una alternativa para sustituir a los arreglos duales tradicionales, ofreciendo ventajas como: reducción de peso, menor consumo de combustible y mejoras en el desempeño dinámico de los vehículos, todo esto sin generar mayores daños a la infraestructura carretera. Estudios realizados en diversas partes del mundo, incluido México, han corroborado la veracidad de las afirmaciones sobre los beneficios del uso de estas llantas, razón por lo cual fueron autorizadas para su empleo en diferentes países.

Las mejoras en el desempeño dinámico de los vehículos con el uso de las llantas de base ancha se relacionan, en parte, con la mayor longitud de la entrevía que se puede obtener, al utilizar este tipo de llantas en comparación con los arreglos duales tradicionales. Lo anterior se debe a la configuración de la placa de agujeros de montaje de los rines diseñados para utilizarse con estas llantas supersencillas.

Para el montaje de las llantas de base ancha se utilizan rines de aluminio, aunque existen de acero su uso es menos común, de dimensiones 57.15X35.56 cm (22.5X14 pulg). Estos rines se fabrican con diferentes niveles de desfase lateral de la placa de agujeros de montaje, con respecto al centro del rin (*inset* o *outset*). Esto genera que se puedan establecer diferentes dimensiones de la entrevía del eje, pudiendo con esto modificar la respuesta dinámica del vehículo. Además, se producen diferentes condiciones de carga para los ejes, lo que puede ocasionar desgastes prematuros en los mismos.

Antes de llevar a cabo la sustitución de duales tradicionales por supersencillas, se deben considerar, entre otros aspectos, lo mencionado anteriormente de manera que se puedan obtener los mejores beneficios con este cambio. Existen una serie de recomendaciones emitidas por los fabricantes de componentes para seleccionar de manera adecuada los elementos al momento de realizar el reemplazo. Sin embargo, en muchas ocasiones no son conocidas por los usuarios de manera que no son tomadas en cuenta. Además, existe poca información acerca del efecto en el desempeño dinámico de los vehículos por los cambios posibles en la entrevía debido a las diferentes configuraciones de rines y ejes comercialmente disponibles, de manera que se pueda tener mayor conciencia al momento de establecer configuraciones para su uso.

En este trabajo se presentan los resultados de la evaluación, mediante el uso de un programa de simulación capaz de analizar el desempeño de vehículos de carga pesada, del efecto de los cambios en la longitud de la entrevía a partir de las principales medidas estandarizadas aplicables a estos vehículos. Se analizan las tres principales configuraciones de mayor uso en carreteras nacionales, vehículo

unitario C3, configuración articulada T3-S2 y configuración doblemente articulada T3-S2-R4. Estableciéndose diferentes casos de estudio para cada vehículo en base a las posibles longitudes de entrevía resultantes de las combinaciones de los desfases de los rines y las longitudes de los ejes, de acuerdo a los accesorios que están comercialmente disponibles.

1. Antecedentes

1.1 Llantas de base ancha

Para finales de la década de los 70 inicios de los 80 como parte del desarrollo tecnológico en el área de los neumáticos surge la primera generación de llantas denominadas como de “base ancha” o “supersencillas”, esto debido a que tenían un ancho mayor que las llantas comúnmente empleadas. Estas primeras llantas de base ancha se fabricaron con medidas de 385/65R22.5 y 425/65R22.5 y aunque en un inicio fueron creadas con la idea de usarse en los ejes direccionales de algunos vehículos especiales como las mezcladoras de cemento. Posteriormente se vio que podrían sustituir el arreglo dual en ejes posteriores, ofreciendo ventajas como menor consumo de combustible al tener menor resistencia a la rodadura, además de permitir ahorros en peso, ya que el arreglo dual es de mayor peso que una de estas llantas, esto se traduce en mayor capacidad de transporte de carga y por lo tanto mayor ganancia por viaje [1].

Sin embargo, diversos estudios encontraron que este tipo de llantas generaban mayores esfuerzos sobre los pavimentos en comparación con los arreglos duales para las mismas condiciones de carga y de presión de inflado, lo cual se traducía en un incremento del daño a la infraestructura de alrededor de 2 a 4 veces más, generando con esto preocupación principalmente en los organismos encargados de conservar en buenas condiciones las carreteras [2, 3 y 4].

Algunos otros inconvenientes de esta primera generación de llantas de base ancha fueron encontrados por los usuarios. Por ejemplo, la altura y el centro de gravedad de los vehículos aumentaban, lo que afectaba la estabilidad del vehículo. Por otro lado, el confort se vio disminuido y el riesgo de daño en las llantas por impacto fue mayor debido a las mayores presiones de inflado. Además, las posibilidades de poder someter la llanta a un proceso de renovado después de un cierto desgaste, eran menores [1].

A inicios del siglo XXI surge una nueva generación de llantas de base ancha, con la promesa de haber subsanado los inconvenientes mostrados por la primera generación de este tipo de llantas pudiendo de esta manera reemplazar a los arreglos duales, construyéndose con anchos mayores y perfiles más bajos en medidas 445/50R22.5 y 455/55R22.5. Entre sus características, estas llantas pueden trabajar a presiones de inflado similares a las llantas sencillas, debido a su construcción. En la Figura 1.1 se observa comparativamente un arreglo dual tradicional y una llanta de base ancha de segunda generación.



Figura 1.1 Comparación del arreglo dual contra llanta de base ancha

Con este nuevo diseño constructivo también se vio mejorado el desempeño dinámico de los vehículos, ya que no se eleva la ubicación del centro de gravedad, como pasaba con la generación anterior de llantas “supersencillas”. De igual manera, la capacidad para pasar por procesos de renovado mejoró, alargando así su vida útil y por tanto su rentabilidad, [1].

Para verificar las ventajas de esta nueva generación de llantas de base ancha, al sustituir el arreglo dual tradicional, se han realizado estudios comparativos los cuales han demostrado algunos beneficios, en los que se destacan: ahorros del 3 al 6 % en el consumo de combustible [1], mejoras en el confort [5], mejoras en el comportamiento dinámico de los vehículos [6], así como presiones más uniformes en la zona de contacto [7]. Ante las evidencias encontradas en estos trabajos, las instancias regulatorias del transporte de algunos países han permitido el uso de llantas de base ancha con ciertas restricciones en cuanto al peso y/o tipo de vehículos y caminos. Tal es el caso de México, donde se dio una primera autorización para el uso de llantas fabricadas con la tecnología Infinicoil™ con medidas 445/50R22.5 y 455/55R22.5 en vehículos unitarios y simplemente articulados, con carga máxima por eje de 9000 kg, [8]. Posteriormente, con el sustento de la información proporcionada por estudios complementarios [9], se publicó en el Diario Oficial de la Federación (DOF) una segunda autorización para el uso de llantas supersencillas abarcando ahora a tractocamiones doblemente articulados en sustitución del arreglo dual al que hacía referencia la NOM-012-SCT-2-2014 [10].

Como se menciona, de acuerdo a los resultados de los estudios de evaluación, las llantas de base ancha mejoran el desempeño dinámico de los vehículos con respecto a las llantas duales. Esto se debe en parte a que con este tipo de llantas se pueden tener distancias de separación lateral entre los puntos de apoyo de los ejes, lo que se conoce como entrevía, de mayor tamaño. Proporcionando, así,

mayor estabilidad a las unidades. Sin embargo, debido a la variedad de elementos de montaje (rines y ejes) disponibles para el uso en llantas de base ancha, se pueden presentar combinaciones de características para las cuales la entrevía generada sea menor a la obtenida con llantas duales, pudiendo de esta manera afectar el desempeño de los vehículos. Esta situación no se ha analizado en los estudios previos. A continuación, se describen a mayor detalle las características de rines y ejes y su implicación en la determinación de la entrevía al utilizar llantas supersencillas, así como algunas recomendaciones de los fabricantes de estos elementos.

1.2 Rines empleados en llantas supersencillas

Para el montaje de las llantas de base ancha se emplean rines de 57.15 cm de diámetro y 35.56 cm de ancho, lo cuales están disponibles comercialmente tanto en aluminio como en acero, aunque son más comunes los de aluminio. Estos rines se fabrican con diferentes niveles de desfase lateral de la placa de montaje, tanto hacia la cara interior (*inset*) como hacia la cara exterior (*outset*) o incluso con desfase cero, con respecto a la línea central del rin. En la Figura 1.2 se muestra esquemáticamente el desfase lateral de la placa de montaje, en este caso hacia la cara interior de la llanta, lo que se conoce como *outset*.

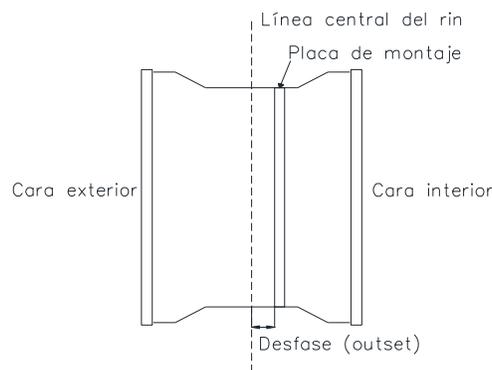


Figura 1.2 Representación de desfase lateral de la placa de montaje

De acuerdo a información de dos de los principales fabricantes de rines de servicio pesado, las medidas disponibles de desfase de la placa de agujeros de montaje para su uso con llantas de base ancha son: 3.5 cm (1.38 pulg) de *inset*, desfase cero y 1.27 cm (0.5 pulg), 2.54 cm (1 pulg) y 5.08 cm (2 pulg) de *outset*, [11, 12]. La elección del rin con su respectivo nivel de desfase debe realizarse de acuerdo a las recomendaciones técnicas establecidas ya que las diferentes magnitudes de desfase generan cambios en la entrevía resultante y en las condiciones de carga sobre los extremos de los ejes donde van montadas las llantas. Cuestiones que conllevan implicaciones que se describen a mayor detalle a continuación.

1.3 Ejes

Los ejes son los elementos sobre los cuales se colocan las masas donde se montan los rines, de acuerdo a su aplicación para vehículos de carga, se pueden clasificar como ejes direccionales, motrices y de carga o arrastre; los primeros, generalmente colocados en la parte frontal del vehículo permiten el giro de las llantas con respecto al eje vertical para permitir el viraje, salvo algunas excepciones, sobre estos ejes no se colocan llantas de base ancha. Los ejes motrices contienen el elemento para transmitir el movimiento de la flecha cardan a las llantas para lograr el desplazamiento de los vehículos. Finalmente, los ejes de carga o de arrastre cuya función es dar soporte a las unidades vehiculares. Los dos últimos tipos de ejes son los que principalmente son usados para colocar llantas en arreglo dual o llantas de base ancha. En la Figura 1.3 se muestran imágenes de cada uno de estos ejes.

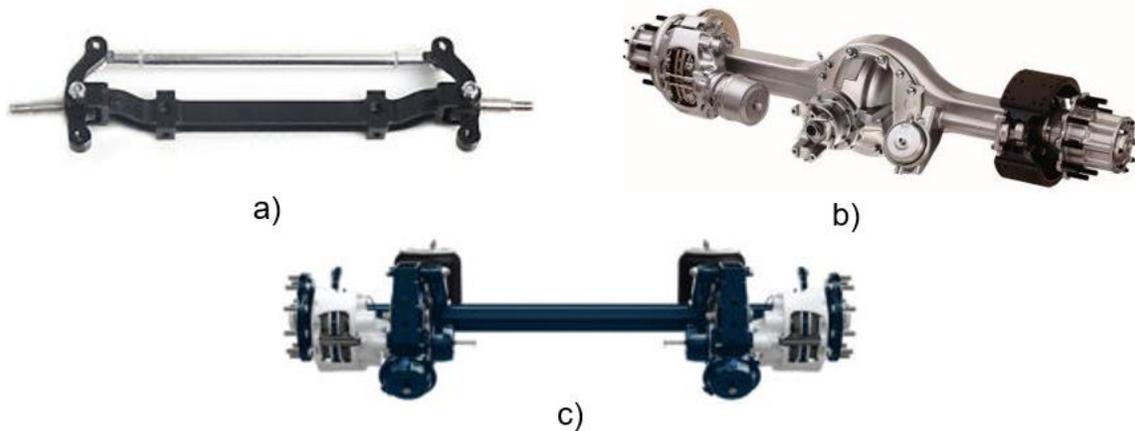


Figura 1.3 Tipos de ejes en vehículos de carga; a) eje direccional, b) eje motriz y c) eje de carga o de arrastre

Las dimensiones para las longitudes de los ejes mayormente utilizadas son de 1.83 m para ejes motrices, mientras que para los de arrastre son de 1.82 m (71.5 pulg) y 1.97 m (77.5 pulg) (72 pulg), [13]. En los últimos años se introdujo un eje exclusivo para llantas de base ancha que tiene una longitud de 2.12 m (83.5 pulg) el cual debe usarse con rines de offset cero, [14]. Estas diferentes longitudes en conjunto con las dimensiones disponibles de los rines generan cambios en las entrevías de los vehículos, situación que puede modificar el desempeño dinámico de las unidades.

1.4 Cambios en la entrevía

La entrevía o *track* de un vehículo es la distancia lateral medida entre los puntos de apoyo de las llantas con el piso. Para llantas duales, esta distancia se mide de centro a centro de los arreglos de llantas, como se muestra en la Figura 1.4 derecha, mientras que para llantas de base ancha se mide entre los centros de cada llanta, como se observa en la Figura 1.4 izquierda.

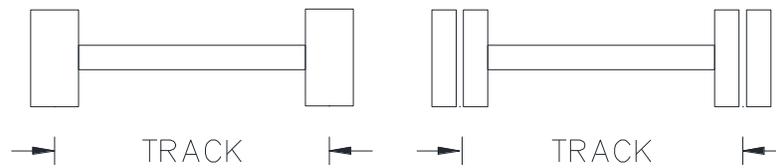


Figura 1.4 Medición del *track*. Ejes con una llanta por lado (izq.) y ejes con llantas en dual (der.)

La estabilidad lateral de los vehículos, en términos de su capacidad para soportar aceleraciones laterales antes de producirse el vuelco, está directamente relacionada con la magnitud del *track*, ya que entre mayor sea esta distancia mayor será su umbral de vuelco. Lo anterior se puede comprobar mediante un análisis simplificado para obtener un umbral de vuelco estático (SRT por sus siglas en inglés), en el cual las variables que intervienen son la altura del centro de gravedad (CG) del vehículo (h) y la entrevía (T), como se muestra en la Figura 1.5.

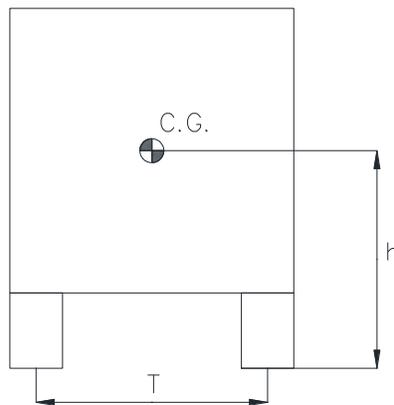


Figura 1.5 Modelo simplificado para análisis del SRT

De manera que el umbral de vuelco estático está dado por la siguiente expresión, [15]:

$$SRT = \frac{T}{2h} \quad (1.1)$$

Con lo cual se observa que el umbral de vuelco del vehículo es directamente proporcional a la entrevía e inversamente proporcional a la altura del CG.

En el caso de las llantas de base ancha, lo anterior toma relevancia debido a que, dependiendo de la elección del rin, con su respectivo desfase, se obtendrán diferentes medidas de la entrevía resultante, las cuales podrán ser menores o mayores a la que se obtendría con el uso de llantas duales. De manera que se puede modificar el desempeño dinámico del vehículo con estas variaciones en la entrevía. En la Tabla 1.1 se muestran los cambios resultantes en la entrevía, para

cada nivel de desfase del rin se incluye el caso de llantas duales, las variaciones mostradas se deben aplicar a la longitud del eje para determinar el *track* total.

Tabla 1.1 Variaciones en la entrevía debido al uso de diferentes tipos de rines

	Desfase [cm(pulg)]	Variación en entrevía [cm(pulg)]
<i>Inset</i>	3.5 (1.38)	-9.42 (3.71)
	0	-2.41 (0.95)
<i>Outset</i>	1.27 (0.5)	0.13 (0.05)
	2.54 (1)	2.57 (1.01)
	5.08 (2)	7.75 (3.05)
	Llantas duales	2.34 (0.92)

Fuente: Elaboración propia en base a datos de fabricantes de componentes, [13]

En la tabla anterior se observan reducciones de la entrevía al utilizar rines con *inset* y con desfase cero, pudiendo esto afectar de forma negativa la estabilidad del vehículo. Por otro lado, también se observa que para los rines con *outset* la entrevía aumenta por lo que se esperaría una mejora en la estabilidad lateral. Considerando lo anterior, es aconsejable utilizar rines con el mayor *outset* (5.08 cm) posible al colocar llantas de base ancha, sin embargo, hay más cuestiones a considerar al momento de seleccionar el rin adecuado.

1.5 Carga sobre los extremos de los ejes

Los ejes y sus componentes están diseñados para cierto nivel de carga, para lo cual se supone que la línea de acción de las cargas coincide con el punto de unión del rin con la maza, estableciéndose con este criterio los niveles de carga de los rodamientos. Esta consideración se cumple cuando se utilizan llantas en arreglo dual, como se muestra en la Figura 1.6, en la cual se observa que la resultante de la carga que soporta cada llanta coincide con la línea de la unión del rin con la masa.

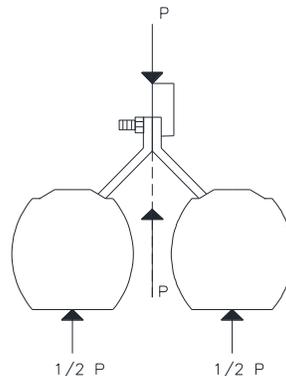


Figura 1.6 Cargas resultantes con el uso de llantas duales

Con respecto a las llantas de base ancha, la condición anterior solo se logra para rines con desfases pequeños o cero, como se muestra en la Figura 1.7 al centro. Para desfases mayores se produce un brazo de palanca entre las líneas de acción de la reacción en las llantas y la unión del rin con la maza, tanto para *outset* (ver Figura 1.6 izquierda) como para *inset* (ver Figura 1.7 derecha), lo que genera cambios en la forma de la carga sobre los rodamientos disminuyendo con esto la vida útil de los mismos, [14].

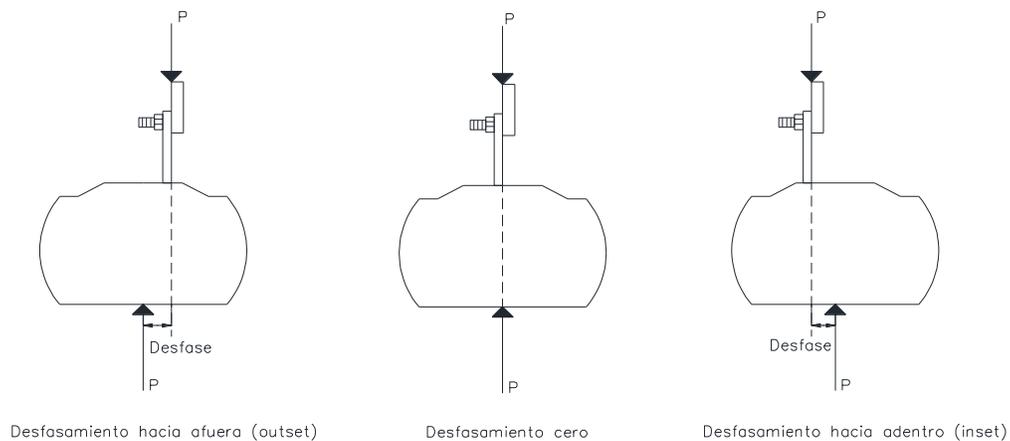


Figura 1.7 Cargas resultantes sobre los extremos de los ejes con el uso de llantas supersencillas

Los fabricantes de componentes han establecido una serie de recomendaciones y limitantes para el uso de llantas de base ancha con respecto a los ejes existentes. Considerando las modificaciones en la aplicación de la carga, estas recomendaciones se establecen en específico con respecto al tipo de espiga con el cual este equipado el eje.

La espiga es el elemento ubicado en los extremos de los ejes donde se colocan los rodamientos que soportan la maza de montaje de los rines. Comercialmente se pueden identificar tres tipos de espigas como las más utilizadas en los vehículos, estas se denominan tipo R, tipo N y tipo P. A continuación se describe brevemente cada una de ellas.

1.5.1 Espiga tipo R

Este tipo de espiga se utiliza principalmente en ejes de tracción y se caracteriza por el vástago presenta una ligera disminución de diámetro, por lo que los rodamientos son casi del mismo diámetro. Un esquema de la espiga R se muestra en la Figura 1.8, en la cual se indica las zonas donde van colocados los rodamientos.

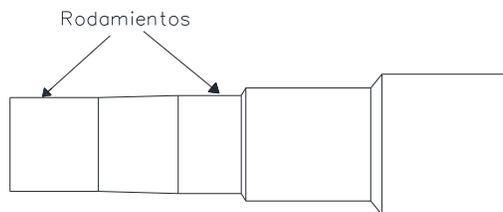


Figura 1.8. Esquema de espiga tipo R

1.5.2 Espiga tipo N

Son utilizadas al igual que las espigas tipo P en ejes de arrastre, tienen una reducción del vástago hacia el extremo exterior, de manera que el rodamiento externo es de diámetro menor que el interior. En la Figura 1.9 se puede observar un esquema de este tipo de espigas indicando las zonas de ubicación de los rodamientos.

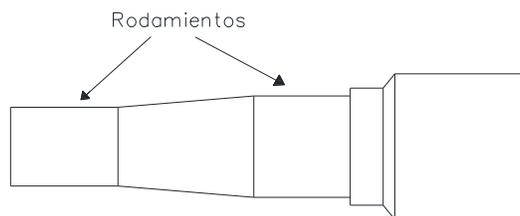


Figura 1.9 Esquema de espiga tipo N

1.5.3 Espiga tipo P

Están diseñadas para soportar mayor cantidad de carga ya que el vástago tiene un diámetro constante lo que permite utilizar rodamientos del mismo tamaño. Una muestra de estas espigas se presenta en la Figura 1.10.

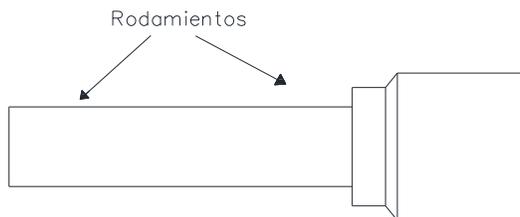


Figura 1.10 Esquema de espiga tipo P

La identificación del tipo de espiga que tiene instalada un eje en específico se puede llevar cabo consultando la información de la placa de identificación del eje, o bien midiendo la tapa de la maza en el extremo del eje. El diámetro típico para una espiga tipo N es de alrededor de 11.4 cm (4.5 pulg) y para el tipo P de aproximadamente 15.2 cm (6 pulg), [14]. Esta información será de utilidad al momento de sustituir el arreglo dual de llantas por llantas de base ancha.

1.6 Recomendaciones y restricciones

Los fabricantes de ejes para vehículos de carga, de igual forma, dan una serie de recomendaciones y restricciones a considerar al momento de sustituir los arreglos duales tradicionales por llantas de base ancha, de manera que se asegure el adecuado funcionamiento de los componentes y su vida útil no se vea afectada. En la Tabla 1.2 se presentan las restricciones de acuerdo al tipo de espiga con respecto al desfase del rin y la capacidad máxima de carga. Como se puede apreciar para las espigas R y P se pueden utilizar rines con 0 hasta 5.08 cm de desfase, mientras que para la espiga N solo es permitido el uso de rines con desfase cero.

Tabla 1.2 Restricciones de acuerdo al tipo de espiga

Tipo de espiga	Desfase permitido	Capacidad de carga máxima
R	0	Misma del eje
	hasta 5.08 cm	89.1 kN (20000 lb)
N	0	Misma del eje
P	0	Misma del eje
	hasta 5.08 cm	89.1 kN (20000 lb)

Fuente: Elaboración propia en base a datos de fabricantes de componentes, [13]

Con respecto a la capacidad de carga, esta no se ve afectada si se emplean rines sin desfase, en caso contrario se ve reducida a 89.1 kN, considerando que las capacidades de los ejes están en el intervalo de 100.1 kN (22500 lb) hasta 120.3 kN (27000 lb), se tiene que las reducciones en la capacidad de carga máxima van desde el 12.5 % hasta un 35 %.

Esta información técnica en ocasiones no es conocida por los usuarios finales de los vehículos, quienes por lo tanto no realizan el análisis correcto para seleccionar el rin más adecuado para sustituir arreglos duales de llantas por llantas de base ancha, esto con respecto a las recomendaciones de los fabricantes. Además, de la falta de información sobre el efecto que se tiene sobre el desempeño dinámico de los vehículos debido a los cambios en la distancia de entre ejes que se puede generar por esta sustitución de llantas. Por lo cual se llevó a cabo el presente estudio para generar información con respecto a esta modificación del comportamiento dinámico, para lo cual se analizaron tres de las configuraciones vehiculares de mayor tránsito por las carreteras de México, siendo estas: camión unitario de tres ejes denominado C3, tractocamión-semirremolque el primero de tres ejes y el segundo de 2 (T3-S2) y tractocamión con dos semirremolques incorporando el uso de un convertidor o dolly (T3-S2-R4).

Debido a las complicaciones técnicas y económicas de llevar a cabo este tipo de evaluaciones de forma experimental, se hace uso de un modelo comercial validado que permite representar unidades de carga pesada. Los resultados se presentan en términos de las principales medidas estandarizadas del desempeño para este tipo de vehículos, entre las que se encuentran el umbral de vuelco, manejabilidad,

amplificación del coleo (solo para unidades articuladas) y distancia de frenado, obtenidas a partir de la representación de tres maniobras de prueba, cambio de carril, maniobra tipo rampa y frenado de pánico.

2. Características de las configuraciones vehiculares analizadas

Con respecto a las etapas de ejecución del presente estudio, en primer lugar, se identificaron las configuraciones vehiculares idóneas de representar durante la evaluación, para lo cual se establecieron ciertos requisitos a cumplir, siendo el primero de estos, contar con autorización de uso de llantas de base ancha. En segundo lugar, ser de las configuraciones de mayor uso en el país. Con base en esto, se eligieron tres configuraciones, una por cada grupo de vehículos de carga pesada: vehículos unitarios, articulados y doblemente articulados. Siendo de esta manera, camión unitario de tres ejes denominado C3 con una representatividad del 15.9 % con respecto al total de unidades de carga en circulación por carreteras federales; tractocamión-semirremolque el primero de tres ejes y el segundo de 2 denominado T3-S2 y con 17.6 % de representatividad; finalmente, tractocamión con dos semirremolques y un convertidor denominándose esta configuración como T3-S2-R4 cuya representatividad es de 28.7 %. En conjunto estas tres configuraciones vehiculares representan poco más del 60 % de los vehículos de carga en circulación por carreteras federales, [16].

Una vez identificadas las configuraciones a evaluar, es necesario contar con las características y propiedades de los principales componentes mecánicos de los vehículos como son: tren motriz, suspensión, llantas, dimensiones geométricas, magnitud y distribución del peso, entre otros. Esta información sirve como insumo de entrada al modelo matemático de simulación numérica de manera que sea posible, en un ambiente virtual, representar el desempeño dinámico de las configuraciones. Complementariamente, se establecieron los casos a evaluar con respecto a las variaciones en las entrevías debido al uso de los diferentes tipos de rines para llantas de base ancha, en conjunción con las diferentes longitudes de ejes disponibles. A continuación, se describen con mayor detalle las características de cada configuración vehicular, así como los diferentes casos de estudio con respecto a las variaciones posibles en la entrevías.

2.1 Vehículo C3

La configuración vehicular tipo C3 está conformada por el tren motriz, habitáculo para operador y acompañante y área para transporte de la carga, todo esto soportado por el bastidor o chasis sobre tres ejes. El primer eje corresponde al control de la dirección y los restantes son ejes motrices. Este tipo de unidades cuentan con Peso Bruto Vehicular (PBV) máximo autorizado de 240.35 kN (24500 kg) y un largo máximo de 14 m [17]. Las principales dimensiones, así como la ubicación de los centros de gravedad (CG) del vehículo y de la carga, se muestran en la Figura 2.1.

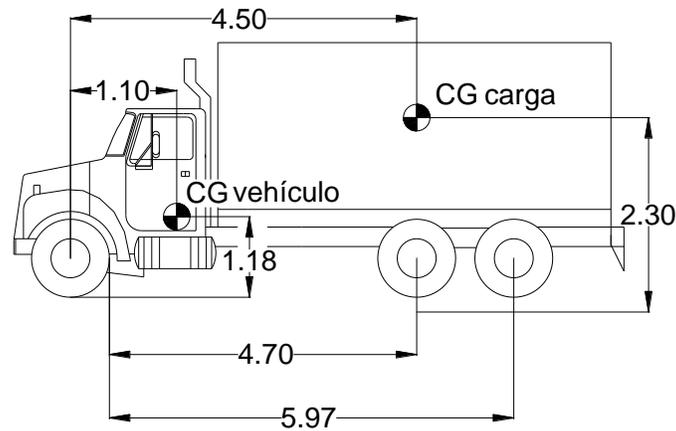


Figura 2.1 Dimensiones principales de vehículo C3 [m]

El peso del vehículo en vacío es de 81.72 kN (8330 kg) la carga se supone de 156.96 kN (16000 kg), logrando con ello obtener un PBV de 238.68 kN (24330 kg), peso ligeramente menor al máximo autorizado para este tipo de configuración. Capturas de pantalla del programa de simulación donde se introducen estas características del vehículo se muestran en la Figura 2.2.

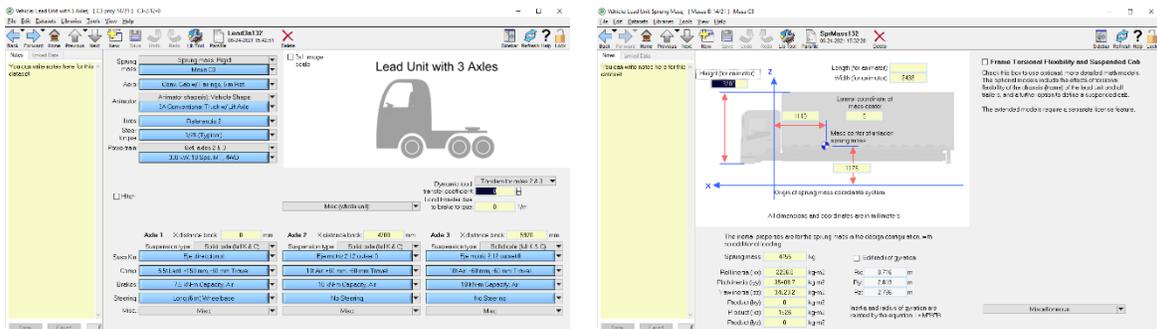


Figura 2.2 Introducción de dimensiones (izq.) y magnitud de peso (der.) en programa de simulación

En cuanto al tren motriz, se considera un motor diésel de 300 kW de potencia a una velocidad de giro de 2100 rpm y un torque de alrededor de 1700 Nm, acoplado a una transmisión manual de 18 velocidades, logrando el desplazamiento de la unidad mediante una tracción de 6x4, considerando los ejes 2 y 3 motrices, como se mencionó anteriormente. En la Figura 2.3 se muestra imagen de la ventana de captura de parámetros del tren motriz en el programa de simulación.

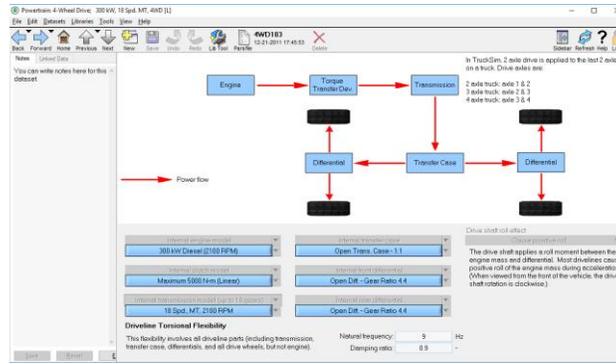


Figura 2.3 Ventana de captura de información del tren motriz

El programa de simulación utilizado tiene la capacidad de generar representaciones virtuales de los vehículos y de la realización de la prueba establecida, permitiendo de esta manera llevar a cabo el análisis visual de las mismas. La visualización del vehículo C3 generada por el programa es presentada en la Figura 2.4, en la cual es posible identificar el uso de llantas de base ancha en los ejes motrices de la unidad.



Figura 2.4 Representación virtual del vehículo C3 generada en el programa de simulación

Cabe mencionar que, en relación a las características de las llantas y los ejes, las tres configuraciones vehiculares de estudio emplean el mismo tipo por lo que para su descripción detallada se destina una sección después de detallar las configuraciones restantes.

2.2 Configuración T3-S2

Esta configuración, como se menciona anteriormente, está compuesta de 2 unidades: tractocamión y semirremolque. El tractocamión de tres ejes, considera el primero direccional y los siguientes motrices, mientras que el semirremolque posee dos ejes de carga. Esta combinación tiene un PBV máximo autorizado de 407.12 kN (41500 kg) [17]. En la Figura 2.5 se muestran de forma esquemática las unidades que conforman la configuración vehicular de estudio. Así mismo, se pueden

observar las principales dimensiones y la ubicación del centro de gravedad de las unidades vehiculares y de la carga transportada.

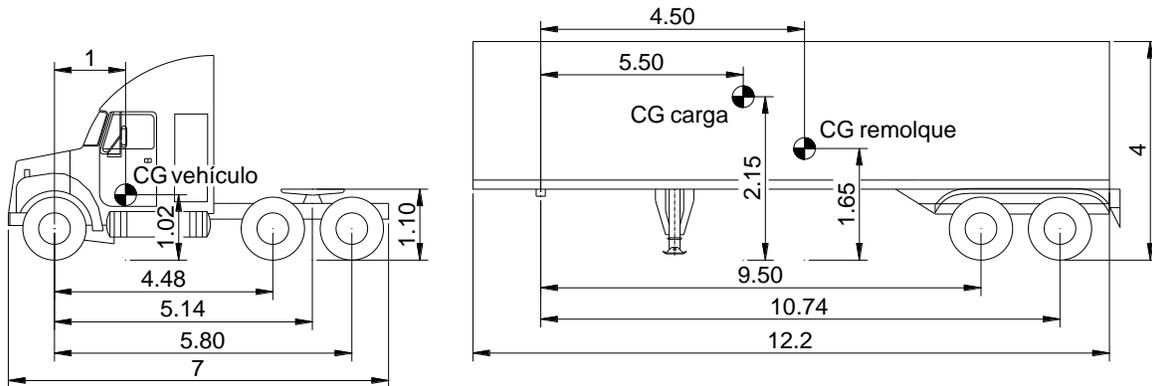


Figura 2.5 Esquema con dimensiones principales de configuración T3-S2 [m]

El peso bruto vehicular se reparte entre el tractocamión y el semirremolque, correspondiéndole al primero 89.27 kN (9100 kg) mientras que al segundo 317.84 kN (32400 kg), incluyendo en este caso la carga transportada que es de 257.02 kN (26200 kg), resultando la suma en el total máximo para esta configuración mencionado anteriormente. Las capturas de pantalla mostradas en la Figura 2.6 ejemplifican el llenado de las características dimensionales y de peso de las unidades en el programa de simulación.

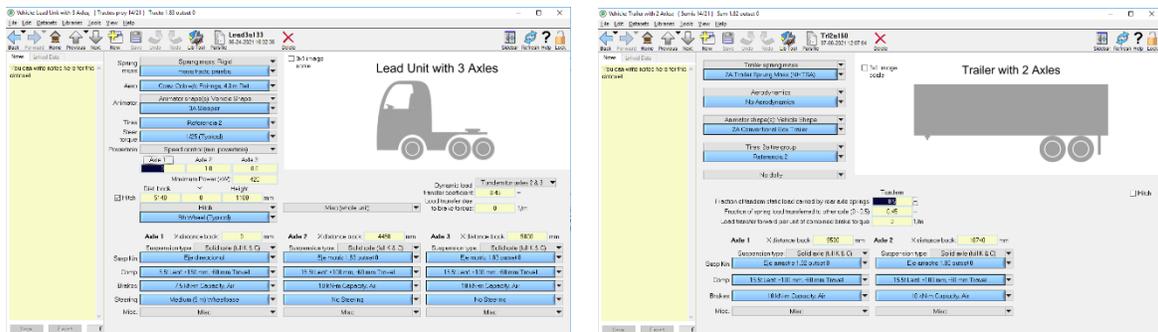


Figura 2.6 Introducción de parámetros dimensionales de la configuración T3-S2 en programa

El tractocamión cuenta con un motor diésel de 420 kW acoplado a una transmisión de 18 velocidades en una configuración de tracción de 6X4, es decir que los dos ejes posteriores tienen la capacidad de transmitir el movimiento a las ruedas. Cabe mencionar que ambas unidades están acopladas entre sí mediante un mecanismo de quinta rueda típico. La ventana del programa de simulación para la introducción de los parámetros correspondientes al tipo de enganche para la articulación del tractocamión con el semirremolque es mostrada en la Figura 2.7. Para este caso, se utilizaron propiedades características del enganche de quinta rueda típico.

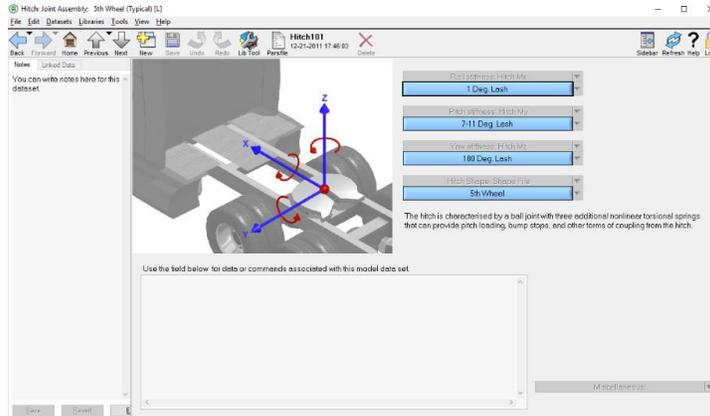


Figura 2.7 Ventana para introducción de parámetros de punto de enganche

La representación virtual de esta configuración generada por el programa de simulación se puede observar en la Figura 2.8, en la cual se aprecia el uso de llantas de base ancha en todos los ejes de la configuración, salvo el primer eje que corresponde al eje direccional.



Figura 2.8 Animación de la configuración T3-S2 generada por el programa de simulación

2.3 Configuración T3-S2-R4

La configuración vehicular con el mayor PBV y longitud permitida en México con 740.66 kN (75500 kg) y 31.0 m, respectivamente, es la denominada T3-S2-R4 que se conforma por un tractocamión de tres ejes que arrastra dos semirremolques de dos ejes cada uno, enganchados entre sí por un convertidor de dos ejes. Para este análisis, se suponen las mismas características del tractocamión descrito para la configuración T3-S2. Adicionalmente, se consideran dos semirremolques de características similares y un convertidor tipo A de dos ejes, las dimensiones principales de todas las unidades, así como la ubicación de sus centros de gravedad, son mostradas en la Figura 2.9.

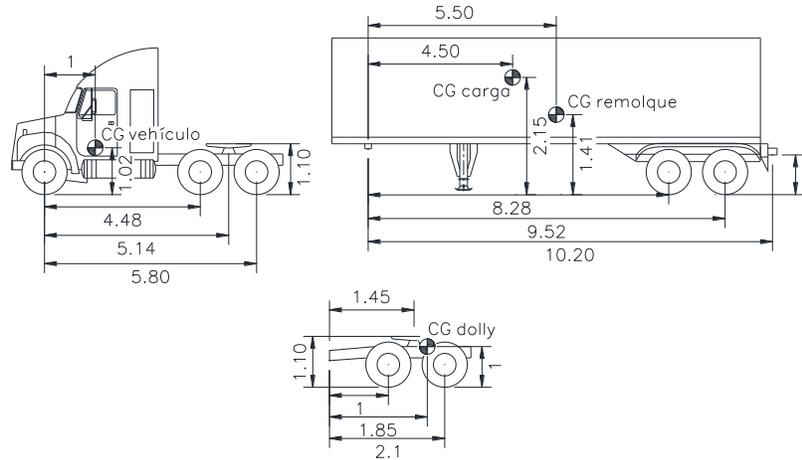


Figura 2.9 Dimensiones principales para la configuración T3-S2-R4, [m]

Cada uno de los semirremolques tiene un peso combinado con la carga transportada de 315.59 kN (32170 kg) y el convertidor de 25.41 kN (2590 kg). En la Figura 2.10 se presentan ejemplos de pantallas del programa de simulación en los cuales se realiza la introducción de las características de los semirremolques y del convertidor.

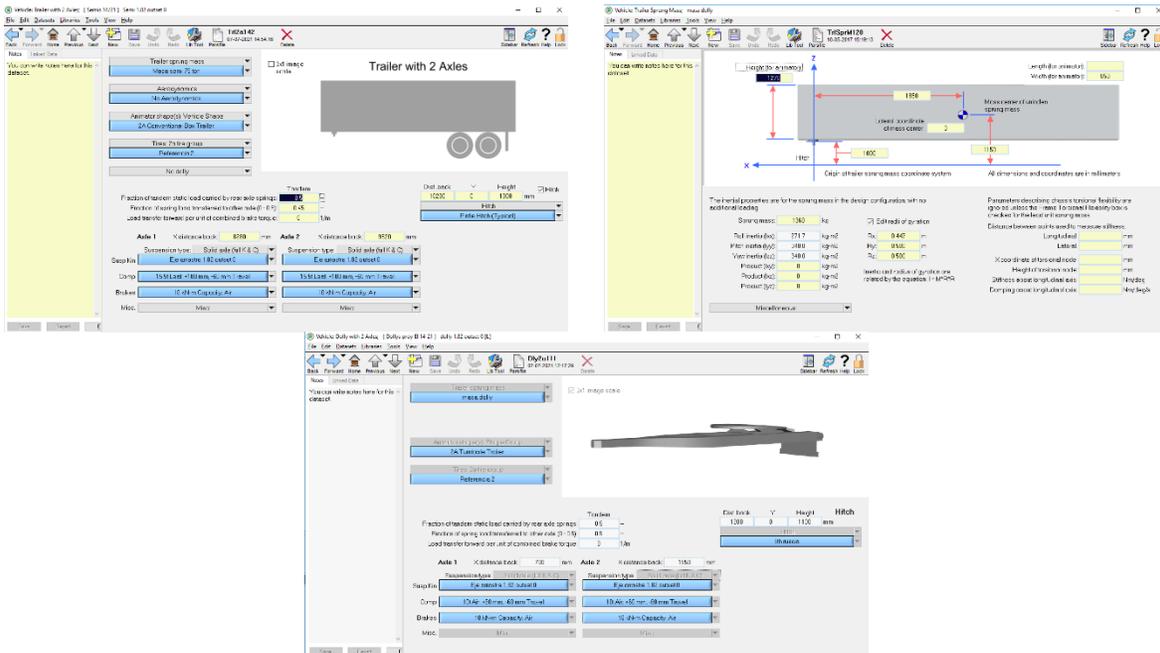


Figura 2.10 Ventanas para introducción de parámetros de los semirremolques y el convertidor

Al igual que en las configuraciones vehiculares anteriores, la representación visual del vehículo T3-S2-R4 generada por el programa de simulación se puede observar en la Figura 2.11. Se identifica el uso de llantas de base ancha tanto en los ejes

motrices del tractocamión como en los ejes de arrastre de los semirremolques y del convertidor.



Figura 2.11 Animación de la configuración T3-S2-R4 generada por el programa de simulación

2.4 Características de las llantas

Con respecto a las características de las llantas empleadas en la simulación, para el eje direccional se emplean llantas de medida 275/80R22.5, para ejes motrices y de arrastre las medidas son 445/50R22.5, cabe mencionar que esto es para las tres configuraciones vehiculares analizadas. Además, las características y propiedades de las llantas de base ancha simuladas corresponden al tipo de fabricación autorizado para circular por carreteras mexicanas, es decir con tecnología Infinitcoil™, [8].

Entre las principales propiedades de las llantas que se involucran directamente con el desempeño de los vehículos se encuentran la rigidez vertical y las denominadas propiedades de viraje. En el primer caso para este estudio se utilizó una rigidez de 927 N/mm para llantas direccionales, 1177 N/mm para llantas motrices y 1200 N/mm para llantas de arrastre. Las propiedades de viraje se muestran en la Figura 2.12 en forma de gráficas, las cuales corresponden a la llanta empleada en el eje direccional, esto a manera de ejemplo. En la izquierda se observa la respuesta longitudinal para diferentes cargas verticales conforme se incrementa la razón de deslizamiento; al centro se observa la respuesta lateral para el incremento del ángulo de deslizamiento y, finalmente, a la derecha se presenta el par de autoalineamiento generado con el incremento del ángulo de deslizamiento.

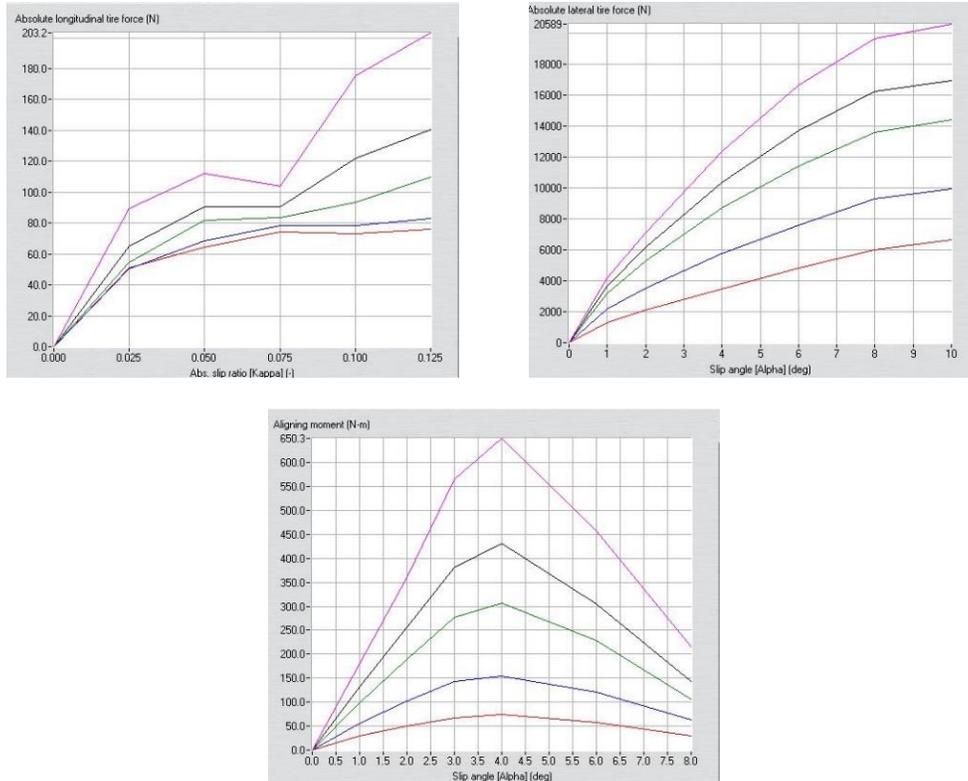


Figura 2.12 Propiedades de viraje de llanta empleada en el eje direccional

2.5 Casos de estudio

Para la determinación de los casos a analizar, se parte de las posibles combinaciones con respecto a la entrevía resultante de acuerdo a los rines comercialmente disponibles con los diferentes desfases, así como las longitudes de los ejes, para lo cual se consideran rines con 0, 0.5, 1 y 2 pulg de desfase. En el caso de los ejes, se consideran para ejes motrices la longitud de 1.83 m, que puede utilizarse con cualquiera de los rines analizados, y de 2.12 m exclusivo para rines con desfase cero; con respecto a ejes de arrastre se consideran longitudes de 1.82 y 1.97 m que pueden utilizarse con cualquiera de las magnitudes de desfase con que se fabrican los rines y el de 2.12 m para desfase cero. Con lo anterior resultan las combinaciones que se describen a continuación para cada configuración vehicular.

2.5.1 Vehículo unitario

Para el vehículo C3 que cuenta con tres ejes, el frontal direccional y los dos restantes motrices, se establecieron 5 casos de análisis considerando la entrevía resultante al combinar la longitud para eje motriz de 1.83 m con los cuatro niveles de desfase, más el eje de 2.12 m de longitud con rin de desfase cero. En la Tabla 2.1 se indican las dimensiones resultantes de la entrevía para cada caso. Se puede observar que las diferencias pueden ser de hasta poco más de 10 cm considerando

los extremos, es decir, ejes con desfase cero y con 5.08 cm por lo que para el primero la entrevía resultante es de 180.89 cm y para el segundo de 190.75 cm.

Tabla 2.1 Entrevía resultante para cada caso de estudio de vehículo C3

Caso	Desfase rin [cm(pulg)]	Variación long. eje [cm(pulg)]	Long. eje [cm]	
			183	212
C3-1	0	-2.41 (0.95)	180.59	----
C3-2	1.27 (0.5)	0.13 (0.05)	183.13	----
C3-3	2.54 (1)	2.57 (1.01)	185.57	----
C3-4	5.08 (2)	7.75 (3.05)	190.75	----
C3-5	0	-2.41 (0.95)	----	209.59

Fuente: Elaboración propia en base a datos de fabricantes de componentes, [15]

2.5.2 Configuraciones articuladas

Con respecto a las configuraciones vehiculares articuladas que se analizaron, T3-S2 y T3-S2-R4, se definieron 9 casos de estudio a partir de las posibles combinaciones considerando para los ejes motrices del tractocamión el uso de ejes de 183 cm de longitud montando rines con los 4 niveles de desfase mencionados anteriormente, en combinación con ejes de arrastre (semirremolques y convertidor, según aplique para cada configuración) tanto de 182 como 197 cm cada uno de igual manera incluyendo cuatro tipos de rines de acuerdo a su desfase, generándose de esta manera 8 combinaciones. Finalmente, el noveno caso resulta al emplear ejes de 212 cm exclusivos para rines con desfase cero, en todos los ejes de la configuración, salvo el direccional. La Tabla 2.2 muestra la conformación de cada caso de estudio para estas configuraciones.

Tabla 2.2 Entrevía resultante para casos de estudio de configuraciones T3-S2 y T3-S2-R4

Caso	Desfase rin [cm(pulg)]	Variación long. eje [cm(pulg)]	Long. eje motriz [cm]		Long. eje arrastre [cm]		
			183	212	182	197	212
1	0	-2.41 (0.95)	180.59	----	179.59	----	----
2	1.27 (0.5)	0.13 (0.05)	183.13	----	182.13	----	----
3	2.54 (1)	2.57 (1.01)	185.57	----	184.54	----	----
4	5.08 (2)	7.75 (3.05)	190.75	----	189.75	----	----
5	0	-2.41 (0.95)	180.59	----	----	194.59	----
6	1.27 (0.5)	0.13 (0.05)	183.13	----	----	197.13	----
7	2.54 (1)	2.57 (1.01)	185.57	----	----	199.57	----
8	5.08 (2)	7.75 (3.05)	190.75	----	----	204.75	----
9	0	-2.41 (0.95)	----	209.59	----	----	209.59

Fuente: Elaboración propia en base a datos de fabricantes de componentes, [13]

3. Parámetros de evaluación

Las capacidades de respuesta propia de un vehículo 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 los sistemas y mecanismos de un vehículo, que permitan conocer o estimar su comportamiento dinámico global. Para la realización de esta evaluación se consideraron algunas de las principales medidas estandarizadas del desempeño dinámico de vehículos de carga pesada, de manera que sirvieron como referencia para la comparación entre los diferentes casos de estudio. Estas medidas se estimaron a partir de los resultados obtenidos al simular la ejecución de tres diferentes maniobras de prueba igualmente estandarizadas. A continuación, se describe a mayor detalle las medidas consideradas y las maniobras ejecutadas.

3.1 Medidas estandarizadas del desempeño de vehículos de carga pesada

Las medidas o parámetros de desempeño, son un conjunto de indicadores utilizados para describir el comportamiento dinámico de los vehículos, [18]. Estas medidas surgieron de la necesidad de evaluar y comparar objetivamente las características del comportamiento, que brindaran además información tendiente a establecer estrategias para elevar los niveles de seguridad en la operación de vehículos pesados. En ese sentido, en el presente análisis se seleccionaron algunas de estas medidas de desempeño para realizar la comparación del comportamiento dinámico resultante de las configuraciones de carga analizadas y poder determinar de esta forma las configuraciones que presenten mejores características. A continuación, se describen brevemente las medidas de desempeño utilizadas.

3.1.1 Umbral de vuelco

Una manera de indicar el umbral de vuelco 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 de la unidad) con respecto a la superficie del pavimento, supuesta plana y horizontal. Esta medida es un indicador de la estabilidad que posee un vehículo ante maniobras de cambio de dirección; a mayor umbral, mayor será su estabilidad. El valor sugerido para este parámetro debe ser mayor o igual a 0.35 g [18].

3.1.2 Manejabilidad

Dentro de los grupos de características que definen el comportamiento dinámico de un vehículo, la manejabilidad se asocia directamente con la respuesta del mismo al movimiento, considerando básicamente el control de la dirección y su capacidad para estabilizarse. La manejabilidad se refiere a un conjunto de características involucradas en la forma en 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 cruzadas de viento, imperfecciones del camino y condiciones climáticas, entre otras.

Uno de los propósitos de los estudios de manejabilidad es determinar las características de viraje. Esta condición se refiere a la respuesta de ajuste de la orientación del cuerpo del vehículo conforme a la trayectoria que se desea seguir, en función del ángulo de orientación de las llantas direccionales a una determinada velocidad. Atendiendo a esta capacidad del vehículo para alinearse a la trayectoria, es posible identificar tres condiciones de viraje: subviraje, viraje neutral y sobreviraje. El subviraje representa una respuesta lenta ante cambios en la dirección, manifestando ajustes de incremento en el ángulo de dirección. En contraparte, el sobreviraje implica que el vehículo responde rápidamente a los ajustes para alinearse a la trayectoria que se sigue, por lo que cambios pequeños en la dirección conducen a una rápida respuesta direccional implicando menores incrementos en el ángulo de dirección o giro del volante. Para determinar la condición de manejabilidad de un vehículo generalmente se recurre a la maniobra direccional tipo rampa [15].

3.1.3 Razón de transferencia lateral de carga (LTR)

Considerando una distribución lateral uniforme del peso en un vehículo, con la carga incluida, éste se distribuye de manera que cada lado soporta el 50 % del PBV. Sin embargo, cuando el vehículo está en movimiento, esta distribución es variable, sobre todo en maniobras de cambio brusco de dirección, debido al efecto inercial producido por los cambios en la trayectoria, lo cual produce que la carga se transfiera de uno a otro lado. Esta situación 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*). Esta 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 llantas direccionales, como se muestra en la Ecuación 2.1. Este parámetro es indicador de la Estabilidad Dinámica de Vuelco de un vehículo, obtenido generalmente a partir de una prueba rápida estandarizada de cambio de carril. El valor recomendado es menor a 0.6 [18].

$$LTR = \frac{|L_d - L_i|}{L_t} \quad 3.1$$

Donde:

L_d sumatoria de las cargas soportadas por el lado derecho del vehículo

L_i sumatoria de las cargas soportadas por el lado izquierdo

L_T carga total

3.1.4 Amplificación del coleo

Esta medida se refiere a la amplificación del movimiento de rotación, con respecto al eje vertical, de la última unidad en configuraciones articuladas y multi-articuladas, con respecto al movimiento de la primera unidad y se determina a partir de la razón de la máxima amplitud (positiva o negativa) de la aceleración lateral presentada en el último eje de la configuración vehicular con respecto a la obtenida en el primer eje. Valores muy altos para este parámetro pueden producir inestabilidades en las últimas unidades durante acciones de cambio de dirección, se recomienda que no se sobrepasen valores de 2.2, [18].

3.1.5 Distancia de frenado

Otro aspecto importante en el estudio de la dinámica de vehículos, tiene que ver con el desempeño ante el frenado. Como un indicador parcial para evaluar la eficiencia del sistema de frenos de un vehículo, se mide la distancia necesaria para que un vehículo que circula a una velocidad dada, logre detenerse completamente. Este indicador puede obtenerse para distintas condiciones de la superficie de rodamiento del camino, con diferentes índices de fricción y de humedad, como seco y mojado, [18].

3.2 Maniobras de prueba

Las medidas de desempeño, anteriormente mencionadas, se estiman a partir de la respuesta obtenida del vehículo durante maniobras de conducción estandarizadas que pueden presentarse con distintas modalidades, dependiendo si la ejecución es de tipo experimental o de simulación teórico-numérica. Para este estudio, se simularon tres maniobras: la maniobra tipo rampa, la maniobra de cambio simple de carril y la de frenado de pánico en línea recta.

3.2.1 Prueba 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 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 3.1. A partir de los resultados obtenidos de esta maniobra es posible estimar parámetros como el umbral de vuelco y el desempeño de manejabilidad de las configuraciones.

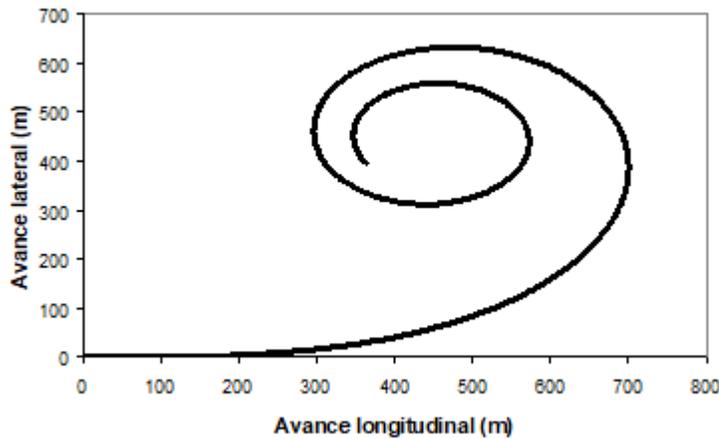


Figura 3.1 Trayectoria correspondiente a una maniobra direccional tipo rampa

3.2.2 Prueba de cambio de carril

La maniobra direccional de cambio de carril consiste en ajustar la trayectoria del vehículo con un desplazamiento lateral de poco más de dos metros, simulando el cambio repentino de carril en una carretera. La maniobra se realiza a velocidad de avance constante, estableciéndose generalmente en 80 km/h o 100 km/h, dependiendo del tipo de configuración. Las condiciones descritas deben producir una aceleración lateral en el eje frontal, es decir, el eje de dirección, cercana a 0.15 g [18]. En la Figura 3.2 se muestra la trayectoria típica descrita durante una maniobra de este tipo.

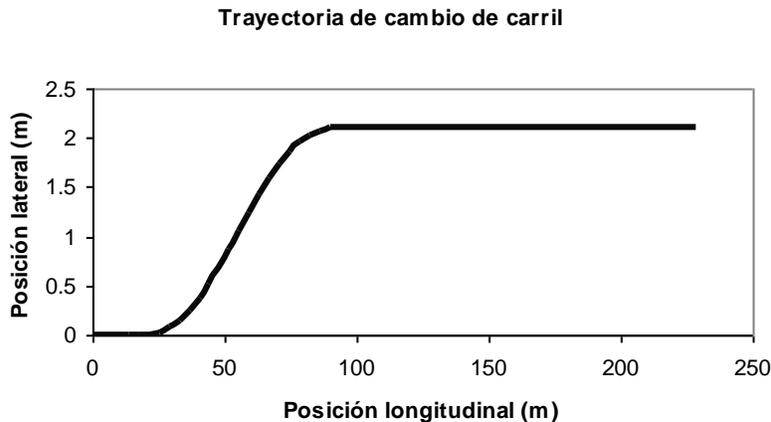


Figura 3.2 Trayectoria para maniobra de cambio simple de carril

3.2.3 Frenado de pánico

Una forma de evaluar la capacidad de un vehículo para detener su marcha es mediante una prueba denominada de frenado de pánico, la cual consiste en desplazar el vehículo a velocidad constante, generalmente se establece en 80 km/h

o 100 km/h, en línea recta para súbitamente aplicar los frenos a fondo, siempre manteniendo el control del vehículo, hasta su completa detención. Algunos de los parámetros que se pueden evaluar a partir de los resultados de esta maniobra es la distancia total de frenado, desplazamientos laterales y nivel de desaceleración en la dirección de la trayectoria de viaje.

3.3 Modelo de simulación

En el estudio de la dinámica de vehículos, como en muchas otras áreas del conocimiento, el uso de modelos matemáticos validados de forma experimental ha sido de gran utilidad. El uso de programas de simulación que hayan sido ampliamente verificados y validados permite tener mayor certidumbre en los resultados, con análisis rápidos y relativamente a bajo costo. Además, se pueden representar de forma segura situaciones que en su ejecución práctica serían sumamente riesgosas, tal como el vuelco de un vehículo. Estas características los convierten en herramientas de análisis útiles que pueden complementar la experimentación o ejecutar análisis de aproximación cuando no es posible cubrir las implicaciones que conlleva la realización de pruebas experimentales a escala real. Entre estas implicaciones están los altos costos económicos por renta o adquisición de vehículos de prueba, seguros, equipos e instrumentos de medición especializados, instalaciones adecuadas y los riesgos para el personal que realiza este tipo de pruebas.

Como se ha mencionado anteriormente, para la realización de este estudio se emplea un programa de simulación comercial denominado TruckSim®, que permite crear modelos detallados en tres dimensiones para analizar la respuesta del vehículo ante diferentes condiciones de conducción y entornos del medio por el que se desplaza, [19]. El proceso de simulación consta, como se ve en la Figura 3.3, de tres pasos básicos; en el primero, se alimenta al modelo con todos los datos necesarios referentes a las propiedades mecánicas e inerciales de los principales componentes del vehículo, así como las características del camino por el cual se va a desplazar y de la trayectoria que va a seguir. Posteriormente se realiza el proceso numérico de solución de las ecuaciones de movimiento del sistema para finalmente interpretar y analizar los resultados; en este punto el programa proporciona un registro en el tiempo de todas las variables cinemáticas y cinéticas durante la maniobra ejecutada, además permite tener una visualización de la prueba mediante animaciones.

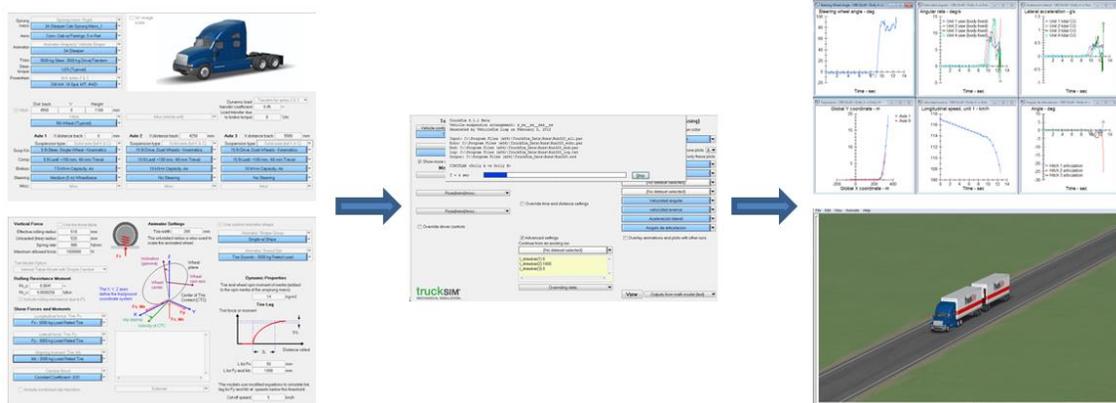


Figura 3.3 Estructura del programa de simulación TruckSim®

4. Resultados

Después de llevar cabo las corridas de simulación, se procedió al análisis y procesamiento de toda la información proporcionada por el programa, referente al historial en el tiempo del comportamiento de las principales variables cinemáticas y dinámicas involucradas en el movimiento de las configuraciones vehiculares a través de la representación de las tres maniobras de prueba descritas anteriormente, con lo cual fue posible determinar las medidas estandarizadas del desempeño que permitieron realizar la comparativa de las respuestas en el comportamiento dinámico para los diferentes casos de estudio. A continuación, se presentan los resultados obtenidos.

4.1 Umbral de vuelco

El umbral de vuelco es una referencia del nivel de aceleración lateral que soporta un vehículo justo antes de producirse el vuelco sirviendo como base para establecer la estabilidad que pudiera presentar. Existe diferentes formas para determinar este umbral, para este trabajo, se realizó a partir de los resultados obtenidos durante la maniobra tipo rampa. En la Figura 4.1 se muestran capturas de pantalla de la animación de la prueba donde se aprecian las tres configuraciones vehiculares de estudio en la parte final de la prueba, una vez que se produjo el vuelco.

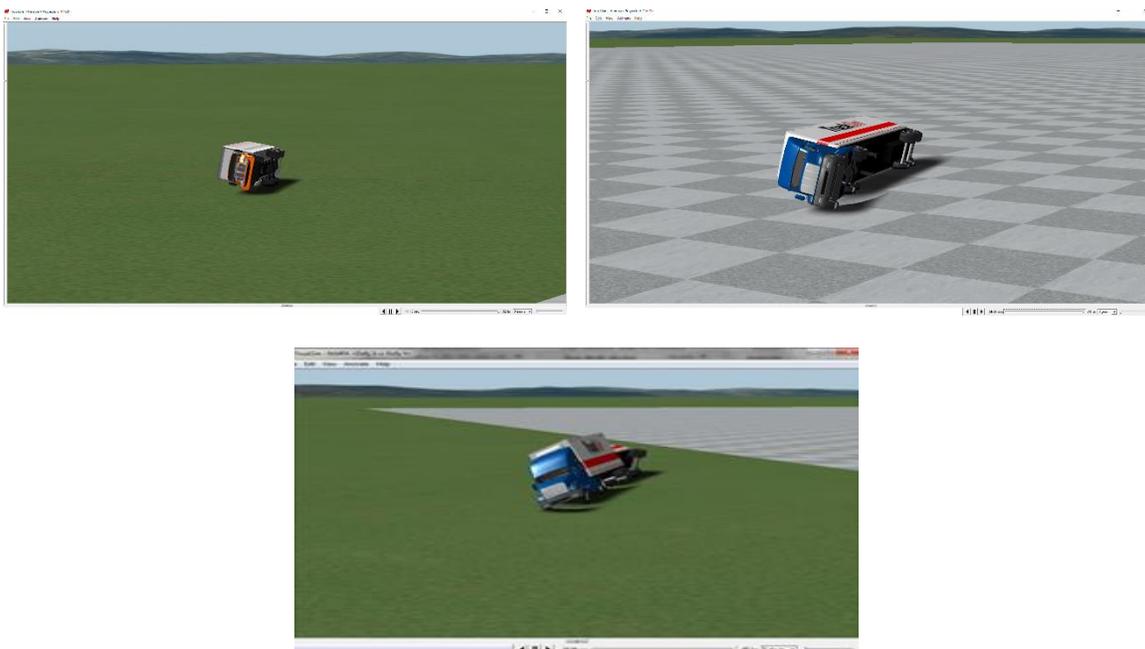


Figura 4.1 Vista de la parte final de la prueba de rampa para cada configuración

4.1.1 Vehículo unitario C3

Los resultados obtenidos para el umbral de vuelco de cada uno de los cinco casos de estudio establecidos para esta configuración se presentan en la Tabla 4.1, así como las diferencias obtenidas tomando como base el caso C3-1. En primera instancia se puede notar que en todos los casos se obtiene valores por encima del mínimo recomendado para vehículos pesados de 0.35 g, con lo cual se establece un desempeño adecuado en términos generales. Sin embargo, cabe resaltar que conforme se incrementa la longitud de la entrevista el umbral se incrementa, existiendo una diferencia mayor al 15 % de incremento comparando el caso con la entrevista mayor (C3-5) con un umbral de 0.492 g y el caso con la entrevista menor (C3-1) con umbral de 0.425 g.

Tabla 4.1 Umbral de vuelco resultante para cada caso de estudio de vehículo C3

Caso	Umbral [g]	Diferencia [g]	Diferencia [%]
C3-1	0.425	----	----
C3-2	0.432	0.006	1.45
C3-3	0.437	0.012	2.77
C3-4	0.448	0.022	5.29
C3-5	0.492	0.066	15.58

Fuente: Elaboración propia

Como era de esperarse, con el aumento de la entrevista se obtienen mejoras en la estabilidad del vehículo, lo cual queda de manifiesto con los resultados mostrados en la tabla anterior.

4.1.2 Configuración T3-S2

Con respecto a la configuración T3-S2, en la Tabla 4.2 se presentan los resultados obtenidos para el umbral de vuelco de cada caso de estudio, mostrándose, además las diferencias con respecto al caso con el nivel más bajo alcanzado (T3-S2-1 con 0.372 g) donde se pueden apreciar diferencias de hasta casi el 19 % superiores a dicho nivel de referencia para el caso T3-S2-9 en el cual se tienen las entrevistas de mayor longitud debido al uso de los ejes especiales para llanta de base ancha. En los demás casos que emplean ejes convencionales de igual manera se obtienen umbrales mayores al emplear rines con mayor desfase, lo que genera incremento en la longitud de la entrevista donde se presentaron diferencias de hasta 13.8 % (caso T3-S2-8).

Tabla 4.2 Umbral de vuelco resultante para cada caso de estudio de configuración T3-S2

Caso	Umbral [g]	Diferencia [g]	Diferencia [%]
T3-S2-1	0.372	----	----
T3-S2-2	0.378	0.006	1.56
T3-S2-3	0.384	0.012	3.12
T3-S2-4	0.395	0.024	6.34
T3-S2-5	0.398	0.026	6.99
T3-S2-6	0.404	0.032	8.63
T3-S2-7	0.410	0.038	10.18
T3-S2-8	0.423	0.051	13.80
T3-S2-9	0.443	0.071	18.99

Fuente: Elaboración propia

4.1.3 Configuración T3-S2-R4

Finalmente, los resultados del umbral de vuelco para cada caso de estudio de la configuración doblemente articulada denominada T3-S2-R4, se pueden observar en la Tabla 4.3. El comportamiento visto en las configuraciones anteriores se repite para esta configuración, donde se observa que el caso T3-S2-R4-1 presenta el nivel más bajo (0.382 g) mientras que el T3-S2-R4-9 el mayor (0.449 g) con una diferencia entre ambos de 0.067 g que equivalen a más del 17 %. Cabe señalar que todos los casos presentan niveles por encima del valor mínimo recomendado de 0.35 g para este tipo de vehículos

Tabla 4.3 Umbral de vuelco resultante para cada caso de estudio de configuración T3-S2-R4

Caso	Umbral [g]	Diferencia [g]	Diferencia [%]
T3-S2-R4-1	0.382	----	----
T3-S2-R4-2	0.387	0.006	1.46
T3-S2-R4-3	0.392	0.011	2.86
T3-S2-R4-4	0.405	0.024	6.23
T3-S2-R4-5	0.405	0.024	6.20
T3-S2-R4-6	0.411	0.029	7.71
T3-S2-R4-7	0.417	0.035	9.25
T3-S2-R4-8	0.428	0.046	12.12
T3-S2-R4-9	0.449	0.067	17.66

Fuente: Elaboración propia

Con los resultados obtenidos para las tres configuraciones analizadas se muestra la importancia de hacer una adecuada selección de componentes al momento de

utilizar llantas de base ancha y así lograr longitudes de entrevista mayores que permitan incrementar la estabilidad de los vehículos.

4.2 Manejabilidad

La manejabilidad se representa a través de un diagrama donde se grafica la relación $\Omega_z L/V - \delta$ contra el incremento en la aceleración lateral soportada por la configuración vehicular. Donde Ω_z es la velocidad angular de la unidad, L es la distancia base entre ejes, V es la velocidad longitudinal de viaje y δ es el ángulo de orientación de las llantas del eje direccional. A partir de la pendiente del diagrama de manejabilidad se establece la 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 una determinada velocidad. Al igual que el umbral de vuelco, la manejabilidad se obtiene a partir de las variables estimadas durante la prueba tipo rampa.

4.2.1 Vehículo unitario C3

Con referencia al desempeño de manejabilidad, no se presentan cambios de consideración debido a las variaciones en las entrevistas, por el uso de rines con diferentes niveles de desfase, lo anterior se puede observar en los diagramas de manejabilidad mostrados en la Figura 4.2 que corresponde a los casos en los extremos (C3-1 y C3-5) siendo similares entre sí, comenzando con una tendencia de sobreviraje para niveles bajos de aceleración lateral, posteriormente se produce un cambio de tendencia alrededor de 0.15 g hacia el subviraje y en la parte final del diagrama de nueva cuenta se da un cambio, ahora a viraje neutral. Ya que se tiene diferentes niveles de umbral de vuelco, el diagrama para el caso C3-1 termina a un nivel menor de aceleración lateral

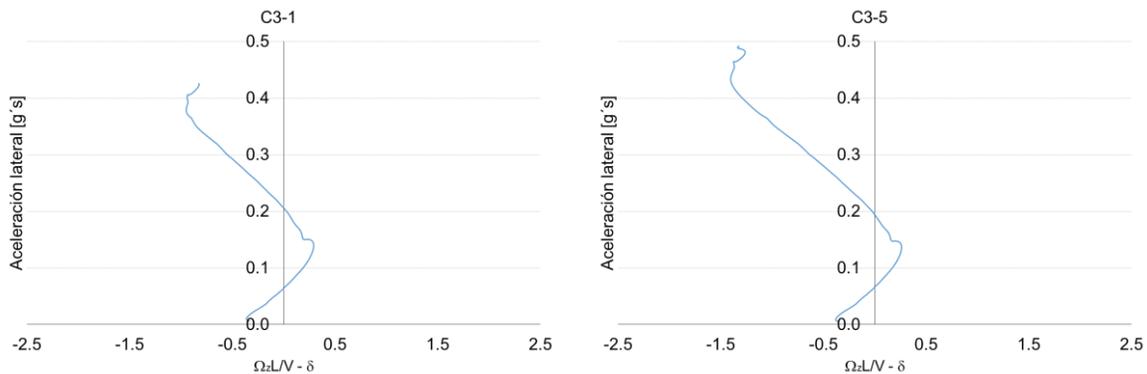


Figura 4.2 Muestra de diagramas de manejabilidad de casos de estudio para vehículo C3

Los diagramas de manejabilidad de cada uno de los casos de estudio se pueden observar en el Anexo I.

4.2.2 Configuración T3-S2

En el caso de la configuración T3-S2, la Figura 4.3 presenta una muestra de tres diagramas de manejabilidad (T3-S2-1, T3-S2-8 y T3-S2-9) para evidenciar las pocas diferencias existentes entre ellos, estos diagramas incluyen dos líneas de tendencia, una para el semirremolque y otra para el tractocamión, y se puede notar cómo para el tractocamión la tendencia inicial es de sobreviraje cambiando para una aceleración de alrededor de 0.2 g a subviraje, por el lado del semirremolque la tendencia siempre es de subviraje

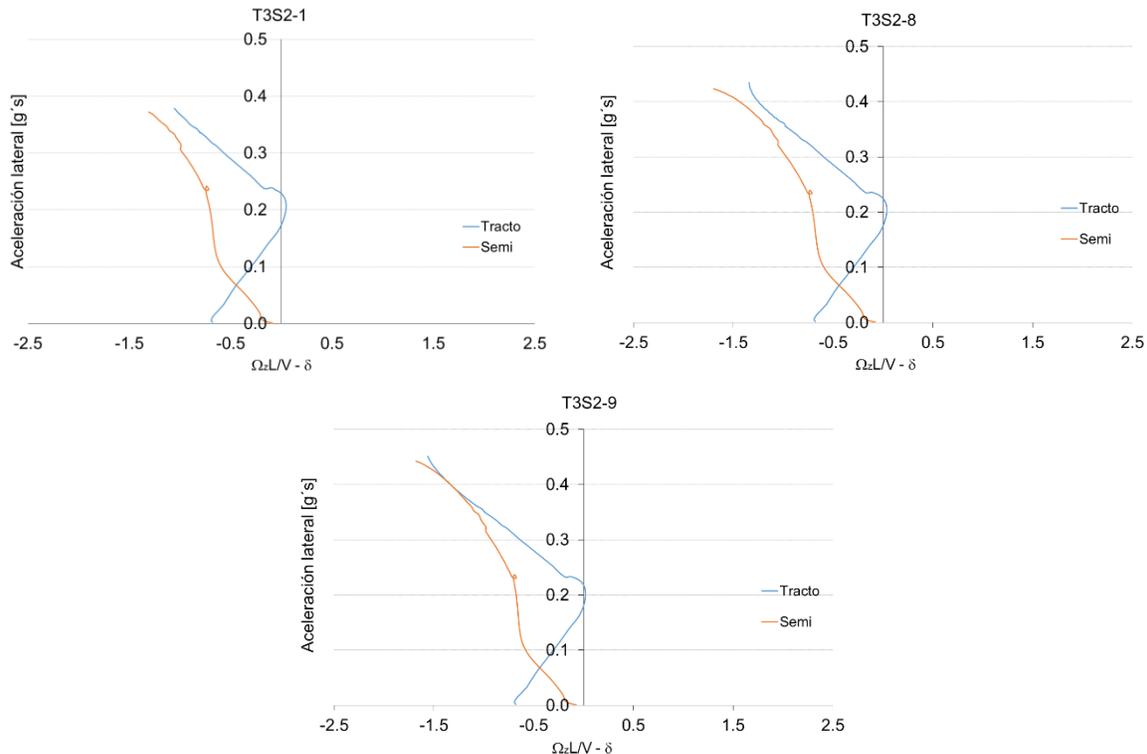


Figura 4.3 Muestra de diagramas de manejabilidad de casos de estudio para configuración T3-S2

De igual forma que el vehículo C3, la totalidad de los diagramas de manejabilidad para los casos de estudio de la configuración T3-S2 se muestran en el Anexo I.

4.2.3 Configuración T3-S2-R4

Los diagramas de manejabilidad para esta configuración presentan tres líneas de tendencia, una para el tractocamión y una para cada semirremolque. Como se puede apreciar en los diagramas mostrados en la Figura 4.4, al igual que con las configuraciones anteriores, no se observan cambios significativos en la manejabilidad de la configuración doblemente articulada debido a los cambios en la entrevista por el uso de rines con distintos niveles de desfase. Además, se observa que el tractocamión y el primer semirremolque tiene el mismo comportamiento que

para la configuración T3-S2, mientras que para el segundo semirremolque es posible identificar una tendencia de viraje neutral.

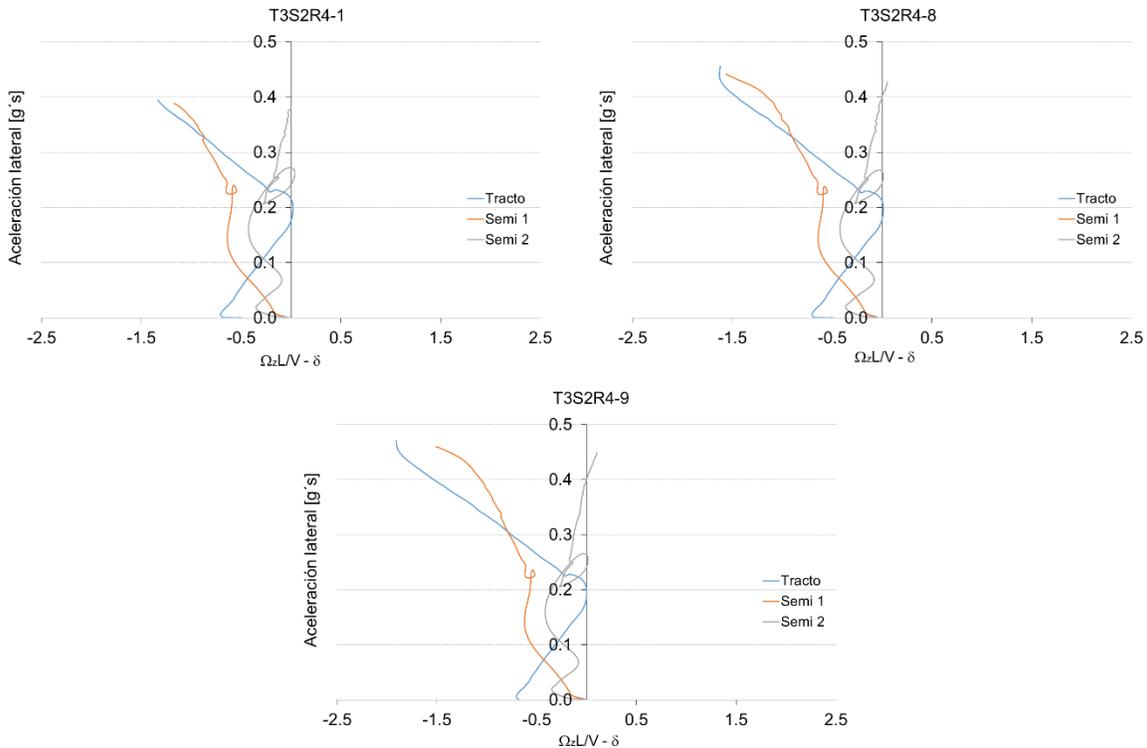


Figura 4.4 Muestra de diagramas de manejabilidad de casos de estudio para configuración T3-S2-R4

Los diagramas para el resto de casos de estudio de esta configuración se pueden encontrar en el Anexo I.

4.3 Razón de Transferencia Lateral de Carga

La Razón de Transferencia Lateral de Carga es un indicador de la oscilación lateral de los vehículos al realizar maniobras de cambio de dirección, generándose de esta manera la transferencia de peso de un lado de la unidad al otro, valores altos pueden desencadenar en el vuelco. Para determinar este indicador se analizaron los datos obtenidos de la maniobra de cambio simple de carril, ejecutada a una velocidad de avance constante de 100 km/h, representando un desplazamiento lateral de 2.1 m en una distancia longitudinal de 70 m. En la Figura 4.5 se pueden observar capturas de pantalla de la animación de esta maniobra para cada tipo de vehículo analizado, la herramienta de animación permite generar la vista de “fantasmas”, vehículos desfasados, para visualizar el recorrido seguido, tal como se muestra. Es notorio en la imagen correspondiente al vehículo unitario (superior izquierda) como se “balancea” la unidad, lo que genera esa transferencia de peso.

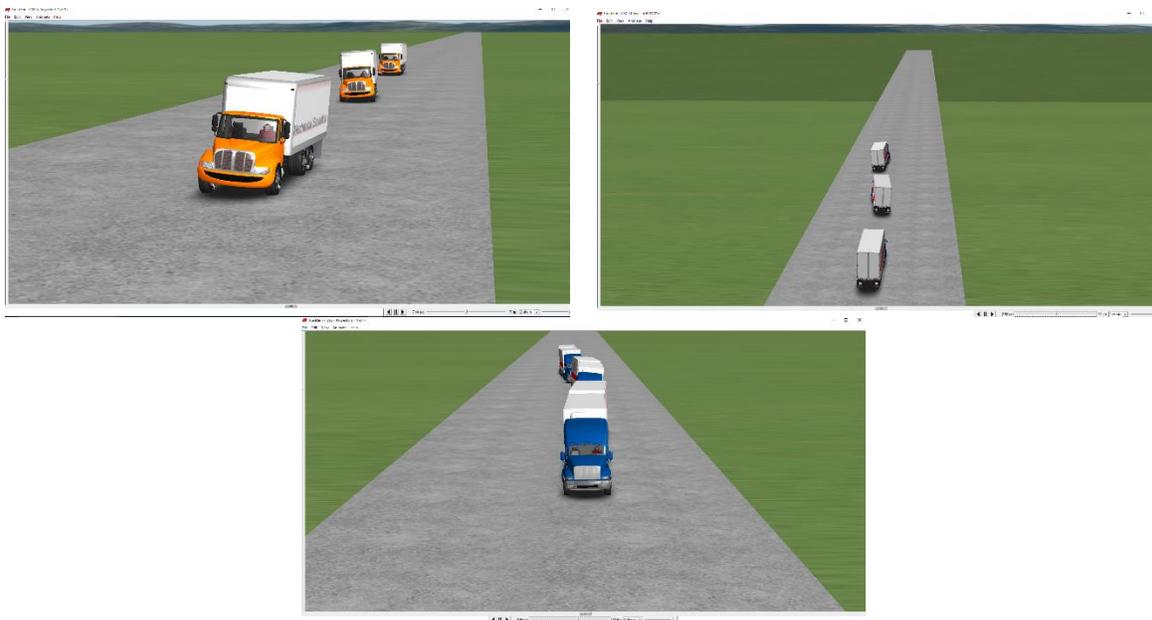


Figura 4.5 Representación virtual de la ejecución de la maniobra de cambio de carril

4.3.1 Vehículo unitario C3

Los resultados de la Razón de Transferencia Lateral de Carga obtenidos para los casos de estudio del vehículo C3, se muestran en la Tabla 4.4. En primera instancia cabe mencionar que todos los valores están por debajo del límite recomendado en la literatura de 60 % (0.60), [18]. Siendo el valor más alto de 49.10 % (caso C3-1) que se presenta para las entrevías de menor longitud, mientras que el más bajo es de 41.29 % (caso C3-5) para las entrevías de mayor longitud, habiendo una diferencia entre estos valores extremos de 15.90 % de reducción por el incremento en la entrevía al utilizar los ejes especiales para llantas de base ancha. Considerando los demás casos que emplean ejes convencionales con rines de diferentes niveles de desfase, las diferencias tomando como base el valor más alto van desde 1.60 % hasta 6.24 % en la reducción del LTR. Manifestándose de esta manera que el aumento de la entrevía proporciona mayor estabilidad a los vehículos.

Tabla 4.4 Razón de Transferencia Lateral de Carga para cada caso de estudio de vehículo C3

Caso	LTR	Dif. [%]
C3-1	49.10	----
C3-2	48.31	-1.60
C3-3	47.55	-3.16
C3-4	46.03	-6.24
C3-5	41.29	-15.90

Fuente: Elaboración propia

4.3.2 Configuración T3-S2

La tendencia mostrada para el vehículo unitario se repite en la configuración T3-S2. Con el incremento en la longitud de las entrevías, la transferencia de carga disminuye, como se puede observar en los resultados mostrados en la Tabla 4.5 para todos los casos de análisis de esta configuración, presentándose una reducción de hasta poco más del 16 % considerando el caso con el uso de ejes especiales para llantas de base ancha (T3-S2-9). Para los casos con ejes convencionales las reducciones van desde 1.65 hasta 10.74 % conforme se va incrementado la longitud de la entrevía. Para esta configuración, también todos los casos presentan valores por debajo del límite sugerido de 60 %.

Tabla 4.5 Razón de Transferencia Lateral de Carga para cada caso de estudio de configuración T3-S2

Caso	LTR	Dif. [%]
T3-S2-1	52.63	----
T3-S2-2	51.77	-1.65
T3-S2-3	50.93	-3.24
T3-S2-4	49.26	-6.40
T3-S2-5	50.04	-4.93
T3-S2-6	49.25	-6.42
T3-S2-7	48.49	-7.87
T3-S2-8	46.98	-10.74
T3-S2-9	43.97	-16.46

Fuente: Elaboración propia

4.3.3 Configuración T3-S2-R4

De los resultados presentados en la Tabla 4.6, se puede inferir que la maniobra de cambio simple de carril, ejecutada a 100 km/h, resultó más severa para esta configuración doblemente articulada, ya que para la mayoría de los casos analizados el LTR está por encima o muy cercano al límite de 60 %, con un valor máximo de 67.04 % para el caso T3-S2-R4-1, lo que implica posibles inestabilidades que pueden desembocar en el vuelco de la configuración. Lo anterior, permite resaltar más el beneficio del uso de ejes especiales para llantas de base ancha, ya que para este caso (T3-S2-R4-9) el desempeño es aceptable al ejecutar la maniobra, con una transferencia de 54.72 % y una disminución con respecto al valor más alto (caso T3-S2-R4-1) de 18.38 %.

Al igual que en las configuraciones anteriores, con el uso de ejes convencionales conforme se incrementa el nivel del desfase del rin y con ellos la longitud de la entrevía se presentan disminuciones en el LTR, estas mejoras van desde 1.60 hasta 15.21 % de reducción.

Tabla 4.6 Razón de Transferencia Lateral de Carga para casos de estudio de configuración T3-S2-R4

Caso	LTR	Dif. [%]
T3-S2-R4-1	67.04	----
T3-S2-R4-2	65.97	-1.60
T3-S2-R4-3	64.87	-3.23
T3-S2-R4-4	62.52	-6.75
T3-S2-R4-5	61.13	-8.81
T3-S2-R4-6	60.03	-10.46
T3-S2-R4-7	58.96	-12.05
T3-S2-R4-8	56.84	-15.21
T3-S2-R4-9	54.72	-18.38

Fuente: Elaboración propia

4.4 Amplificación del coleo

Por su naturaleza, esta medida es aplicable a configuraciones vehiculares compuestas por más de una unidad, enganchadas entre sí por articulaciones que permitan movimiento angular relativo entre ellas. Se establece como la relación de la aceleración lateral soportada por el eje final de la última unidad de la configuración, durante maniobras de cambio de dirección, con respecto a la aceleración del primer eje de la primera unidad. Valores por encima de 2.2 para esta medida pueden representar riesgo de inestabilidades, [18]. A continuación, se muestran los valores resultantes para los casos de estudio de las configuraciones T3-S2 y T3-S2-R4, obtenidos a partir de los resultados de la maniobra de cambio simple de carril.

4.4.1 Configuración T3-S2

Los resultados obtenidos de la amplificación del coleo para los casos de estudio de la configuración T3-S2, se presentan en la Tabla 4.7. Se puede notar que prácticamente no hay diferencias importantes entre los valores mostrados, registrándose ligeras disminuciones conforme la longitud de la entrevía aumenta. Considerando los casos extremos, el de valor mayor (T3-S2-1) y el de valor menor (T3-S2-9), la disminución máxima es de apenas 1.305, por lo que para efectos prácticos se puede considerar despreciable. Pudiendo concluirse de esta manera que el uso de diferentes accesorios como ejes y rines con llantas de base ancha, lo que modifica la entrevía, no genera efectos con respecto a la amplificación del coleo. Cabe mencionar que los valores están por debajo del límite sugerido de 2.2.

Tabla 4.7 Amplificación del coleo para cada caso de estudio de configuración T3-S2

Caso	RWA	Dif. [%]
T3-S2-1	1.444	----
T3-S2-2	1.442	-0.14
T3-S2-3	1.440	-0.28
T3-S2-4	1.436	-0.54
T3-S2-5	1.437	-0.48
T3-S2-6	1.436	-0.60
T3-S2-7	1.434	-0.72
T3-S2-8	1.431	-0.94
T3-S2-9	1.425	-1.30

Fuente: Elaboración propia

4.4.2 Configuración T3-S2-R4

El comportamiento de la amplificación del coleo para los casos de estudio de la configuración doblemente articulada presenta tendencia similar a la configuración anterior, salvo que en este caso las diferencias son ligeramente mayores, ya que se presenta hasta 4.21 % de disminución en los casos con mayor (T3-S2-R4-1) y menor (T3-S2-R4-9) nivel alcanzado, como se puede observar en los datos de la Tabla 4.8, siendo niveles que se pueden considerar como despreciables. Sin embargo, cabe señalar que todos los casos rebasan de forma considerable el límite recomendado de 2.2, confirmándose lo que se menciona anteriormente que la maniobra ejecutada a 100 km/h resultó muy demandante para esta configuración, llevándola cerca de su límite operacional.

Tabla 4.8 Amplificación del coleo para cada caso de estudio de configuración T3-S2-R4

Caso	RWA	Dif. [%]
T3-S2-R4-1	2.608	----
T3-S2-R4-2	2.598	-0.38
T3-S2-R4-3	2.586	-0.85
T3-S2-R4-4	2.555	-2.02
T3-S2-R4-5	2.539	-2.66
T3-S2-R4-6	2.532	-2.93
T3-S2-R4-7	2.523	-3.25
T3-S2-R4-8	2.506	-3.91
T3-S2-R4-9	2.498	-4.21

Fuente: Elaboración propia

Conforme a estos resultados presentados se concluye que el aumento en la entrevista originado por el uso de diferentes accesorios disponibles con llantas supersencilas, no tiene repercusión de consideración con respecto a esta medida de desempeño.

4.5 Distancia de frenado

La capacidad de los vehículos para detener su avance está directamente relacionada con la seguridad en carreteras. Una de las maneras de evaluar esta capacidad es a partir de la distancia que requiere el vehículo para alcanzar el reposo desde una velocidad específica, normalmente entre 80 km/h y 100 km/h. Esta distancia se determina de los resultados obtenidos de la maniobra de frenado de pánico. En la Figura 4.6 se presentan tomas de pantalla de las animaciones generadas por el programa de simulación durante la ejecución de esta maniobra para cada una de las configuraciones evaluadas.

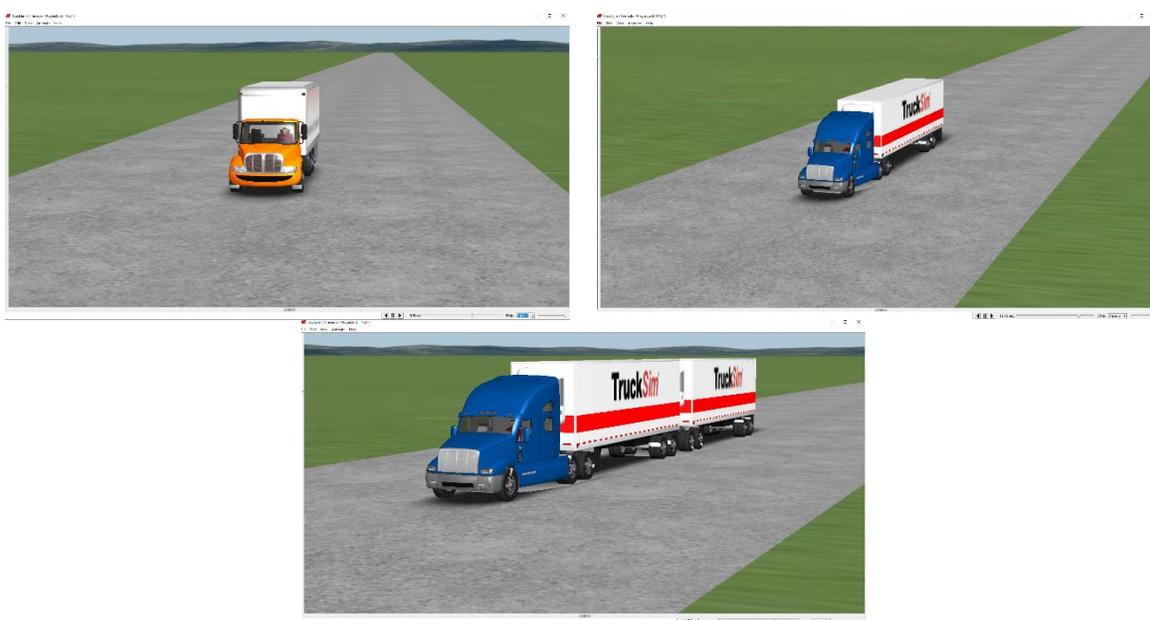


Figura 4.6 Representación virtual de la ejecución de la maniobra de cambio de carril

De acuerdo a los resultados obtenidos para la distancia de frenado, no se percibe efecto debido a las situaciones analizadas para este parámetro de desempeño. En la Tabla 4.9 se muestran los resultados por configuración, ya que como se menciona no hubo diferencias entre los casos de estudio.

Tabla 4.9 Distancia de frenado obtenida para cada configuración

Configuración	Distancia de frenado [m]
C3	83.2
T3-S2	85.5
T3-S2-R4	92.98

Fuente: Elaboración propia

4.6 Discusión

Considerando los resultados obtenidos, se observan efectos importantes con respecto al desempeño dinámico de los vehículos. Estos efectos se presentan principalmente con respecto al umbral de vuelco y la transferencia lateral de carga, obteniéndose mejores desempeños conforme la entrevista se incrementa. Mientras que para la manejabilidad y la amplificación del coleo no se observaron efectos de consideración. La distancia de frenado no se vio modificada.

En referencia al umbral de vuelco, esta medida fue obtenida a partir de los resultados de la maniobra tipo rampa. Considerando todos los casos de estudio para las tres configuraciones, siempre se presentaron valores por encima del mínimo recomendado de 0.35 g. Los valores menores para el umbral de vuelco se obtuvieron para el caso con el uso de rines con desfase cero y ejes convencionales (casos C3-1, T3-S2-1 y T3-S2-R4-1) obteniéndose incrementos con respecto de estos casos de hasta 15.58 % en el vehículo C3, 18.99 % en la configuración T3-S2 y de 17.66 % en la configuración T3-S2-R4. En todos los casos, estos valores mayores se obtuvieron cuando emplean el eje especial para llantas de base ancha de 212 cm de longitud en conjunto con rines con desfase cero.

Considerando los casos con ejes convencionales los incrementos máximos que se obtienen son de 5.29 % para vehículo C3, 13.80 % en la configuración T3-S2 y de 12.12 % en la configuración doblemente articulada, lo anterior es para los casos que emplean rines con el desfase exterior máximo de 5.08 cm (2 plg).

La otra medida que presentó cambios importantes es la transferencia lateral de carga, la cual se obtiene de los resultados de la maniobra de cambio de carril, con un comportamiento similar al del umbral de vuelco, conforme la entrevista es mayor, se obtienen valores menores de transferencia de carga.

Para el caso del vehículo unitario, las diferencias van desde disminuciones de 1.60 % hasta 15.90 %, considerando como referencia el valor más alto que presentó el caso C3-1 de 49.10 %. Para la configuración T3-S2 las disminuciones van desde 1.65 % hasta 16.46 %, de igual manera con respecto al valor más alto de 52.63 % obtenido para el caso T3-S2-1.

Finalmente, para la configuración T3-S2-R4, para la cual cabe señalar que la maniobra ejecutada a 100 km/h resultó muy demandante, se obtuvieron valores por encima del recomendado máximo de 60 % para los casos con las entrevistas de menor longitud; mientras que, para aquellos con mayores longitudes, los valores estuvieron por debajo de ese umbral, presentándose disminuciones de hasta 18.38 %.

Conclusiones

Del presente estudio, se pueden establecer las siguientes conclusiones:

Como se observó, al analizar los diferentes esquemas de rines disponibles para su uso con llantas de base ancha y con las longitudes de ejes, se pueden establecer diversas longitudes de la entrevía. En algunos casos las dimensiones resultantes son menores a las que se obtienen con el uso de llantas en arreglo dual. Por lo que, al momento de realizar la sustitución de llantas tradicionales por llantas de base ancha se deben analizar los accesorios que se van a utilizar para realizar una selección adecuada de estos. Lo anterior no solo por el hecho de modificar la entrevía, sino también considerando los cambios en la forma en que se transmite la carga hacia los componentes de los ejes, ya que esto puede reducir la vida útil de elementos como los rodamientos y con ello elevar costos de mantenimiento. Por lo cual es importante seguir las recomendaciones de los fabricantes de este tipo de elementos.

Con respecto al desempeño dinámico de las configuraciones analizadas, se presentaron efectos importantes principalmente en relación al umbral de vuelco y la transferencia lateral de carga, obteniéndose mejores desempeños conforme la entrevía se incrementa. Mientras que para la manejabilidad y la amplificación del coleo no se observaron efectos de consideración y para la distancia de frenado no se tuvo cambio alguno.

Por lo que se observa de estos resultados, longitudes mayores de la entrevía generan mayor estabilidad direccional en los vehículos. Al emplear llantas de base ancha se deben considerar las especificaciones de los rines y ejes que serán seleccionados, siendo lo más recomendable, aunque pudiera resultar más costoso, utilizar ejes de 212 cm especiales para este tipo de llantas, o en su defecto emplear rines con desfase externo de 5.08 cm (2 pulg) en conjunto con ejes convencionales. No obstante, siempre se deben consultar y tener presentes las restricciones y sugerencias de los fabricantes. Considerando lo anterior, resulta conveniente dar mayor difusión a este tipo de información técnica para que sea considerada por los usuarios de estos equipos.

Bibliografía

1. Executive Report. (2010). *Wide Base Tires*. The North American Council for Freight Efficiency NACFE ER1002.
2. Bonaquist, R. (1992). *An assessment of the increased damage potential of wide base single tires*. Proc., 7th Int. Conf. on Asphalt Pavements, Vol. 3, 1–16.
3. Akram, T., Scullion, T., Smith, R. E., and Fernando, E. G. (1992). *Estimating damage effects of dual versus wide base tires with multidepth deflectometers*. Transportation Research Record, 1355, Transportation Research Board, Washington, D.C., 59–66.
4. Huhtala, M., Philajamaki, J., and Pienimaki, M. (1989). *Effects of tires and tire pressures on road pavements*. Transportation Research Record, 1227, Transportation Research Board, Washington, D.C., 107–114.
5. Trangsrud E. H., Ibrahim J. (2004). *Ride Dynamics and Pavement Loading of Tractor Semi-Trailers on Randomly Rough Roads*. R&D Corporation, SAE International, 2004-01-2622.
6. Economic Study, (2005). *Use of Supersingle Tires by Heavy Vehicles Operating in Quebec*. Final Report, Genivar for Ministry of Transportation Quebec, M08891.
7. Fabela, M. J., Hernández, J. R., Flores, O., Vázquez, D., Martínez, M. (2006). *Efectos de la llanta Super Single X-One en los pavimentos*. Informe Final de Investigación IF EE 12/05. Coordinación de Ingeniería Vehicular e Integridad Estructural, Instituto Mexicano del Transporte. Sanfandila, Qro.
8. Secretaria de Comunicaciones y Transportes. (2008). *Autorización para el uso de las llantas súper sencilla, modelo X-ONE de Michelin, en sustitución del arreglo dual al que hace referencia la Norma Oficial Mexicana NOM-012-SCT-2-1995, Sobre el peso y dimensiones máximas con las que pueden circular los vehículos de autotransporte que transitan en los caminos y puentes de jurisdicción federal, o la que la sustituya*. Diario Oficial de la Federación. México, D. F.
9. Fabela, M. J.; Vázquez, D.; Hernandez, J. R.; Flores, O.; Blake, C. (2012). *Evaluación de llantas supersencillas XOne para combinaciones doblemente articuladas utilizando convertidor tipo H*. Informe Final de Investigación EE 10/12. Coordinación de Ingeniería Vehicular e Integridad Estructural, Instituto Mexicano del Transporte. Sanfandila, Qro

10. Secretaría de Comunicaciones y Transportes. (2016). *Autorización para el uso de llantas supersencillas X-ONE en tractocamiones doblemente articulados en sustitución del arreglo dual al que hace referencia la NOM-012-SCT-2-2014*. Diario Oficial de la Federación. México, D. F.

11. ALCOA WHEELS. (2017). *Catálogo de Especificaciones 2017*. Publicación en línea. Recuperado de www.alcoawheels.com

12. ACCURIDE. (2020). *Catálogo de Ruedas 2020*. Publicación en línea. Recuperado de www accuridecorp.com

13. HENDRICKSON. (2019). *Guía de aplicación. Ejes Hendrickson para remolque*. Publicación L980SP.

14. MICHELIN®. (2015). *Manuel de servicio para llanta de camión Michelin® XOne®*. Publicación en línea. Recuperado de www.michelin.com.mx

15. Thomas, D. G. (1994). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, Inc., U.S.A.

16. Gutiérrez, J.L.; Dorado, M.L.; Soria, V.J. (2018). *Estudio estadístico de campo del autotransporte nacional*. Documento Técnico No. 75, Instituto Mexicano del Transporte, Sanfandila, Qro.

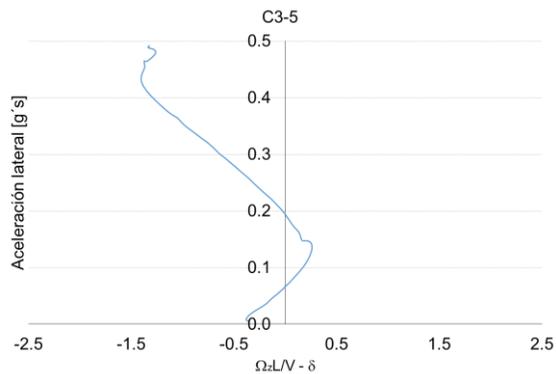
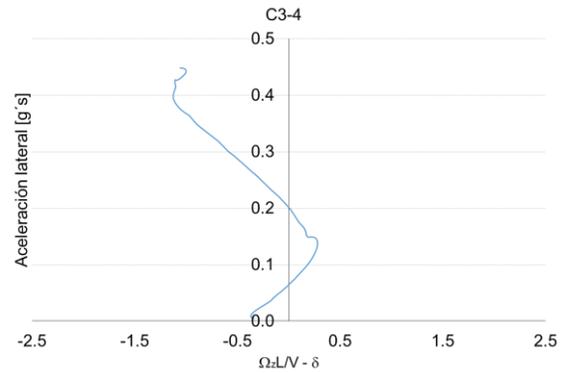
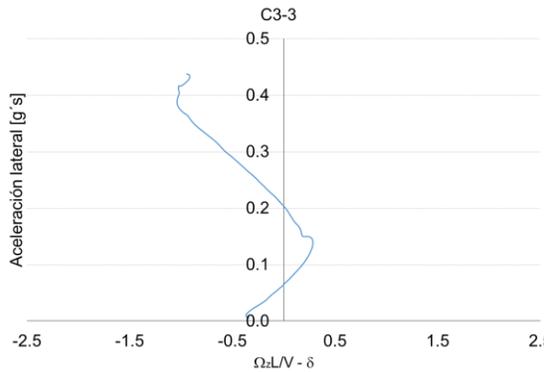
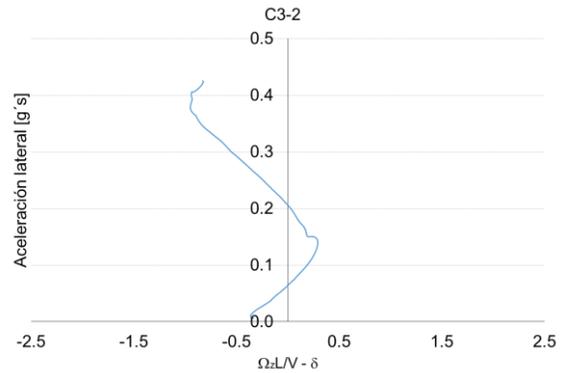
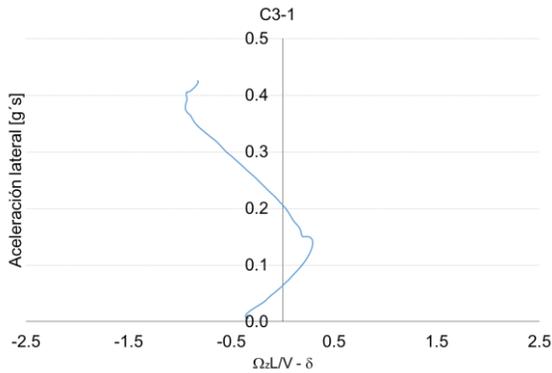
17 Secretaría de Comunicaciones y Transportes. Norma Oficial Mexicana NOM-012-SCT-2-2017. (2017). *Sobre el peso y dimensiones máximas con los que pueden circular los vehículos de autotransporte que transitan en las vías generales de comunicación de jurisdicción federal*. Diario Oficial de la Federación. México, D. F.

18 El-Gindy, M. (1995). *An Overview of Performance Measures for Heavy Commercial Vehicles in North America*. Int. J. of Vehicle Design, 16, pp. 441-463,

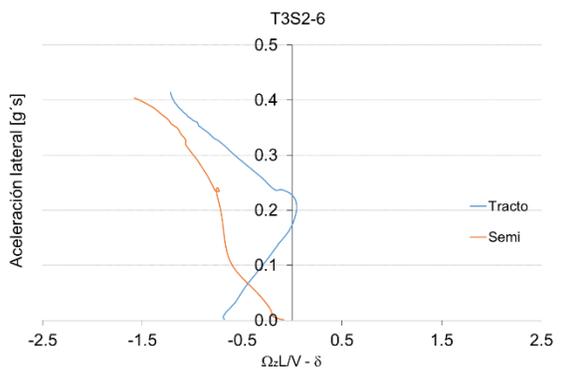
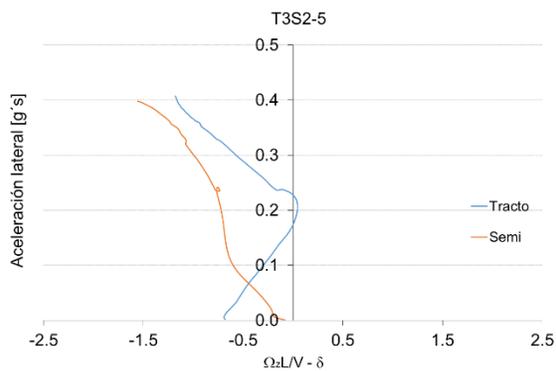
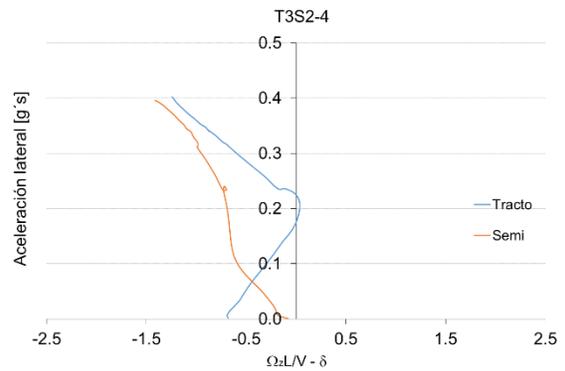
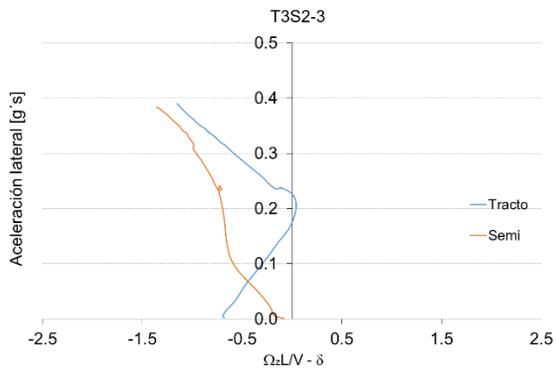
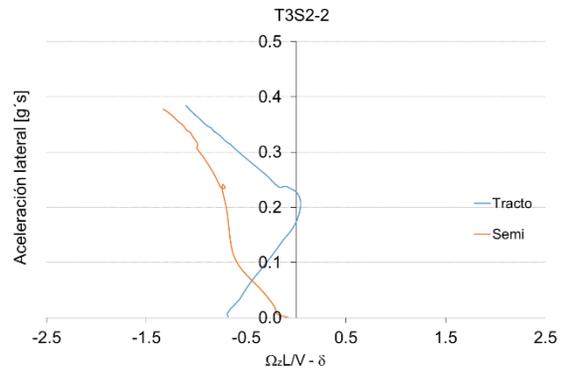
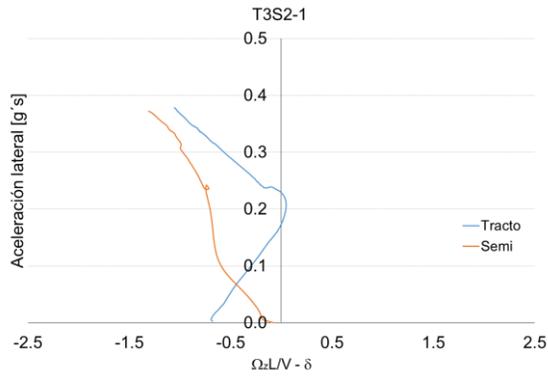
19 CarSim and TruckSim. (2011). *User Manual & Update*. Version 8.1. Mechanical Simulation Corporation.

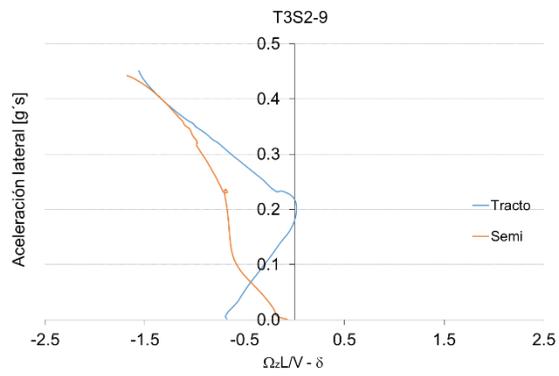
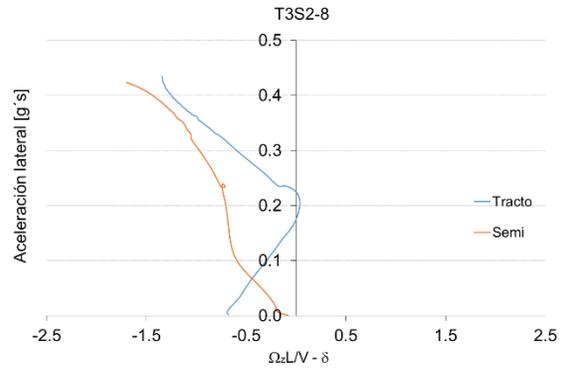
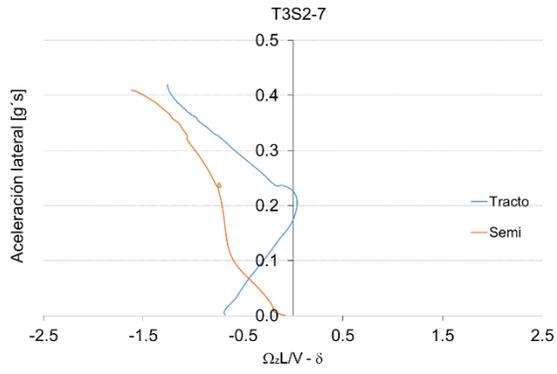
Anexo 1. Diagramas de manejabilidad

Vehículo unitario C3

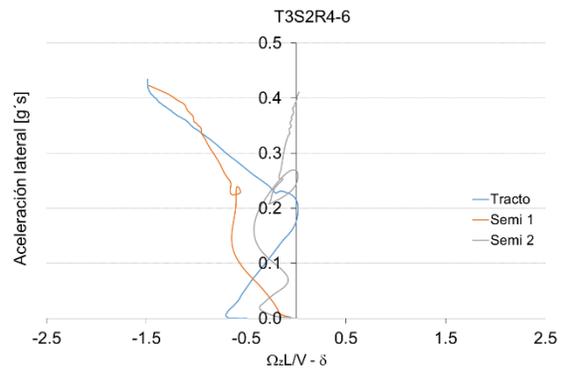
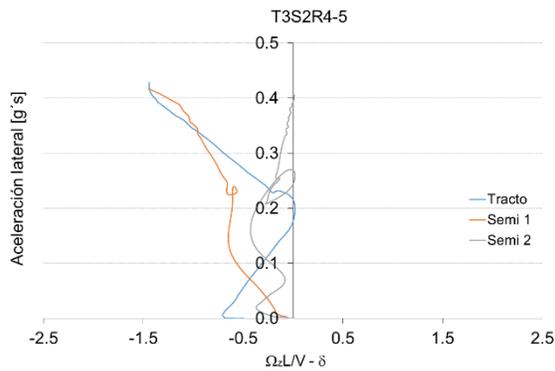
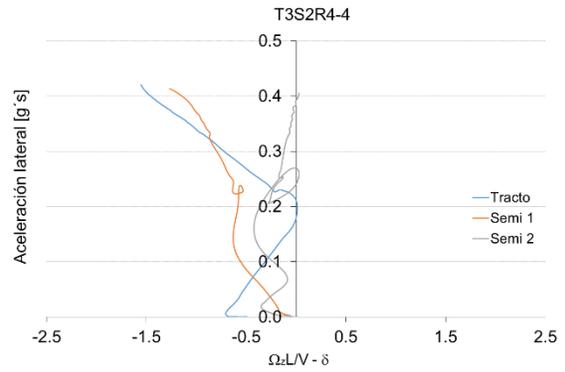
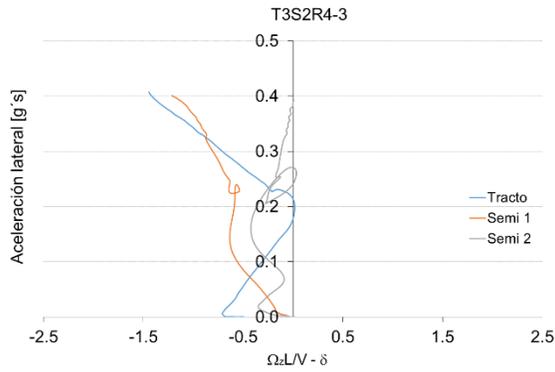
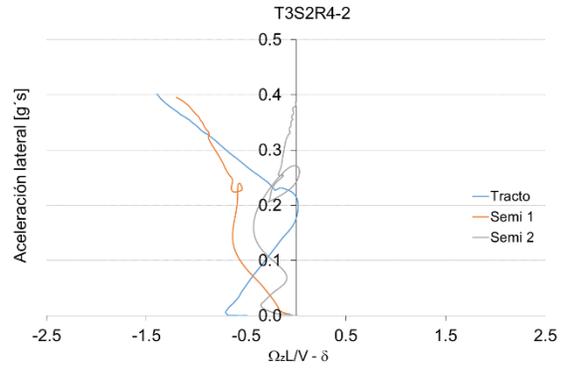
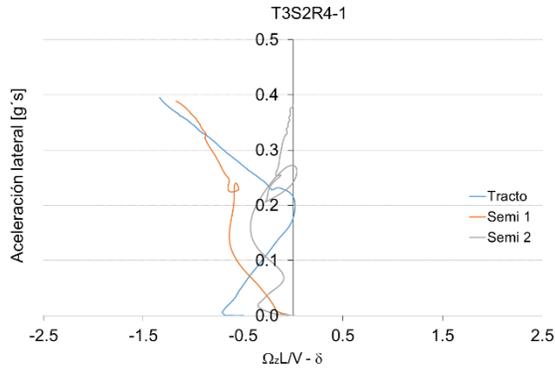


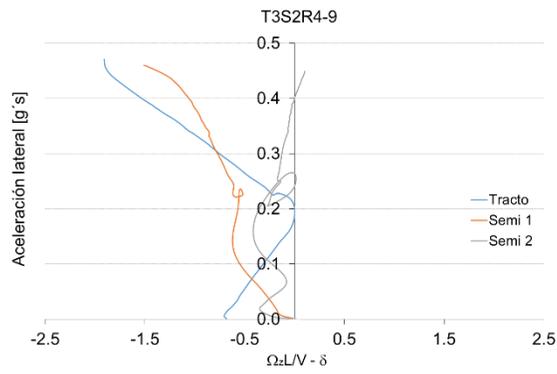
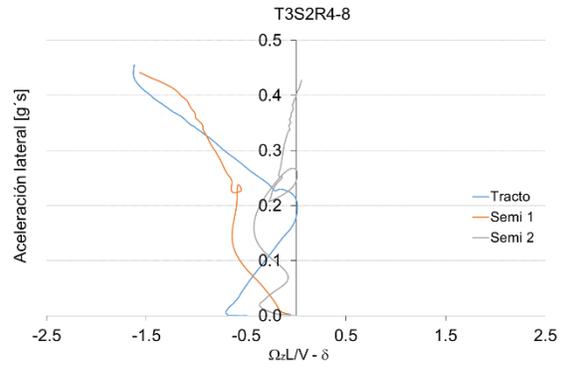
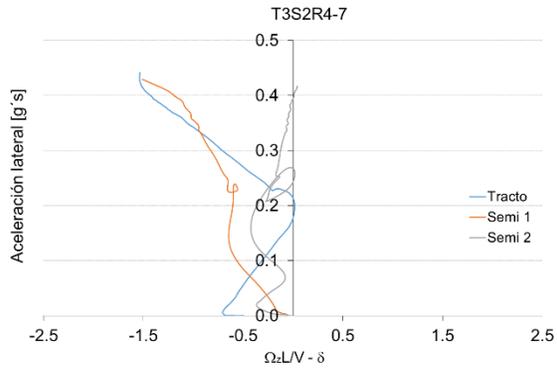
Configuración T3-S2





Configuración T3-S2-R4







COMUNICACIONES

SECRETARÍA DE COMUNICACIONES Y TRANSPORTES



Km 12+000 Carretera Estatal 431 "El Colorado Galindo"
Parque Tecnológico San Fandila, Mpio. Pedro Escobedo,
Querétaro, México. C.P. 76703
Tel: +52 (442) 216 97 77 ext. 2610
Fax: +52 (442) 216 9671

publicaciones@imt.mx

<http://www.imt.mx/>