ISSN 0188-7297

SECRETARÍA DE COMUNICACIONES Y TRANSPORTES | SCT

INSTITUTO MEXICANO DEL TRANSPORTE

ESTUDIO DE LA CAUSALIDAD PARA LA OSCILACIÓN LATERAL DE VEHÍCULOS PESADOS

José Antonio Romero Navarrete
Juan Carlos Gómez Solís
Oswualdo Ramírez Cano
Jesús Mateo Fortanell Romero
Robert Hildebrand

Publicación Técnica No. 220
Sanfandila, Qro, 2003

SECRETARIA DE COMUNICACIONES Y TRANSPORTES
INSTITUTO MEXICANO DEL TRANSPORTE

Estudio de la causalidad para la oscilación lateral de vehículos pesados

Publicación Técnica No. 220
Sanfandila, Qro, 2003

Presentación

El presente trabajo se ubica en el contexto del estudio de la estabilidad de los vehículos y la seguridad carretera, e incluye tanto aproximaciones teóricas como experimentales. Para los desarrollos experimentales se contó con el valioso apoyo del Ing José Ricardo Hernández Jiménez, del M C David Vázquez Vega y del Dr Manuel de Jesús Fabela. Este trabajo fue revisado por el Dr Miguel Martínez Madrid, Coordinador de Equipamiento para el Transporte.

Índice

Resumen IX
Abstract XI
Resumen ejecutivo XIII
Definiciones XV

Capítulo 1. Introducción 1

1.1 Objetivo y alcance 4

Capítulo 2. Generalidades 7

2.1 Elementos para el análisis espectral de señal 7
2.2 Tipificación de las perturbaciones laterales de vehículos pesados 12
2.3 Resonancias de los componentes de los vehículos 30
2.4 Empleo de sistemas de posición global para el análisis de la geometría de carreteras y maniobras 31

Capítulo 3. Simulación de la respuesta dinámica de vehículos pesados a perturbaciones laterales 33

3.1 Respuesta del vehículo al perfil del pavimento 33
3.2 Respuesta del vehículo a maniobras direccionales 39
3.3 Respuestas a perturbaciones combinadas de maniobras de conducción, y perfil del pavimento 44
3.4 Discusión 46

Capítulo 4. Análisis de la aceleración lateral asociada a maniobras direccionales 51

4.1 Centros instantáneos y radios de curvatura 51
4.2 Análisis de una maniobra tipo eslalom 56
4.3 Respuestas a perturbaciones combinadas de maniobras de conducción, y perfil del pavimento 61
4.4 Discusión 66

Capítulo 5. Análisis experimental en campo 67

5.1 Matriz de pruebas 67
5.2 Instrumentación 69
5.3 Descripción de resultados y análisis 70
5.4 Discusión 78

Capítulo 6. Conclusiones **81**

Referencias **85**

Apéndice: Cálculo de la frecuencia natural de oleaje **87**

Resumen

El comportamiento dinámico de los vehículos pesados se caracteriza por los distintos modos en que las masas de estos equipos pueden vibrar, y que incluyen tanto desplazamientos lineales como angulares. Las angulares comprenden la oscilación de las distintas masas de los vehículos alrededor de sus ejes longitudinales, transversales y verticales. Mientras que las oscilaciones alrededor de los ejes vertical y transversal se asocian, respectivamente, con la estabilidad direccional y la transferencia longitudinal de carga durante el frenado; la oscilación alrededor del eje longitudinal, denominada en este trabajo oscilación lateral, se asocia con la tendencia a la volcadura de los vehículos pesados. De esta forma, la magnitud de la oscilación lateral representa la variable más importante para establecer la estabilidad lateral o tendencia a la volcadura de los vehículos pesados. La causalidad para la oscilación lateral de los vehículos se deriva de perturbaciones tanto externas como internas. Las externas provienen ya sea de las maniobras direccionales que los vehículos efectúan (durante su operación normal o en situaciones de emergencia), o por parte de las irregularidades presentes en los pavimentos.

Otras perturbaciones externas son las ráfagas, que se presentan bajo determinadas circunstancias. Las internas provienen de la vibración de los componentes del vehículo, incluyendo el tren motriz, las llantas y la carga misma. En este trabajo se presenta un estudio de la causalidad para las oscilaciones laterales de los transportes, incluyendo a las perturbaciones internas y externas a través de análisis teóricos y experimentales. Los análisis teóricos abarcan el estudio del efecto de la rugosidad de los pavimentos sobre los contenidos espectrales de la oscilación lateral del vehículo, mediante un modelo de simulación por computadora, *yaw-roll*.

Asimismo, se realiza un análisis de las perturbaciones de aceleración lateral, asociadas al trazo de un camino determinado, para lo cual se aplicó una metodología que evaluara el efecto del trazo carretero sobre la estabilidad lateral de los vehículos. El análisis experimental se realiza a escala completa, en campo, con un vehículo tipo autotanque, empleando como condiciones de prueba maniobras en eslalom en patio, y una conducción normal en carretera.

Los resultados de los análisis teóricos revelan una importante disparidad entre las perturbaciones derivadas de las maniobras direccionales y las provenientes de los pavimentos. Mientras que las frecuencias de excitación por maniobras son del orden de 0.1 Hz, las perturbaciones de parte de los caminos se distribuyen en un rango de entre 2 y 30 Hz. Los resultados para el análisis de los trazos carreteros revelan que los trazos pueden consistir en tramos circulares, implicando aceleraciones laterales de hasta 0.8 g para una velocidad de circulación de 70 km/h. Los resultados de campo demuestran, adicionalmente, la importancia que sobre la oscilación lateral del vehículo tiene el movimiento de la carga líquida transportada, aun para niveles altos de llenado (98 %).

Abstract

The dynamic behavior of vehicles is characterized by the different vibration modes in which the masses of the vehicles can vibrate, including both linear and angular displacements. Angular vibration of the masses of the vehicles include their oscillation around longitudinal, lateral and vertical axes. While the oscillations around the vertical and lateral axes are linked to the directional stability and to the longitudinal load transfer during vehicle´s braking, respectively, oscillations around the vehicle´s longitudinal axis (named lateral oscillation), is associated with the rollover trend of heavy vehicles. So, the lateral oscillation magnitude is closely related with the lateral stability of the vehicles, representing an important characteristic to evaluate road safety of heavy vehicles. Causality for lateral oscillation of heavy vehicles derives both internally and externally. External excitation for vehicle lateral oscillation, derive from directional maneuvers performed by the vehicle or from road unevenness.

Under certain specific circumstances, wind ghosts represent another source of lateral oscillation. Internal perturbations derive from the vibration of the different truck´s components, including drive train, tires and the cargo itself.

In this paper a study is presented of the causality for the lateral oscillation of vehicles, throughout theoretical and experimental approaches. Theoretical approaches consider the effect of pavement roughness on the spectral content of vehicle lateral oscillation, using a numerical simulation program named yawroll. It is also presented an analysis of the lateral acceleration perturbation, derived from road geometry, establishing a methodology to evaluate the effect of road geometry on the lateral stability of heavy vehicles.

The experimental analysis consists of a full scale model, considering field measurements of vehicle response during slalom maneuvers and normal road driving. Results from the theoretical analysis reveal different ranges of magnitude for the excitation frequencies linked for the maneuvers and road inputs. While the maneuvering excitation frequencies are found to be around 0.1 Hz, those derived from road roughness are between 2 and 30 Hz. Results from the proposed methodology to evaluate road geometry, show that road geometry can imply lateral accelerations of 0.8 g when vehicle travels at 70 km/h. Field test results show the importance of the liquid cargo sloshing on truck´s lateral response, even for high fill levels (98%).

Resumen ejecutivo

Un vehículo constituye un sistema mecánico compuesto de diversas masas, las cuales son susceptibles de vibrar de manera determinada como una función de las características de masa y rigidez de sus distintos componentes. Una práctica común para el análisis de la vibración consiste en asumir que tales equipos consisten en un conjunto de masas, infinitamente rígidas, acopladas por elementos flexibles carentes de masa. De esa forma, la movilidad de los cuerpos de los vehículos se representa por los desplazamientos lineales y angulares que ciertas masas pueden presentar, las cuales consisten en la masa que está sobre la suspensión (*masa suspendida*), y de las de los ejes (*masas no-suspendidas*).

Los distintos desplazamientos que pueden presentar las masas de los vehículos, se asocian a diversos aspectos del comportamiento dinámico de estos equipos, que tienen que ver con la seguridad vial y con la suavidad de marcha. Mientras que los desplazamientos lineales (vibración vertical, lateral y longitudinal), tienen que ver fundamentalmente con la suavidad de marcha de los vehículos, las vibraciones angulares se asocian con la seguridad carretera.

De esta forma, la oscilación de las masas suspendidas sobre sus ejes verticales tiene que ver con la estabilidad direccional las unidades, y por su parte la oscilación alrededor de su eje transversal, con la transferencia longitudinal de carga durante las operaciones de frenado y con la eficiencia de frenado. Por otra parte, la oscilación alrededor del eje longitudinal de las masas suspendidas de los transportes, llamada oscilación lateral, se asocia con la tendencia a la volcadura de los camiones, representando este tipo de estabilidad un importante factor en el estudio de accidentes viales.

De acuerdo a si se asocian o no a la vibración de los diferentes elementos vehiculares, las causas de la oscilación lateral de los camiones pueden ser externas o internas; las externas provienen de maniobras direccionales de los vehículos (durante su operación normal o en situaciones de emergencia), o por irregularidades en los pavimentos. Otras perturbaciones externas son las ráfagas bajo determinadas circunstancias. Las internas se derivan de la vibración de distintos componentes, incluyendo el tren motriz, las llantas y la carga misma.

Las herramientas para el análisis matemático de las oscilaciones laterales de los vehículos, incluyen modalidades de la disciplina “análisis de señales”, que pueden consistir en el estudio de los resultados de la historia de la vibración de los cuerpos de las unidades (denominado “análisis en el dominio del tiempo”), o en el análisis de las frecuencias dominantes, presentes en las señales en el tiempo (denominado “análisis en el dominio de la frecuencia”). Mientras que el análisis en el dominio del tiempo puede proveer los valores máximos de la vibración vehicular, proporcionando una buena medida de la proximidad para la ocurrencia de

accidentes; los análisis en frecuencia permiten identificar la causalidad para la existencia de ciertos modos de vibración de las masas de las unidades.

En el presente trabajo se estudia la causalidad en las oscilaciones laterales de los transportes, incluyendo las perturbaciones internas y las externas, a través de análisis teóricos y experimentales. Los primeros comprenden el estudio del efecto de la rugosidad de los pavimentos en los contenidos espectrales de la oscilación lateral, empleando un modelo de simulación por computadora, conocido como *yaw-roll*. Asimismo, se realiza un análisis de las perturbaciones de aceleración lateral, asociadas al trazo de un camino determinado, estableciendo una metodología para evaluar el efecto del trazo carretero sobre la estabilidad lateral de los vehículos.

El análisis experimental desarrollado comprende una evaluación de una unidad tipo autotanque, realizada en campo a escala completa. Diferentes condiciones de prueba se consideran en la aproximación experimental, como maniobras en eslalom en patio, y la conducción normal en carretera.

Los resultados de los análisis teóricos revelan una importante disparidad entre las perturbaciones derivadas de las maniobras direccionales y las de los pavimentos. Mientras que las frecuencias de excitación por maniobras, son del orden de 0.1 Hz, las correspondientes a los caminos se distribuyen en un amplio rango, de entre 2 y 30 Hz.

Por su parte, los resultados de la metodología para el análisis de los trazos carreteros, señalan que tales trazos pueden consistir en tramos circulares, implicando aceleraciones laterales de hasta 0.8 g para una velocidad de circulación de 70 km/h. Los resultados de campo demuestran adicionalmente, la importancia que sobre la oscilación lateral del vehículo tiene el movimiento de la carga líquida transportada, aun para niveles altos de llenado (98 %).

Definiciones

Para facilitar la comprensión de este texto, se incluyen en orden alfabético algunos términos empleados de manera reiterada, con sus correspondencias lexicológicas en inglés.

Índice Internacional de Rugosidad (*International Roughness Index*) – Medida de la falta de regularidad del pavimento, obtenida mediante la simulación del paso de un vehículo particular sobre el pavimento evaluado. La vibración relativa de ambas masas vehiculares, en términos de la distancia recorrida, determina el valor de este índice. Se mide por lo general en milímetros de desplazamiento relativo de las masas, entre metros de distancia recorrida (mm/m).

Masa no suspendida *(Unsprung Mass)* – Es la integración de las masas de los ejes, llantas y suspensiones como una sola, que no está siendo cargada por la suspensión del vehículo.

Masa suspendida *(Sprung Mass)* – Es la masa del vehículo considerada, que descansa sobre las muelles.

Número de grados de libertad – El número mínimo de variables de posición, necesarias para definir de manera completa la configuración de un sistema. Una variable de posición es cualquier variable, o longitud asociada con un sistema dado.

Capítulo 1. Introducción

La oscilación lateral es uno de los distintos grados de libertad que poseen los vehículos pesados, y la importancia de su análisis se desprende de la relación que guarda este grado de libertad con la tendencia a la volcadura. En los accidentes del tipo volcadura, los vehículos caen sobre uno de sus costados, existiendo la posibilidad de que "rueden" un distinto número de grados (180^0 o más), como una función de la severidad de la volcadura. La fig 1 muestra una oscilación lateral de un transporte tipo caja.

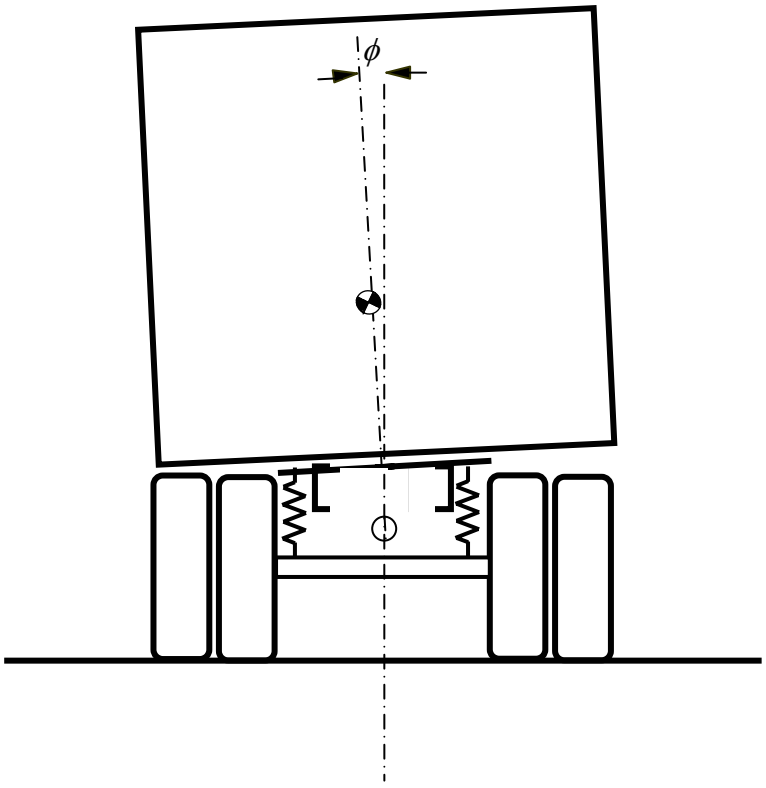

Fig 1. **Oscilación lateral de un vehículo pesado**

Para el análisis del comportamiento de los vehículos en cuanto a su oscilación lateral se requiere conocer, sin embargo, los otros distintos grados de libertad que poseen, así como las diversas formas de representarlos. De manera general, los grados de libertad se establecen al idealizar tales equipos como sistemas compuestos de elementos infinitamente rígidos, acoplados por elementos flexibles

carentes de masa. En el caso de la vibración sobre el plano vertical de un vehículo no articulado de dos ejes, el número de grados de libertad es cuatro, que corresponden a la vibración vertical y de oscilación longitudinal de la masa que está sobre las suspensiones ("masa suspendida"), y a la vibración vertical de cada uno de los ejes ("masas no suspendidas"). En la fig 2 presenta un vehículo de dos ejes, incluyendo los grados de libertad de las masas, suspendidas y no suspendidas.

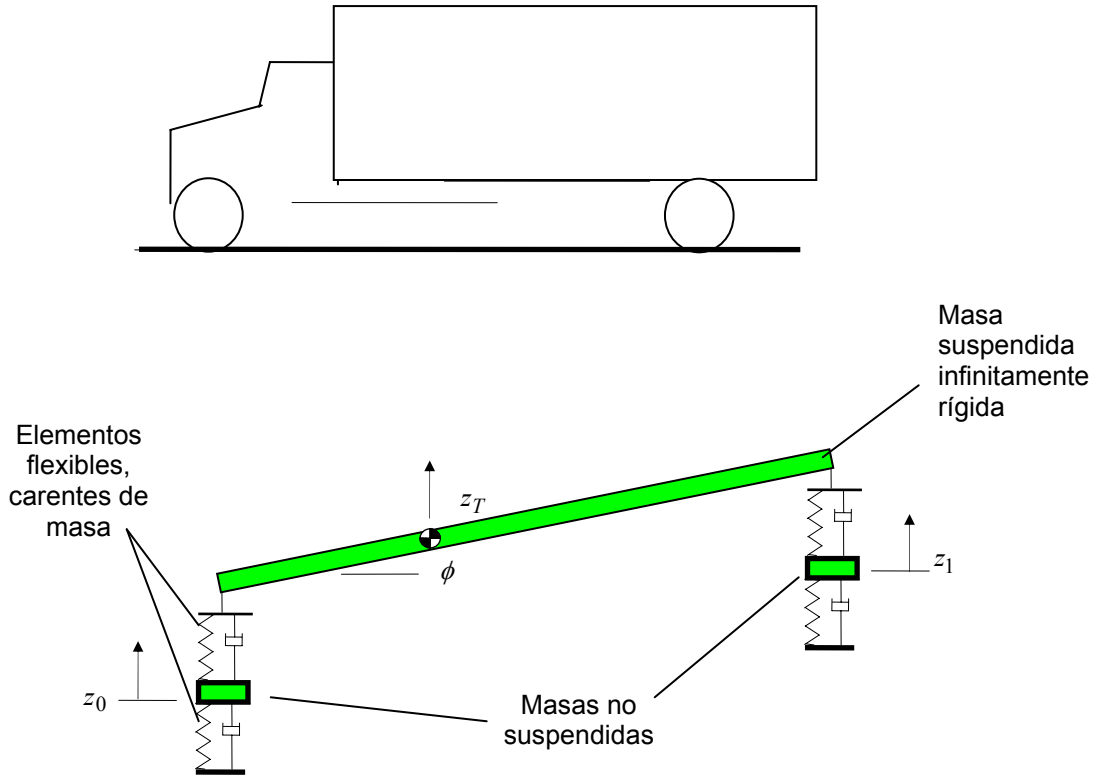

Fig 2. **Grados de libertad en el plano de oscilación longitudinal, de un vehículo de dos ejes (z_T, ϕ, z_0 y z_1)**

El movimiento en el espacio de las masas de los vehículos representa un mayor número de grados de libertad. Los desplazamientos lineales consisten en la movilidad de los distintos cuerpos en las tres direccionales posibles: x, y y z, mientras que los desplazamientos angulares de los cuerpos pueden ser exhibidos tanto por las masas suspendidas como por las no-suspendidas. Tales oscilaciones se pueden presentar sobre el plano vertical longitudinal, sobre el plano transversal y sobre el plano horizontal; la fig 3 muestra las posibles oscilaciones de la masa

suspendida de un transporte no articulado de tres ejes (se incluye la designación común en inglés).

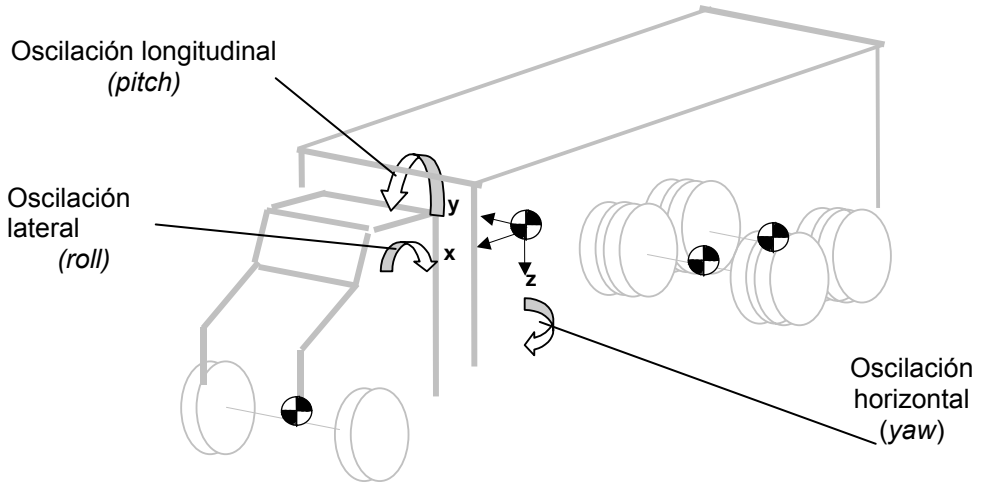

Fig 3. **Oscilaciones en los distintos planos de un vehículo no articulado**

Las oscilaciones de los distintos cuerpos vehiculares están asociadas de manera estrecha con la estabilidad de los transportes, y por tanto, con la seguridad vial. En particular, la estabilidad lateral y la tendencia a la volcadura, se mide en términos de los ángulos y velocidades angulares de oscilación lateral de las masas (El-Gindy, et al, 1995). Por otra parte, la estabilidad direccional se establece a partir de las condiciones de oscilación horizontal (El-Gindy, et al, 1995), mientras que la longitudinal influye de manera importante en la transferencia longitudinal de carga, afectando la eficiencia del frenado (Romero, 2002). Sin embargo, de entre las tres posibles oscilaciones de los cuerpos vehiculares, la lateral es la más importante, dado que está relacionada con una gran cantidad de accidentes, en particular, las volcaduras.

Las perturbaciones que causan oscilaciones laterales se han estudiado de manera especial, atendiendo la naturaleza de las diversas excitaciones. Estas perturbaciones pueden ser externas o internas. Las externas se derivan de maniobras direccionales efectuadas por los vehículos, así como por discontinuidades en las superficies de rodamiento (Romero, et al, 2001). En cuanto a las perturbaciones internas, resultan de la interacción dinámica de los

distintos componentes vehiculares, incluyendo el tren motriz, las llantas y la carga. De manera especial se ha estudiado la interacción carga sólida – vehículo (Romero, et al, 2002) y la interacción carga líquida-vehículo (Strandberg, 1978; Popov, et al, 1993; Rakheja, et al, 1992; Ashby, et al, 2002), así como la interacción del ganado con los vehículos que lo transportan (Clark, et al, 1999).

Por cuanto a las mediciones de vehículos con cargas líquidas, Aquaro, et al (1999), reporta mediciones de campo para validar un modelo de elementos finitos. Se identifica en esos experimentos, una velocidad crítica para una maniobra de doble cambio de carril. Para tales mediciones se emplearon más de 30 canales para el manejo de las señales, que incluyeron la salida de acelerómetros y de otros dispositivos de medición, tales como inclinómetros y reóstatos.

En este trabajo se presenta un estudio teórico y experimental de la causalidad para las oscilaciones laterales en vehículos pesados, incluyendo la propuesta de una metodología para el análisis de los trazos carreteros, así como un análisis experimental a escala completa de la oscilación lateral de una unidad tipo autotanque.

1.1 Objetivos y alcance

El objetivo de este trabajo es analizar las causas de la generación de oscilaciones laterales de vehículos pesados, presentando aspectos teóricos de esta causalidad, así como mediciones experimentales.

En el capítulo 2 se presenta una revisión de los principios de análisis de señales de vibración de los vehículos, los cuales se emplearán en el resto del documento para el análisis de la causalidad de las oscilaciones laterales. En ese capítulo se incluye una revisión de la causalidad para las oscilaciones laterales, atendiendo factores tanto externos como internos. Finalmente, en el mismo se brindan algunas nociones acerca del funcionamiento de sistemas de posicionamiento global, los cuales serán empleados en el capítulo 5 de análisis experimental.

En el capítulo 3 se incluye la simulación de la respuesta dinámica de vehículos al ser perturbados externamente por maniobras direccionales, y ser sometidos a las irregularidades del pavimento. Las caracterizaciones comprenden el estudio de los espectros en frecuencia y en números de onda.

En el capítulo 4 se analiza una metodología para estudiar las fuentes de perturbación en los vehículos, derivada del análisis de los centros instantáneos de curvatura de las trayectorias vehiculares. Las maniobras se consideran ligadas

tanto a pruebas de las unidades (manejo en eslalom), como al diseño geométrico de carreteras.

En el capítulo 5 se presenta un análisis experimental de campo de la oscilación lateral de un vehículo tipo autotanque, en maniobras realizadas tanto en patio como en carretera.

El capítulo 6 incluye las conclusiones del presente trabajo, así como las recomendaciones correspondientes.

El Apéndice contiene los aspectos de una formulación para predecir las frecuencias naturales de oscilación de fluidos contenidos.

Capítulo 2. Generalidades

Se describe un conjunto de conceptos para la comprensión del desarrollo de los capítulos de este documento; incluyen los fundamentos del análisis espectral de señales, y una tipificación de la causalidad para la excitación de la oscilación lateral. Asimismo, una descripción de los fundamentos de los sistemas de posicionamiento global (sistemas *GPS*). Los conceptos del análisis espectral de señales serán empleados a lo largo de las distintas secciones, mientras que lo relativo a la causalidad para la oscilación lateral, y los conceptos de los sistemas *GPS*, servirán para analizar las mediciones experimentales reportadas en el capítulo 5, así como las descripciones de perturbación lateral del capítulo 4.

2.1 Elementos para el análisis espectral de señales

Un análisis espectral de una señal dada en el tiempo es la descomposición de dicha señal en sus componentes armónicos. Esta técnica es importante, dado que permite identificar la causalidad de las vibraciones. Esto es que en muchos casos, la señal en el tiempo de cierto fenómeno no es de interés fundamental, sino lo que resulta crucial es conocer las características de los componentes sinusoidales en los que las señales en el tiempo pueden descomponerse. El análisis espectral de una señal se establece a partir de las series de Fourier, que devienen en transformadas de Fourier al considerar periodos de tiempo largos, que a su vez derivan en la Transformada Discreta de Fourier (*TDF*) al considerar señales aleatorias, obtenidas en intervalos discretos de tiempo. A su vez, la *TDF* deviene en la transformada rápida de Fourier, al considerar ciertos números de datos de la señal analizada.

Serie y transformada de Fourier

La ecuación que describe una función periódica $x(t)$ de periodo T, en función de senoides, de acuerdo con las series de Fourier, es (Newland, 1993):

$$x(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty}\left(a_k \cos\frac{2\pi kt}{T} + b_k sen\frac{2\pi kt}{T} \right) \tag{1}$$

Donde:

$$a_0 = \frac{1}{T}\int_{-T/2}^{T/2} x(t)dt$$

$$a_k = \frac{2}{T}\int_{-T/2}^{T/2} x(t)\cos\frac{2\pi kt}{T}dt \qquad (2)$$

$$b_k = \frac{2}{T}\int_{-T/2}^{T/2} x(t)sen\frac{2\pi kt}{T}dt$$

El término a_o representa el área bajo la curva de *x(t)*. Por otra parte, $\frac{2\pi k}{T}$ representa la *k-ésima* frecuencia angular ω_k, de tal suerte que el incremento $\Delta\omega$ entre las diferentes frecuencias angulares es constante, igual a $\Delta\omega = \frac{2\pi}{T}$. En esta expresión, al considerar periodos T grandes, los $\Delta\omega$ tienden a cero (o a un $d\omega$), por lo que el número de funciones sinusoidales y cosenoidales (llamadas armónicas), que describen la función *x(t)*, tiende a infinito. Al ocurrir esto, las sumatorias de la ec 1 se convierten en integrales. Así se llega a la transformada de Fourier, que se expresa de la siguiente manera (Newland, 1993):

$$x(t) = 2\int_0^{\infty} A(\omega)\cos\omega t d\omega + 2\int_0^{\infty} B(\omega)sen\omega t d\omega \qquad (3)$$

Donde:

$$A(\omega) = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} x(t)\cos\omega t dt$$

$$B(\omega) = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} x(t)sen\omega t dt \qquad (4)$$

En este desarrollo se ha asumido que el valor promedio de la función *x(t)* es cero, por lo que desaparece el término a_o de la ec 1. Esto es:

$$a_0 = \frac{1}{T}\int_{-T/2}^{T/2} x(t)dt = 0$$

Transformada de Fourier en forma compleja

En el dominio de la frecuencia, se tiene que $X(\omega) = A(\omega) - iB(\omega)$. Sustituyendo en esta ecuación las expresiones para $A(\omega)$ y $B(\omega)$ de las ecs 4, y tomando en cuenta que $e^{i\theta} = \cos\theta + isen\theta$, se tiene que:

$$X(\omega) = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} x(t)(\cos\omega t - isen\omega t)dt = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-i\omega t}dt \qquad (5)$$

Lo cual constituye la transformada compleja de Fourier. Por tanto, la transformada inversa de la ec 5, resulta en la expresión de *x(t)* como una función de ω:

$$x(t) = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} X(\omega)e^{i\omega t}d\omega \qquad (6)$$

Transformada discreta de Fourier

El desarrollo mostrado hasta ahora considera funciones continuas *x(t)*. En la práctica, lo común es obtener mediciones de *x(t)* con el tiempo, de manera discreta (fig 4).

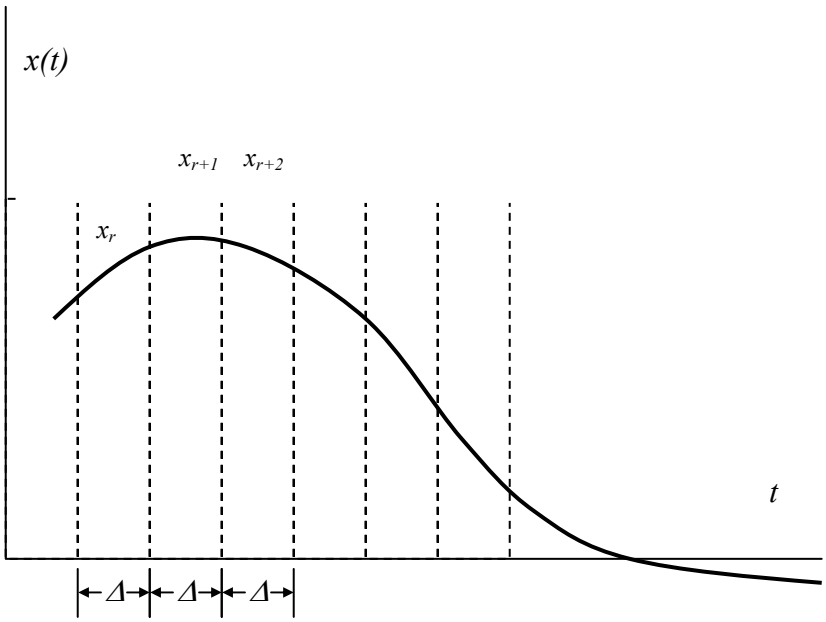

Fig 4. **Muestreo de una función continua a intervalos uniformes**

La Transformada Discreta de Fourier de esta función obtenida a intervalos de tiempo constantes, está dada por (Newland, 1993):

$$X_k = \frac{1}{N}\sum_{r=0}^{N-1} x_r e^{-i(2\pi kr/N)} \qquad k=0,1,2...,(N-1) \tag{7}$$

Donde N es el número de datos muestreados y r el contador de los intervalos de tiempo. De esta manera, la transformada inversa discreta está dada por (Newland, 1993):

$$x_r = \frac{1}{N}\sum_{k=0}^{N-1} X_k e^{i(2\pi kr/N)} \qquad r=0,1,2...,(N-1) \tag{8}$$

Por tanto, la expresión 7 corresponde al k-*ésimo* término de los componentes de una serie de frecuencias, expresado como la sumatoria de N términos.

Transformada Rápida de Fourier (TRF)

En la ec 7, se observa que para obtener la serie completa de valores X_k, se requiere un cúmulo de multiplicaciones, derivadas del producto $x_r e^{-i(2\pi kr/N)}$. Esto es, el cálculo completo implica *N x N* multiplicaciones. Empleando el concepto de la TRF, el número de multiplicaciones se reduce a $N \log_2 N$, al dividir el número total de muestra en mitades, sucesivamente, obteniendo las respectivas transformadas; de ahí que la condición necesaria para este desarrollo, es que el número total de puntos N en la muestra pueda representarse como un valor de 2^n. Por tanto, los tamaños de las muestras a las que se puede aplicar el principio de la TRF, están en el orden de 2^6 = 64, 2^7= 128; 2^8= 256, y así sucesivamente.

Densidad Espectral de Potencia (DEP)

En el caso de una señal de frecuencia constante, un valor significativo de la potencia asociada a dicha señal se puede obtener mediante su valor *RMS (Root Mean Square)*. Sin embargo, en el caso de una señal aleatoria, la energía se esparce sobre un rango de frecuencias, requiriéndose un método de análisis distinto al del valor *RMS*, que permita establecer la potencia asociada a dicha señal. La Densidad Espectral de Potencia (DEP) se aplica a señales aleatorias,

con objeto de determinar la potencia asociada a rangos discretos de frecuencias. La DEP a una frecuencia dada, se obtiene de dividir el cuadrado de la amplitud a esa frecuencia X_k, sobre el incremento de frecuencias considerado, Δf. En la fig 5 se ilustra el procedimiento.

A lo largo del texto se aplicarán los conceptos del análisis espectral y de densidades espectrales de potencia, al análisis de señales en el espacio y en el tiempo. Los análisis presentados se efectuarán con un paquete de análisis de señales (DSP, 2000).

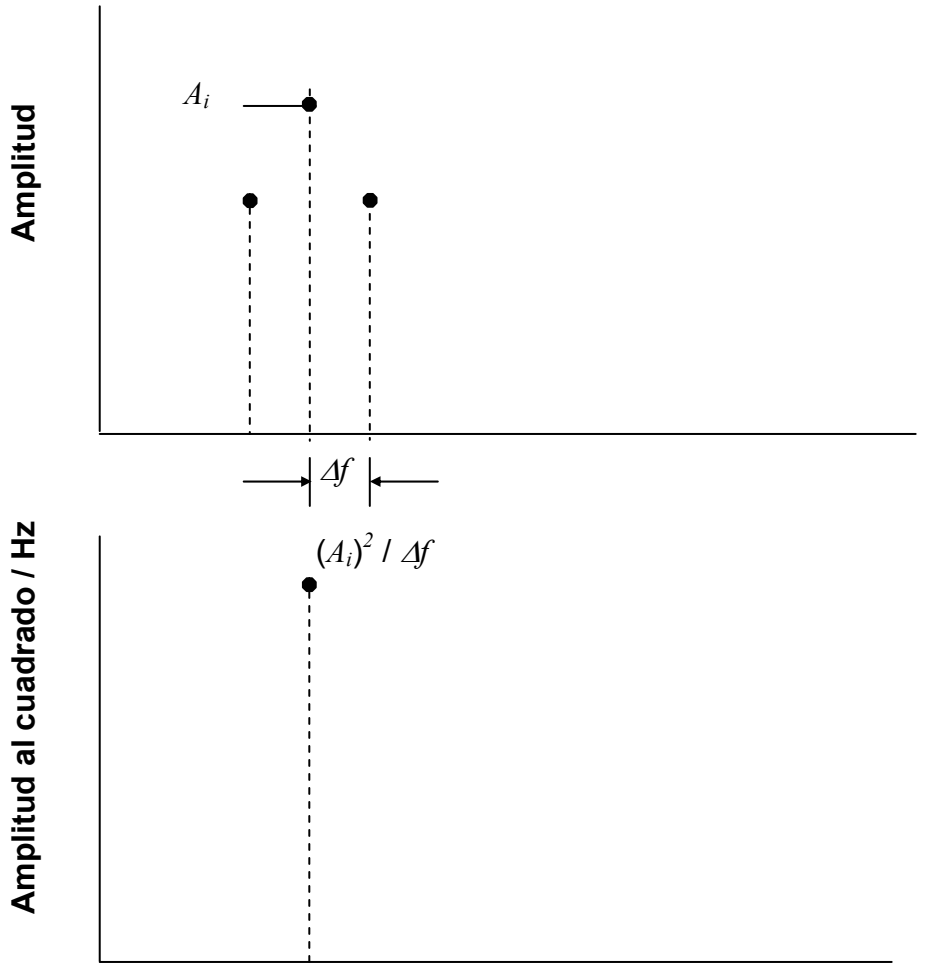

Fig 5. **Ilustración del cálculo de la densidad espectral de potencia a partir de un espectro**

2.2 Tipificación de las perturbaciones laterales de vehículos pesados

Las propiedades de masa y rigidez de los componentes de los vehículos establecen los grados de libertad que estos equipos poseen en conjunto. Asimismo, las perturbaciones que excitan los distintos grados de libertad de los transportes pueden originarse de distintas maneras, ya sea internamente desde la propia unidad, o externamente como producto de la interacción del vehículo con la infraestructura carretera y el ambiente.

Los distintos grados de libertad del vehículo se asocian a la flexibilidad de sus componentes. Aunque es práctica común considerar a estos como el acoplamiento de elementos masivos infinitamente rígidos (carrocerías y bastidores) mediante elementos flexibles carentes de masa (llantas y suspensiones), algunos análisis más refinados consideran los grados de libertad asociados a la deflexión de los bastidores y carrocerías. Mientras que la fig 6 (a) muestra un arreglo “ideal” de vehículo pesado, considerado como compuesto de elementos infinitamente rígidos, acoplados por elementos flexibles carentes de masa (Romero, 2000), la fig 6 (b) ilustra el mismo vehículo con base en las flexibilidades de los bastidores del tractor y del semirremolque.

En cuanto a las fuentes de perturbación externas al vehículo, provienen fundamentalmente de la interacción de los vehículos con la infraestructura y el medio ambiente, así como de perturbaciones direccionales y de cambio de velocidades por el conductor. En el caso de pavimentos, se considera que el perfil de éstos provoca la vibración de los elementos del vehículo. Por cuanto al ambiente, las corrientes de aire pueden afectar el estado dinámico del transporte, al ejercer fuerzas laterales sobre estos (Gillespie, 1985), los cuales a su vez tienen distintas fuentes de perturbación internas, como las derivadas del tren motriz (motor y transmisión), de la rotación de las llantas, o del movimiento de la carga (Romero, 2002).

Por su parte a las perturbaciones derivadas de la propia conducción, representan aceleraciones laterales o longitudinales ejercidas sobre las distintas masas de los vehículos, por lo que el estado de vibración es una compleja composición de respuestas dinámicas de los distintos componentes de los vehículos, a perturbaciones tanto internas como externas.

En este capítulo se alude a las distintas fuentes de perturbación y respuestas dinámicas de un vehículo no articulado, atendiendo de manera exclusiva la oscilación lateral ϕ (*roll*) de la masa que se encuentra sobre las muelles (masa suspendida)(fig 7).

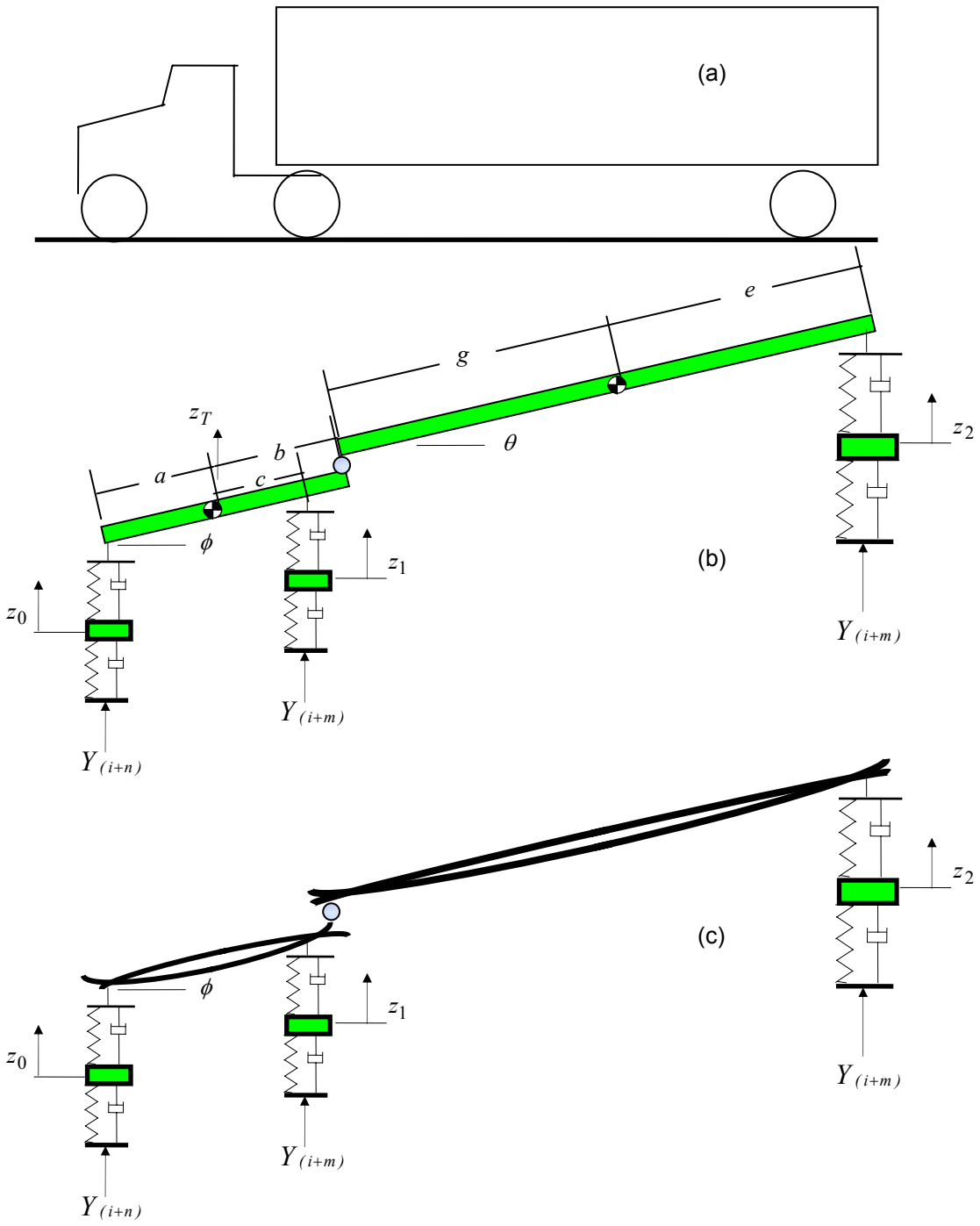

Fig 6. **(a) Representación de un vehículo articulado mediante (b) un conjunto de masas rígidas, acopladas por elementos flexibles carentes de masa, y (c) mediante elementos flexibles**

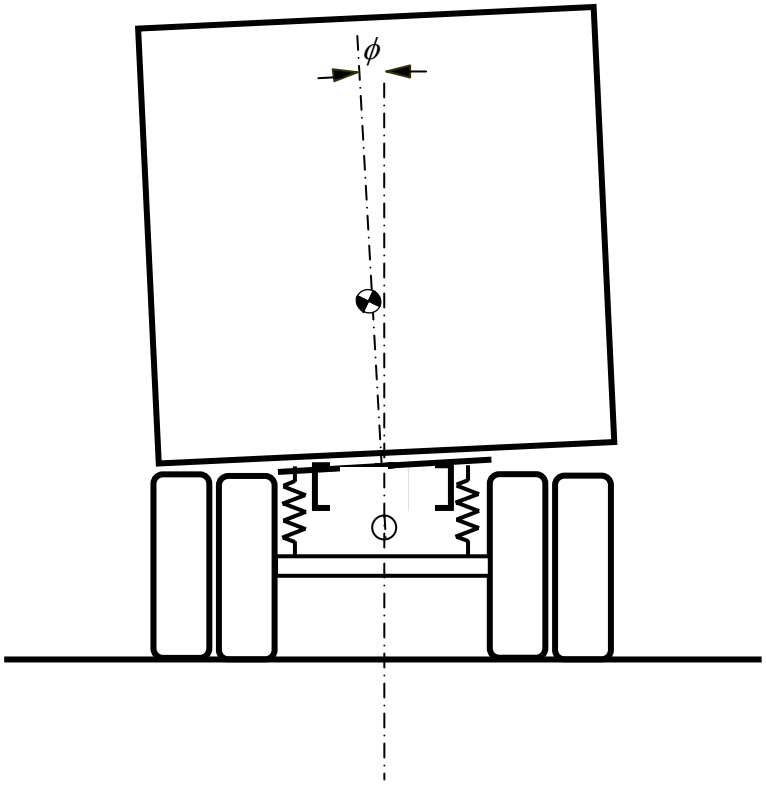

Fig 7. **Oscilación lateral de un vehículo**

2.2.1 Causalidad externa del pavimento para la oscilación lateral de los vehículos

Se revisan las características en frecuencia de las perturbaciones externas, derivadas de las irregularidades del pavimento.

Características de las perturbaciones del pavimento

La rugosidad del pavimento provoca la vibración del vehículo tanto de manera vertical como de oscilación lateral. La perturbación de la oscilación lateral se debe a la diferencia en los perfiles de las dos pistas de rodadura. Esto es, en condiciones de perfecta simetría de las propiedades de rigidez y de masa del vehículo a ambos lados de su eje longitudinal, una perturbación idéntica en ambas pistas de rodadura de la carretera (izquierda y derecha, o interna y externa), implicaría una nula oscilación lateral del vehículo.

De esta manera, para el grado de libertad de interés, las condiciones de perturbación dependen del contenido espectral de la diferencia de perfiles de las dos pistas de rodadura de la carretera (derecha e izquierda). Las figs 8 a 10 muestran tanto los perfiles de dos pistas de rodadura obtenidas de mediciones en campo (Raji, 1999), como la diferencia entre los perfiles derecho e izquierdo, respectivamente para pavimentos de baja, media y alta rugosidad. Los lados izquierdo y derecho se definen al observar la carretera en la dirección de viaje del camión. Revisando los tres perfiles de las figuras para cada camino de distinta rugosidad, se puede observar que el diagrama del perfil diferencial resulta en amplitudes ligeramente mayores respecto a los perfiles individuales de las dos pistas de rodadura.

De esta manera, los valores de interés como perturbaciones de la oscilación lateral del vehículo, corresponden al perfil diferencial, mostrado en la parte (c) de las figs 8 a la 10. Estos valores diferenciales representan la perturbación de la fig 11.

Los valores máximos de las perturbaciones laterales resultantes, derivadas de la diferencia de perfiles, se listan en la tabla 1; estos resultados permiten establecer el ángulo de perturbación que corresponde al cociente de la diferencia de perfil entre el ancho de vía del vehículo. Esto indica que las amplitudes del perfil relativo son mayores que las de los perfiles individuales correspondientes a las pistas de rodadura.

Tabla 1. **Valores máximos de la diferencia de perfiles como una función de la rugosidad del pavimento**

Rugosidad	**Valores máximos (m)**	
	Positivo	**Negativo**
Baja	0.00837	-0.0042
Media	0.0108	-0.0097
Alta	0.0146	-0.017

Las densidades espectrales de potencia para los perfiles descritos en las figs 8 a 10, se ilustran en las figs 12 a 14. Estos resultados revelan diferentes escalas para las densidades espectrales de los perfiles diferenciales de los pavimentos como una función del nivel de rugosidad. Se observa en estas figuras que mientras el contenido espectral de los pavimentos de media y alta rugosidad se

distribuye a lo largo de los números de onda considerados, en el caso del pavimento de baja rugosidad, el contenido espectral a bajos números de onda (longitudes de onda mayores del pavimento), se da en el rango de entre 0 y 0.05 ciclos/m, aproximadamente. También se puede observar de que los valores espectrales se incrementan en el caso del perfil diferencial de los tres caminos considerados (parte (c) de las figuras).

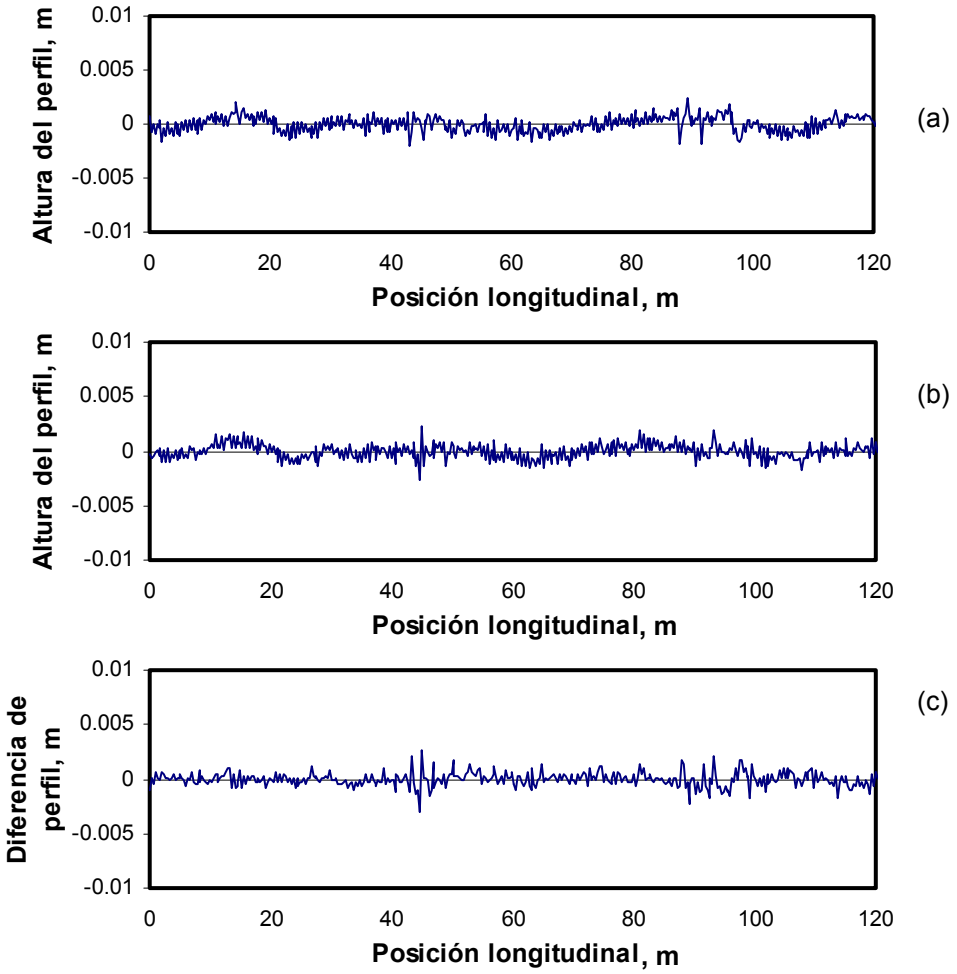

Fig 8. **Perfiles de las pistas de rodamiento de un pavimento de rugosidad baja, (a) pista izquierda; (b) pista derecha; (c) diferencia de perfiles**

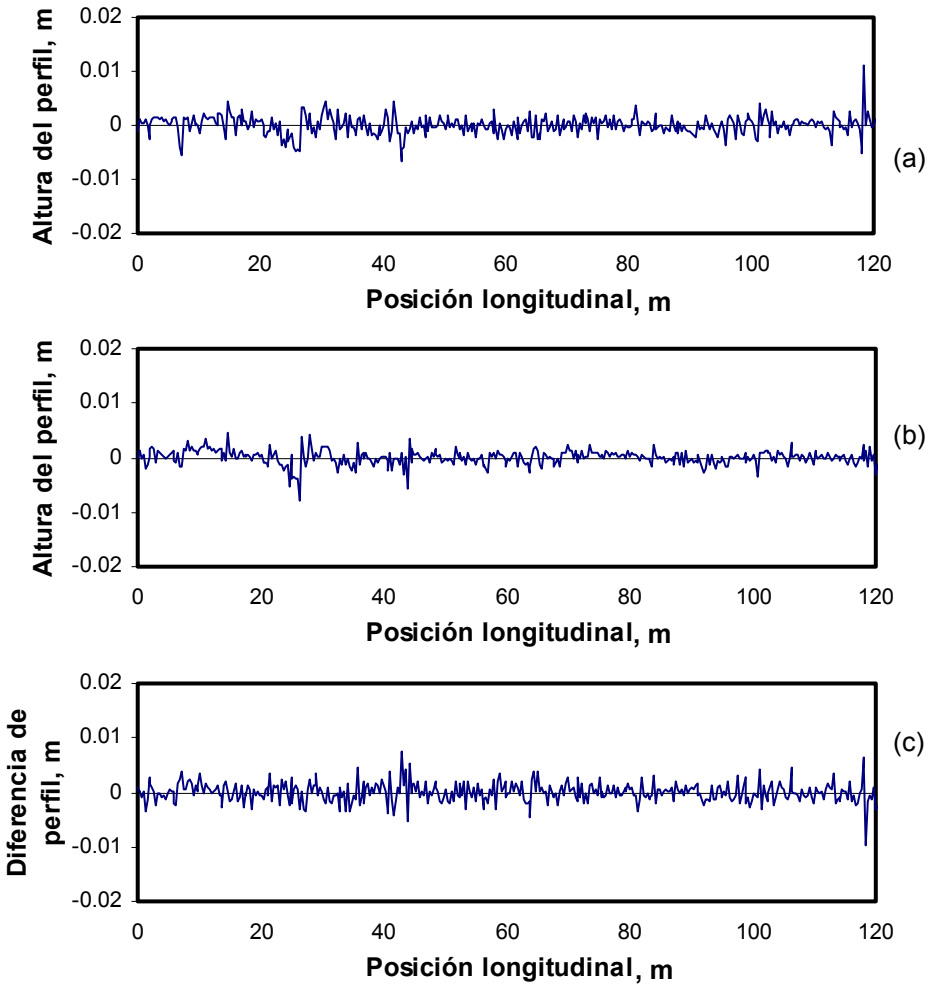

Fig 9. **Perfiles de las pistas de rodamiento de un pavimento de rugosidad media, (a) pista izquierda; (b) pista derecha; (c) diferencia de perfiles**

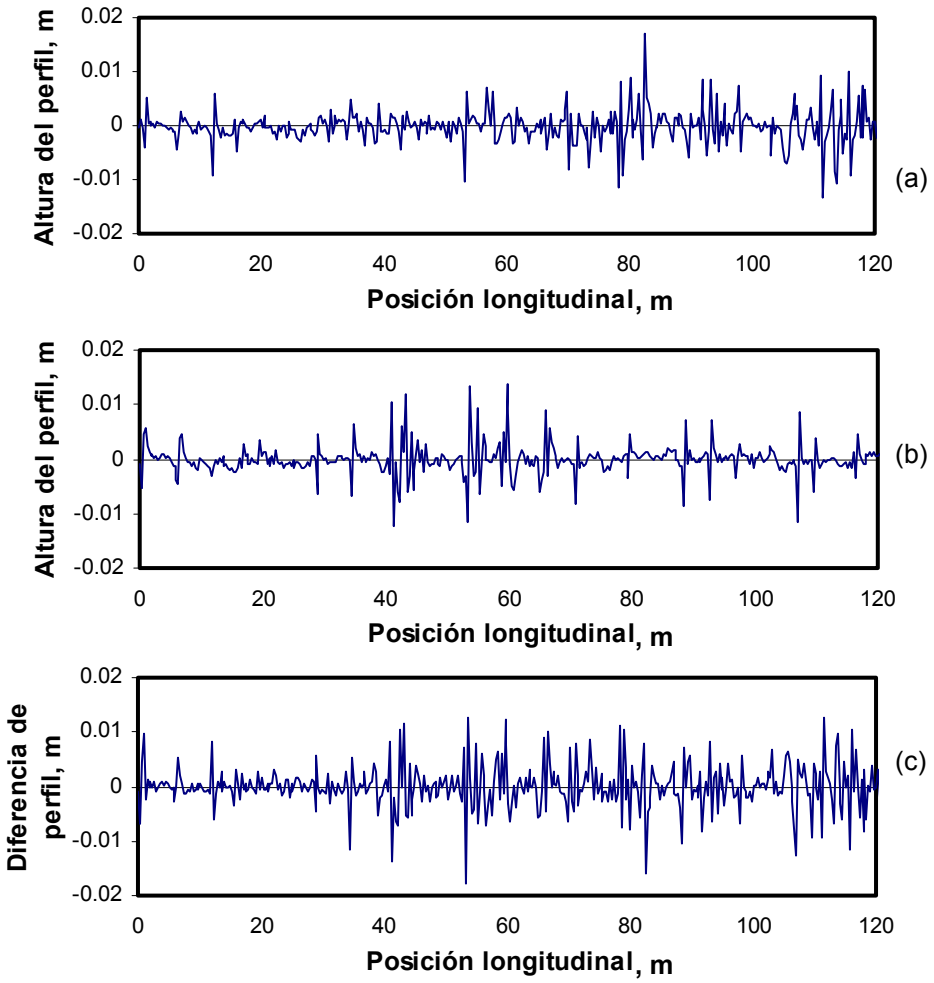

Fig 10. **Perfiles de las pistas de rodamiento de un pavimento de rugosidad alta, (a) pista izquierda; (b) pista derecha; (c) diferencia de perfiles**

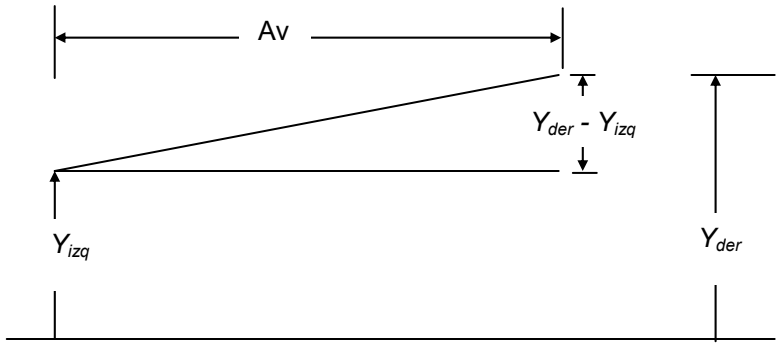

Fig 11. **Perfil por diferencias entre las pistas de rodadura izquierdas y derechas del camino**

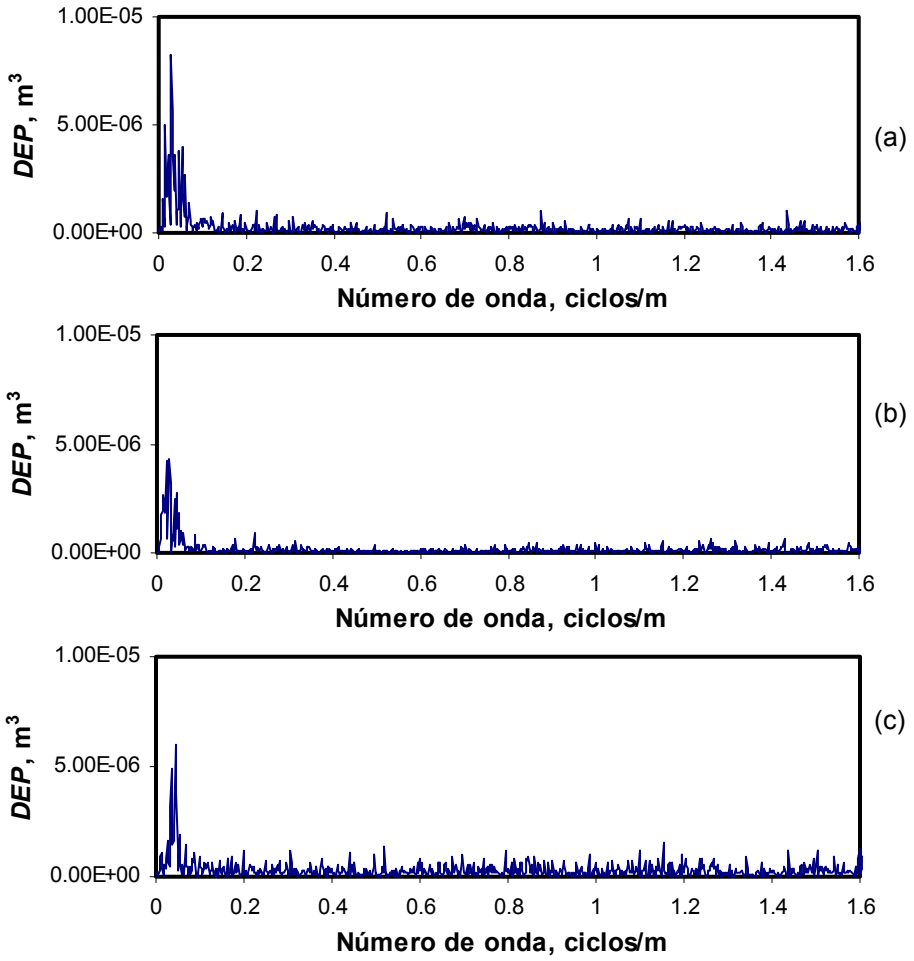

Fig 12. **Espectros en números de onda de los perfiles de las pistas de rodamiento de un pavimento de rugosidad baja, (a) pista izquierda; (b) pista derecha; (c) diferencia de perfiles**

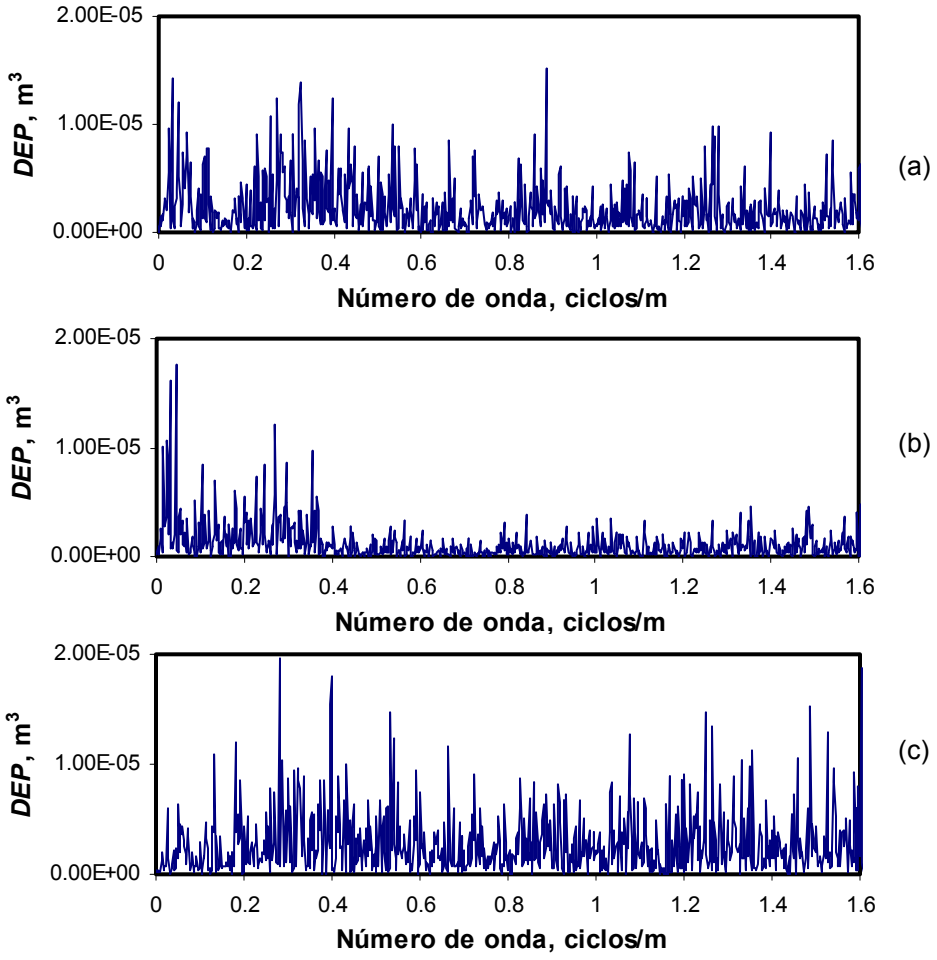

Fig 13. **Espectros en números de onda de los perfiles de las pistas de rodamiento de un pavimento de rugosidad media, (a) pista izquierda; (b) pista derecha; (c) diferencia de perfiles**

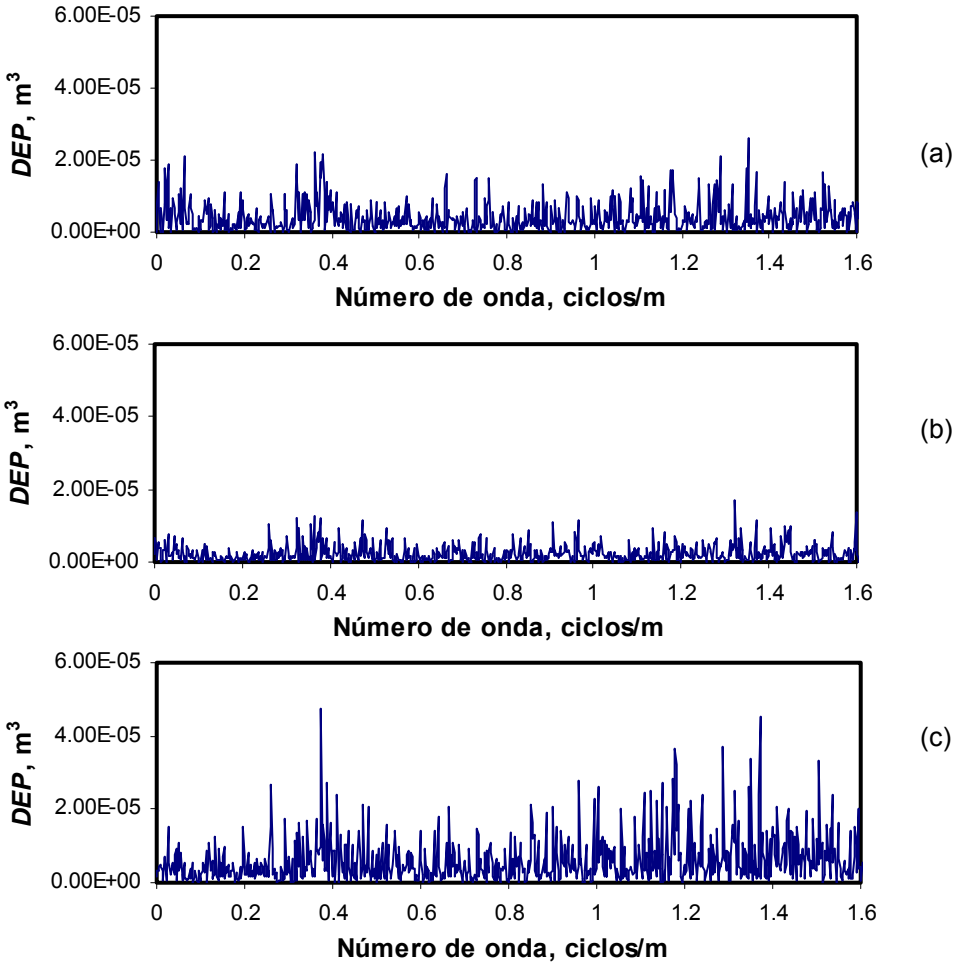

Fig 14. **Espectros en números de onda de los perfiles de las pistas de rodamiento de un pavimento de rugosidad alta, (a) pista izquierda; (b) pista derecha; (c) diferencia de perfiles**

Los promedios de contenido espectral en DEP para las distintas pistas de rodadura y perfiles diferenciales se presentan en la tabla 2, en la cual se muestra de manera cuantitativa el efecto de la consideración del perfil diferencial, el cual exhibe el promedio mayor de las densidades espectrales de potencia.

Tabla 2. **Valores promedios del contenido espectral para las distintas pistas de rodadura y perfiles diferenciales**

Rugosidad	**Valores promedio de *DEP* (m^2/(ciclo/m)**		
	Izquierda	Derecha	Diferencial
Baja	2.803E-07	2.0259E-07	3.3792E-07
Media	2.2936E-06	1.2523E-06	2.7959E-06
Alta	**4.1341E-06**	**2.3629E-06**	**6.1546E-06**

Las frecuencias de excitación que los perfiles descritos representan para el vehículo son una función de la velocidad con que circula. Las figs 15 a 17 muestran los espectros de perturbación asociados al recorrido sobre perfiles de pavimento a 60 y 80 km/h, para pavimentos de baja, media y alta rugosidad, respectivamente.

Estos resultados revelan que, salvo en el caso del camino de baja rugosidad, no existe un rango particular en el que se pudiera presentar una perturbación de mayor amplitud espectral. En el caso del pavimento de baja rugosidad (fig 15), se observa que para las dos velocidades consideradas, las perturbaciones desde el pavimento serían importantes en el rango de 0.48-1.29 Hz para 60 km/h, y de 0.54-1.48 Hz para 80 km/h. Por otro lado, para los casos de pavimentos de media y alta rugosidad, no se aprecia un rango de frecuencia en el que se presenten los mayores contenidos espectrales. Esto es, para el pavimento de alta rugosidad, los picos se presentan tanto a 6 como a 23 Hz. Esto revela que las perturbaciones sobre el vehículo, producto del perfil del pavimento no se limitan en general a cierto rango de frecuencias, sino que se presentan en una amplia dispersión, desde frecuencias mínimas hasta frecuencias del orden de los 24 Hz.

2.2.2 Causalidad interna para la oscilación lateral de los vehículos

Se describen algunas fuentes de perturbación de la oscilación lateral, derivadas del comportamiento de los distintos elementos que componen los vehículos.

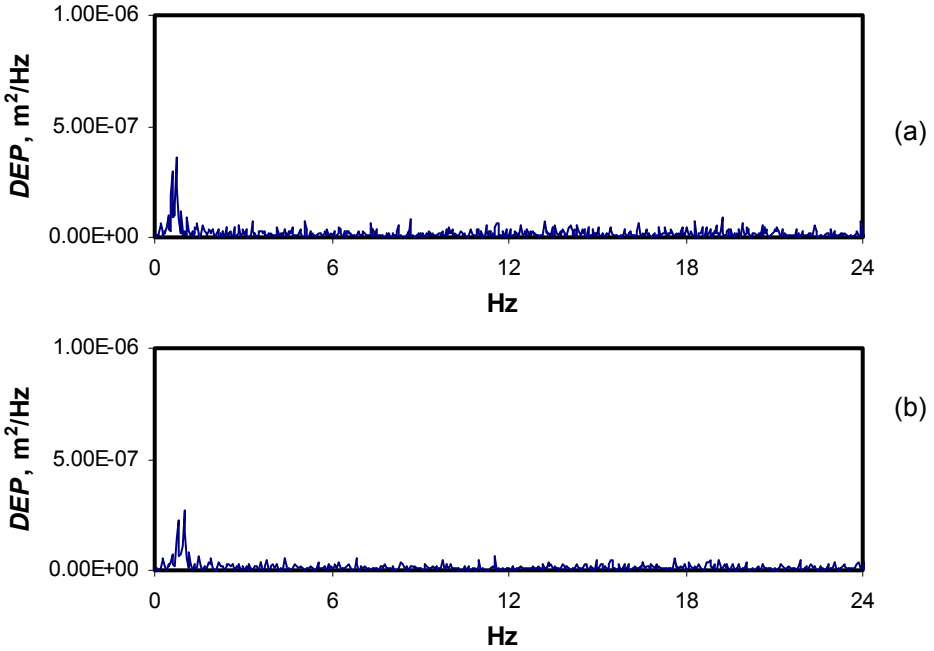

Fig15. **Espectros en números de onda de las perturbaciones derivadas de la diferencia de perfiles de las pistas de rodamiento de un pavimento de rugosidad baja, (a) a 60 km/h; (b) a 80 km/h**

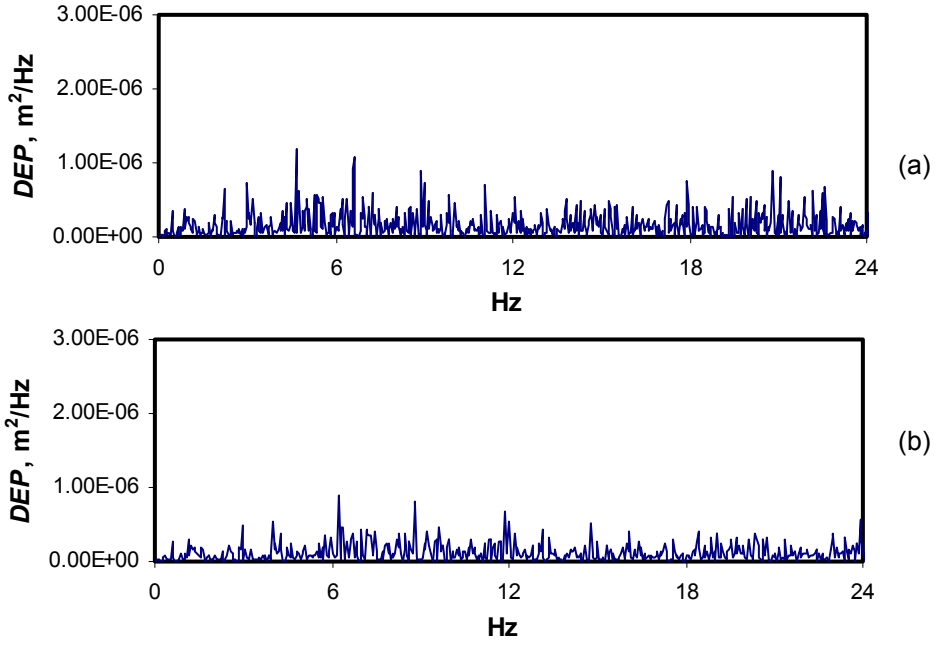

Fig 16. **Espectros en números de onda de las perturbaciones derivadas de la diferencia de perfiles de las pistas de rodamiento de un pavimento de rugosidad media, (a) a 60 km/h; (b) a 80 km/h**

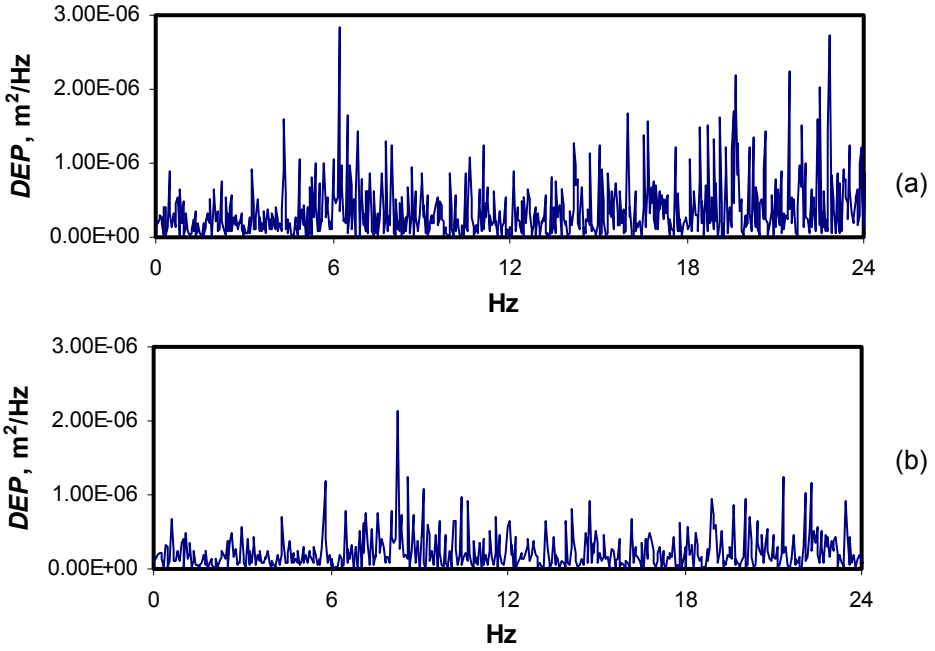

Fig17. **Espectros en números de onda de las perturbaciones derivadas de la diferencia de perfiles de las pistas de rodamiento de un pavimento de rugosidad alta, (a) a 60 km/h; (b) a 80 km/h**

Perturbaciones por las ruedas

Las perturbaciones provocadas por las llantas se atribuyen fundamentalmente a fallas de ovalamiento o balanceo, y por la falta de concentricidad y uniformidad en las propiedades de rigidez de las partes ensambladas en las ruedas (Gillespie, 1985).

El desbalanceo representa una excitación síncrona, cuya frecuencia coincide con la frecuencia de rotación de los ejes; el ovalamiento significa excitaciones a frecuencias del doble de aquella de rotación de las llantas. Las otras fuentes de excitación pueden equivaler a excitaciones de mayor orden.

El desbalanceo de las ruedas perturba la oscilación lateral, al representar fuerzas que se transmiten al cuerpo del vehículo a través de los elementos de la suspensión. A cada extremo de cada eje se puede presentar entonces una perturbación síncrona. El efecto global del desbalanceo de las ruedas es función del ángulo de fase entre los puntos pesados en cada rueda, y de la magnitud de

estas masas pesadas. La fig 13 ilustra dos posibles situaciones para la perturbación de la oscilación lateral por efecto del desbalanceo de las llantas.

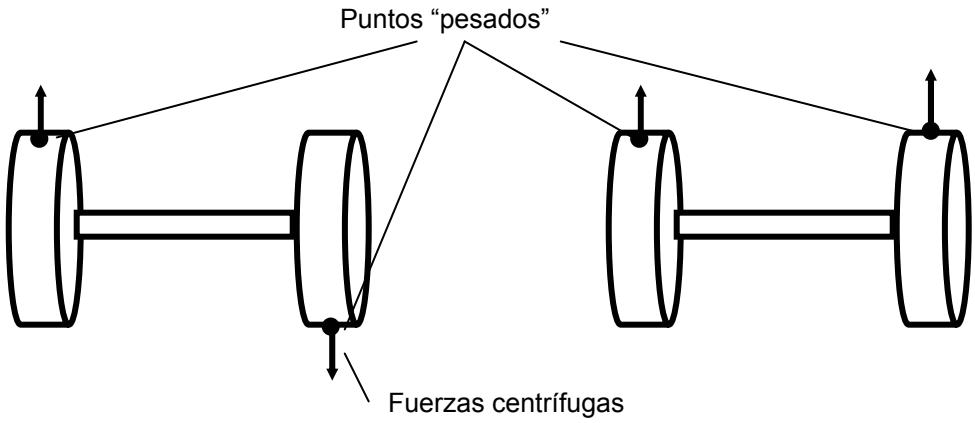

Fig 18. **Dos situaciones para las localizaciones de los puntos pesados en un eje**

La frecuencia de excitación derivada del desbalanceo de las ruedas depende de la velocidad del vehículo y del diámetro de la rueda. La fig 19 ilustra las frecuencias de excitación derivadas del desbalanceo de las ruedas, como una función del diámetro de las llantas y de la velocidad del vehículo. Esta frecuencia, f_{dr}, de excitación por el desbalanceo de las ruedas se ha calculado como $f_{dr} = \frac{v}{2\pi(D/2)}$, donde ($D/2$) es el radio nominal de las llantas.

Los resultados en la fig 19 revelan que la frecuencia de excitación por desbalanceo de las ruedas puede ser de al menos 4.4 Hz, incrementándose linealmente con la velocidad.

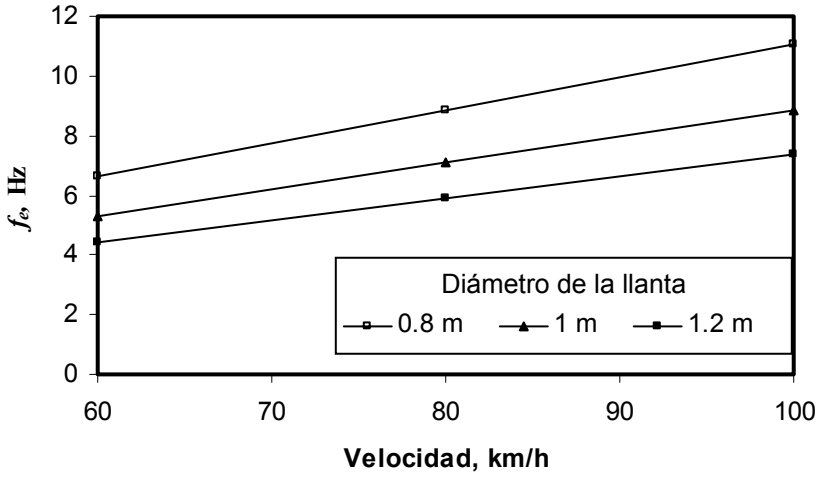

Fig 19. **Frecuencias de excitación nominales como una función de la velocidad del vehículo, como una función del diámetro de la llanta**

Por cuanto a la magnitud de las fuerzas de estos desbalanceos se tiene que, asumiendo un desbalanceo m_d de 20 gr en la periferia de las llantas de 1.1 m de diámetro en un extremo del eje, cuyo vehículo viaja a 80 km/h, la fuerza sería igual a $m_d\ \omega^2$ r : (0.02 kg * (22.2 m/s / 0.55 m)^2 *0.55 m = 17.9 N) . De esta forma se puede intuir que la oscilación lateral del vehículo asociada a esta fuente de perturbación es pequeña, lo cual haría difícil su identificación como fuente de vibración.

Perturbaciones por el tren motriz

Se derivan del accionamiento del motor así como de la rotación tanto de la caja de velocidades como de la flecha del cardán y del diferencial. Mientras que la vibración del motor se produce a distintas frecuencias, la fundamental se asocia a las rpm del motor. Otra fuente de vibración se representa por el desbalanceo de la flecha cardan.

En cuanto al desbalanceo de la flecha cardán, se considera que ello puede contribuir a la oscilación lateral desde dos puntos de vista: el desbalanceo que causa una fuerza horizontal, y las fuerzas verticales de desbalanceo que provoquen una oscilación lateral del vehículo, al tener éste cualquier falla de simetría longitudinal en sus propiedades dimensionales y de rigidez. Las frecuencias de excitación derivadas del desbalanceo de la flecha cardán son función de la relación de transmisión en el diferencial. La fig 20 ilustra las

frecuencias de excitación como una función de la velocidad de viaje del vehículo, y de tres distintas relaciones de transmisión en el diferencial para un diámetro de rueda de 1.1 m.

Al respecto, se considera que un desbalanceo fuerte de la flecha cardán sería poco probable, ya que las repercusiones en otros sistemas y sobre la vibración vertical del vehículo, la harían intolerable. No obstante ello, asumiendo un desbalanceo m_{df} de 20 gr sobre un diámetro de la flecha cardán de 101 mm (4 pulg), a 70 rev/s (fig 20), la fuerza centrífuga resulta igual a $m_{df}\ \omega^2$ r : (0.02 kg * (70 rev/s 6.28 rad /rev)^2 * 0.05 m = 193 N) . De esa manera, estas fuerzas relativamente pequeñas, derivadas del desbalanceo de las flechas cardan, no se consideran relevantes en el contexto de la oscilación lateral de los vehículos. Esto es, se tendría una fuerza de excitación de 193 N sobre un cuerpo con un peso del orden de 250,000 N (25 t).

Respecto a las perturbaciones derivadas de la operación del motor, sus características quedan definidas por las revoluciones por minuto a las que éste opera, y por el número de pistones que tenga. Mientras que las revoluciones implican vibraciones síncronas a la velocidad del motor, derivadas del desbalanceo de sus distintas masas, el número de pistones incide en el estado de vibraciones torsionales en el tren motriz, que afectan finalmente la tracción en las ruedas motrices (Gillespie, 1985). Para la oscilación lateral del vehículo, se considera que sólo las rpm del motor pudieran afectar en alguna medida el estado de oscilación lateral de los vehículos.

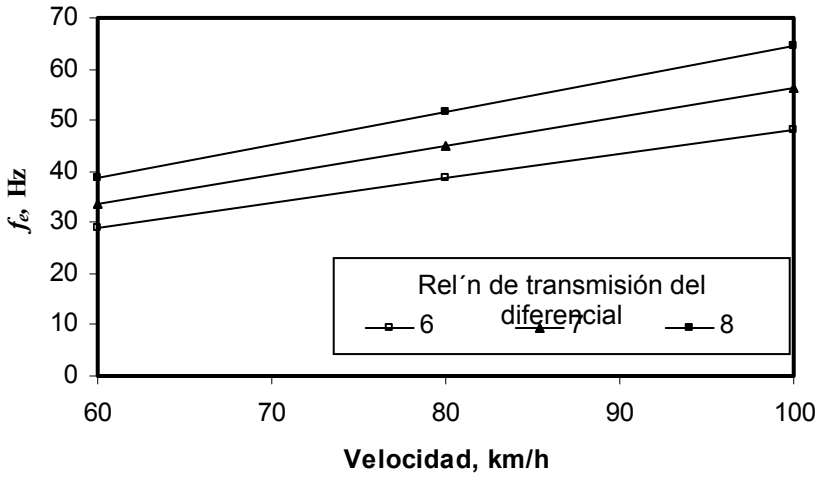

Fig 20. **Frecuencias de excitación asociadas al giro desbalanceado de la flecha cardán como una función de la velocidad del vehículo, y relación de transmisión del diferencial**

De esta forma, las perturbaciones síncronas del motor habrían de caracterizarse por su velocidad de rotación. En el caso de los motores diesel, se puede establecer como rango aproximado de operación desde 800 hasta 1,400 rpm. De esta forma, las frecuencias de excitación se encuentran en el rango de 13 a 23 Hz.

Perturbaciones por oscilación de cargas líquidas

La oscilación de los fluidos líquidos transportados en autotanques cargados de manera parcial es susceptible de ejercer fuerzas importantes sobre el cuerpo del vehículo (Ervin, et al, 1985; Rakheja, et al, 1992; Aquaro, et al, 1999; Strandberg, 1978). Las características por cuanto a frecuencia de las perturbaciones derivadas de la oscilación de los fluidos, es una función de la forma del tanque y de su nivel de llenado (Strandberg, 1978).

Mediante una metodología validada para la predicción de las frecuencias naturales de oscilación lateral de los fluidos transportados, como una función de la forma del tonel y del nivel de llenado, la fig 21 muestra tales frecuencias naturales de oscilación de los fluidos transportados para el caso de un tanque cilíndrico y otro elíptico. Como se puede observar, tales frecuencias son extremadamente bajas.

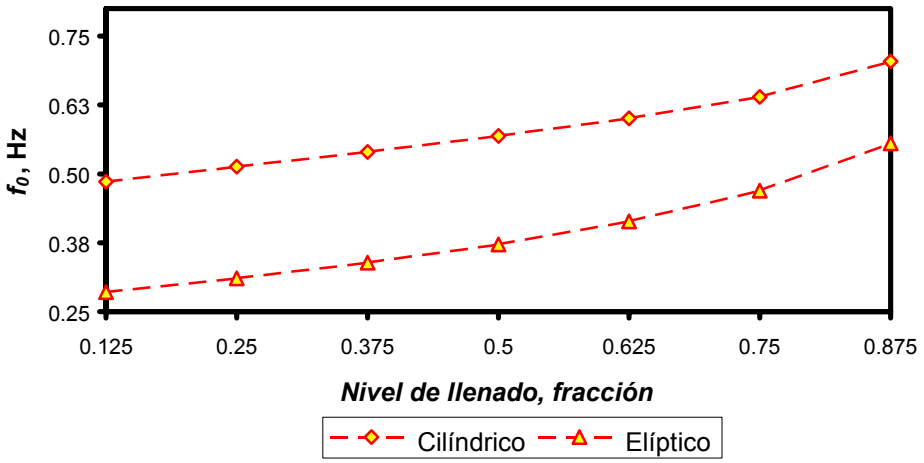

Fig 21 **Frecuencias naturales de oscilación f_0 de un líquido contenido en recipientes de distintas secciones transversales. El diámetro del tanque es de 2.02 m**

Sin embargo, las fuerzas asociadas a la oscilación libre del fluido contenido podrían ser importantes (Romero et al., 2002). Para un nivel de llenado alto (98%),

la fig 22 muestra los resultados experimentales de las fuerzas medidas de oscilación del fluido (normalizadas al peso del líquido contenido), como una función de la frecuencia de excitación y la forma del tanque (Romero, et al, 2002). Aplicando las mismas proporciones para un tanque conteniendo 20,000 lt de agua (196,200 N de peso), las fuerzas se hacen importantes, aun en el caso de frecuencias de excitación lejanas a los puntos de resonancia. De esta forma, para la fuerza normalizada mínima del tanque elíptico (0.035), la fuerza de oscilación podría ubicarse para un tanque de 20,000 lt de capacidad, alrededor de los 6,867 N (196,200 N (0.035)). Es importante señalar que estas fuerzas se aplican a puntos relativamente elevados del arreglo de los vehículos, por lo que su efecto es importante en la determinación del estado de oscilación lateral.

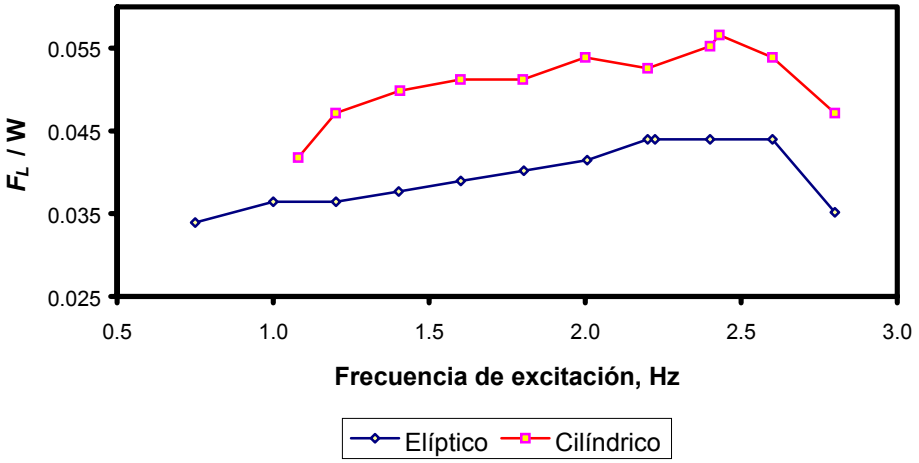

Fig 22. **Fuerzas de oscilación F_L como una función de la frecuencia de excitación y forma del tanque, para un 98 % de llenado**

Resumen de las frecuencias de perturbación

La tabla 3 muestra un resumen de las frecuencias de excitación para las diferentes fuentes de perturbación relacionadas hasta ahora.

Tabla 3. **Resumen de frecuencias de perturbación**

Fuente	Rango de frecuencias Hz
Movimiento de cargas líquidas a granel	00.25 - 00.75
Rugosidad del pavimento	01 - 25
Desbalanceo de llantas	04 - 12
Desbalanceo del motor	03 - 23
Desbalanceo de la flecha cardán	00 - 70

Se hace notar que las perturbaciones sobre el vehículo, derivadas de las maniobras direccionales, serán analizadas en el capítulo 4.

2.3 Resonancias de los componentes de los vehículos

Tomando en cuenta que las distintas perturbaciones descritas en la sección anterior, ocasionan la respuesta dinámica de las diferentes masas susceptibles de vibrar (masa de los ejes, masa sobre las suspensiones, bastidores y cabinas), en los espectros de vibración de los sistemas de los vehículos se podrían identificar tanto las frecuencias de las perturbaciones como aquellas correspondientes a la respuesta de las masas de las unidades vehiculares. La tabla 4 ilustra la serie de resonancias que es posible encontrar en los tractores de camiones articulados, de acuerdo con Gillespie (1985).

Tabla 4. **Resonancias en los tractores de vehículos articulados**

Descripción del modo	Rango de frecuencias (Hz)
Translación vertical del vehículo	03.2 - 03.6
Flexión vertical	06.5 - 07
Translación vertical del tándem	11.7 - 12.7
Oscilación lateral del eje delantero	15.3
Oscilación lateral del tándem	15.8 - 17
Translación vertical del eje delantero	15.3
Modo torsional	09.7
Oscilación longitudinal del escape	06.9
Oscilación longitudinal del radiador	10.1
Oscilación lateral	06.1 - 06.2
Translación vertical trasera de la transmisión	14.7
Translación lateral del radiador	17.3

2.4 Empleo de sistemas de posición global para el análisis de la geometría de carreteras y maniobras

Los sistemas de ubicación mediante coordenadas globales, ligadas a la longitud, latitud y altitud sobre el globo terráqueo, han cobrado un impulso importante en décadas recientes, al emplear tecnologías satelitales (Quiroga y Bullock, 1998). Tales sistemas se conocen como Sistemas de Posicionamiento Global (*Global Positioning System*, GPS). Sus aplicaciones son variadas, desde usos militares hasta la localización de personas en espacios recreativos.

En el transporte carretero, las aplicaciones de los sistemas *GPS* abarcan desde los estudios topográficos para el trazo de carreteras, hasta el seguimiento de la carga transportada. En el contexto de obtener las características de perturbación direccional de los vehículos, asociada al tránsito de los mismos por distintas geometrías de carreteras, los sistemas *GPS* pueden emplearse para obtener las trayectorias reales, lo cual permitiría establecer tales perturbaciones direccionales. Este sistema también se contempla en la obtención de las trayectorias de los vehículos al estar efectuando maniobras de prueba especiales.

La fig 18 describe los componentes del sistema general de obtención de la información geográfica, el cual consiste de un receptor-transmisor y de un conjunto de satélites disponibles para obtener la referencia global.

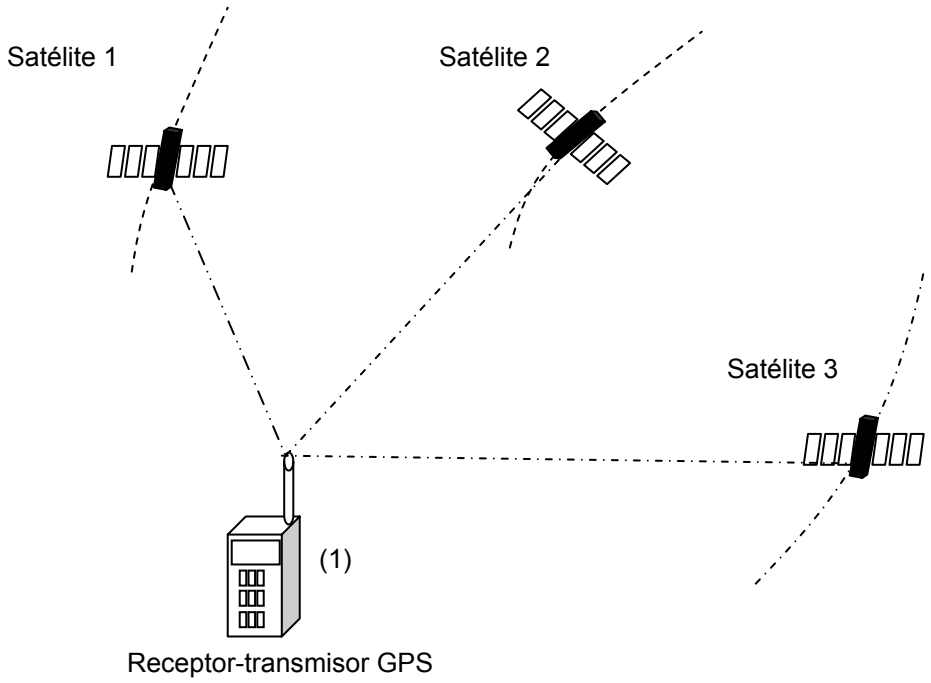

Fig 23. **Disposición de los equipos para el posicionamiento global**

La obtención de la posición global de un objeto se logra mediante la medición de la distancia desde el receptor-transmisor hasta cada uno de al menos tres satélites disponibles. Estas tres distancias medidas proporcionan las magnitudes necesarias para establecer la posición exacta de un objeto. Una cuarta medición de la distancia a otro satélite permite establecer un marco de tiempo (*timing*) más preciso.

En la parte experimental de este trabajo se emplea un sistema *GPS* para establecer la trayectoria precisa de un vehículo, al circular por una carretera y al efectuar maniobras de prueba (en eslalom), en un área plana pavimentada.

Capítulo 3
Simulación de la respuesta dinámica de vehículos pesados a perturbaciones laterales

Las condiciones de vibración y de estabilidad de los vehículos, dependen de las características de diseño y operación de los mismos. De esta manera, las perturbaciones que inciden en su operación segura, están asociadas a las condiciones de las carreteras por cuanto a sus características físicas y de tráfico. El trazo de la carretera y las irregularidades del pavimento definen entonces un grupo de perturbaciones, asociadas a las aceleraciones laterales aplicadas al vehículo durante el seguimiento del trazo del camino. Por otro lado, como se ha indicado en la sección precedente, las irregularidades del camino definen el nivel de vibración vertical y de oscilación lateral.

Con herramientas de simulación numérica, se presentan en esta sección diferentes análisis del efecto potencial que las perturbaciones laterales, asociadas al perfil del pavimento y a una maniobra direccional, tienen sobre el comportamiento dinámico de un vehículo articulado, con objeto de caracterizar los contenidos espectrales de las respuestas bajo distintas condiciones de perturbación. Esto es, se consideran perturbaciones independientes del vehículo derivadas del perfil del pavimento, luego se estiman de manera independiente las perturbaciones laterales asociadas a maniobras direccionales. Finalmente se integran ambos tipos de perturbaciones para obtener la respuesta combinada de un vehículo dado tanto a perturbaciones del pavimento como a la maniobra direccional. Los diferentes análisis espectrales proveerán elementos para identificar las distintas fuentes de perturbación al considerar los resultados experimentales presentados en el capítulo 5.

3.1 Respuesta del vehículo al perfil del pavimento

Se presenta un análisis espectral de la simulación de la respuesta dinámica de un vehículo articulado al transitar por un camino irregular, donde la pista de rodadura de las ruedas internas es diferente de aquella de las ruedas externas. Esta simulación se realizará con un programa desarrollado en la Universidad Concordia (Raji, 1999; Romero, et al, 2001). La fig 24 muestra el vehículo considerado en estas simulaciones, el cual consiste de dos cuerpos suspendidos y cinco ejes. En esta figura se aprecian las perturbaciones derivadas de las irregularidades del pavimento, en cada una de las posiciones de las ruedas interiores (YI_i) y exteriores (YE_i), donde **i** se refiere al eje del vehículo considerado. Se realizan un grupo de simulaciones con objeto de

identificar las frecuencias dominantes derivadas de la circulación de los transportes sobre pavimentos irregulares.

Condiciones para las simulaciones

Para las simulaciones se consideran tres perfiles de pavimento obtenidos de mediciones de campo, a lo largo de las pistas izquierda y derecha, siendo caracterizados estos perfiles de pavimento de acuerdo con el Índice Internacional de Rugosidad (IIR)(Romero, 1995). Las figs 25 a 27 representan muestras de los pavimentos considerados. Los números del IIR para cada uno de las pistas de rodadura, se ilustran en la tabla 5.

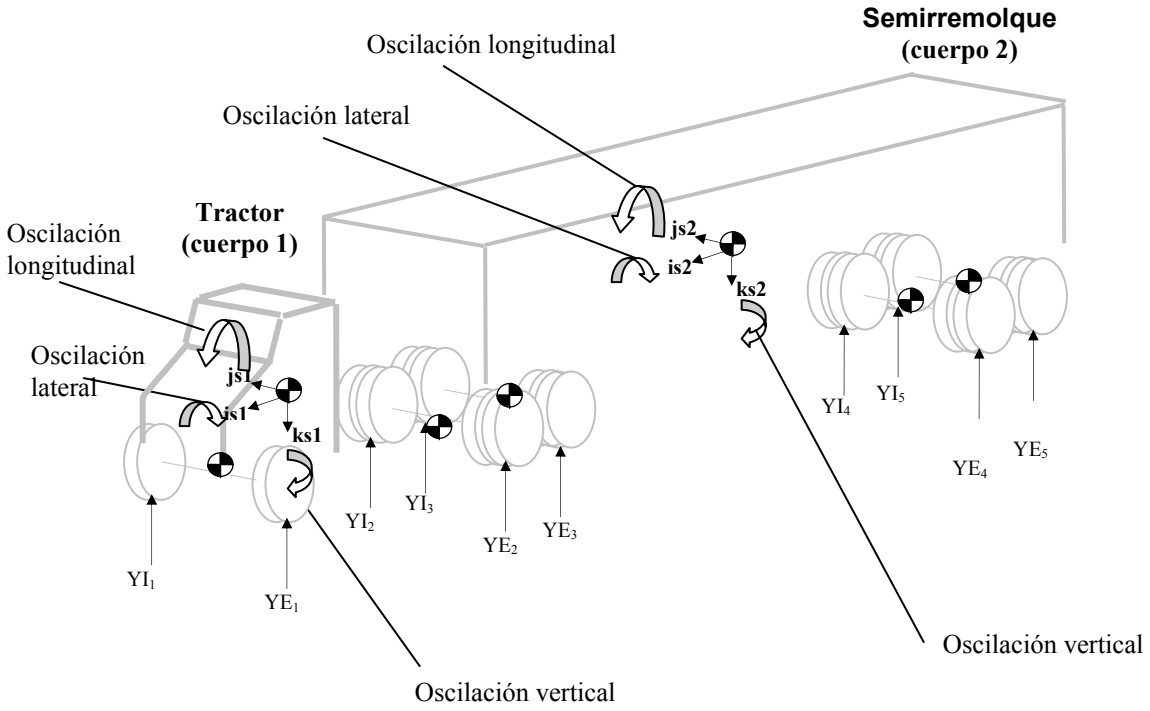

Fig 24. **Perturbaciones desde el pavimento sobre el vehículo, y oscilaciones de los cuerpos de un vehículo articulado (tractor-semirremolque)**

Para el análisis del efecto del perfil del pavimento sobre la oscilación lateral del vehículo se considera una trayectoria en línea recta, efectuada a diferentes velocidades.

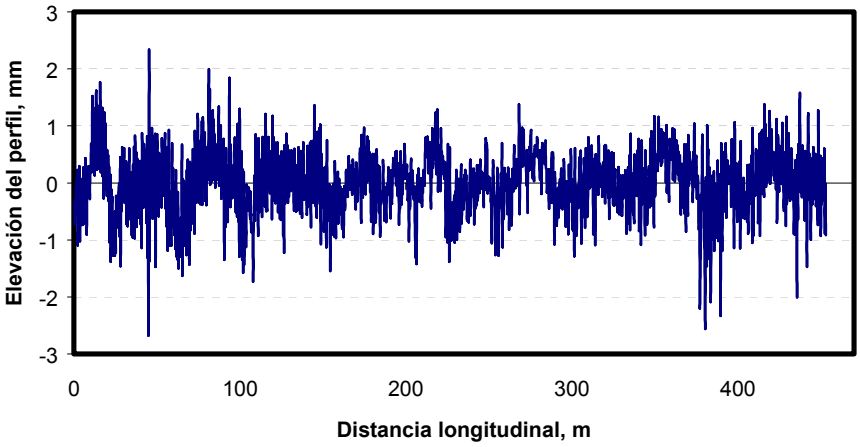

Fig 25. **Pista de rodadura derecha del pavimento de baja rugosidad (IIR = 0.57 mm/m)**

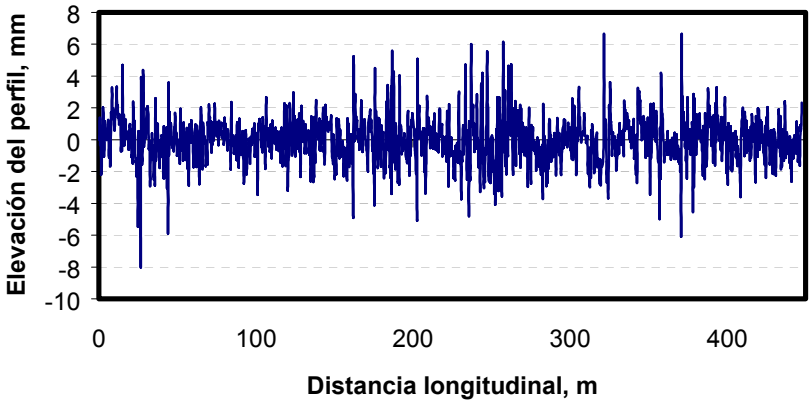

Fig 26. **Pista de rodadura izquierda del pavimento de rugosidad media (IIR = 2.05 mm/m)**

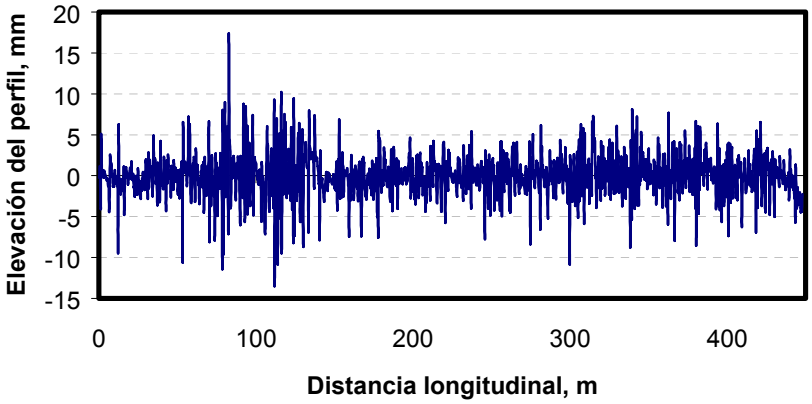

Fig 27. **Pista de rodadura derecha del pavimento de rugosidad alta (IIR = 4.23 mm/m)**

Tabla 5. **IIR de los perfiles empleados**

Tipo de camino	IRI (mm/m) Pista derecha	Pista izquierda
Baja rugosidad	0.57	0.67
Rugosidad media	3.05	2.05
Rugosidad alta	4.23	2.95

Características del vehículo

La tabla 6 muestra las propiedades mecánicas de los cuerpos del vehículo consideradas durante las simulaciones. Estas características corresponden a una unidad a plena carga.

Tabla 6. **Propiedades de los cuerpos vehiculares de la combinación tractor-semirremolque**

Tractor:

Masa (kg): 6300
Momento de inercia de masa en oscilación lateral (*roll*) (kgm^2): 2901
Momento de inercia de masa en oscilación longitudinal (*pitch*) (kgm^2): 35980
Momento de inercia de masa en oscilación vertical (*yaw*) (kgm^2): 35980
Cargas en los ejes (N): 58440, 91803, 82805
Peso de los ejes (N): 5350,6700,6700
Momento de inercia en oscilación longitudinal de los ejes (kgm^2): 417,462,462
Centro de oscilación de los ejes (m): 0.46,0.74

Semirremolque:

Masa (kg): 32300
Momento de inercia en oscilación lateral (*roll*) (kgm^2): 34760
Momento de inercia en oscilación longitudinal (*pitch*) (kgm^2): 546676
Momento de inercia en oscilación vertical (*yaw*) (kgm^2): 546676
Cargas en los ejes (N): 88771,88664
Peso de los ejes (N): 6700,6700,6700
Momento de inercia en oscilación longitudinal de los ejes (kgm^2): 462,462
Centro de oscilación de los ejes (m): 0.74,0.74

Respuestas en el tiempo

Las gráficas de la fig 28 muestran la variación en el tiempo del ángulo de oscilación lateral del vehículo considerado al circular en pistas de rodadura de rugosidad media. Se puede observar en las distintas partes de esta figura que el nivel de rugosidad del pavimento afecta de manera significativa las amplitudes de oscilación lateral de los dos cuerpos de la combinación vehicular considerada. De esta manera, las amplitudes máximas observadas en las respuestas de muestra, son como sigue:

	Semirremolque (^{0})	Tractor (^{0})
Rugosidad baja	0.014	0.011
Rugosidad media	0.026	0.054
Rugosidad alta	0.091	0.097

Para estos resultados, y tomando como referencia la oscilación a baja rugosidad, el efecto del incremento de la rugosidad se presenta como sigue: el máximo ángulo de oscilación lateral del tractor a alta rugosidad es 8.8 veces más grande que a baja rugosidad; mientras que para el caso de una rugosidad media, el ángulo de balanceo máximo es 4.9 veces más grande que para baja rugosidad. Para el semirremolque, estas cifras son: el máximo ángulo de oscilación lateral a alta rugosidad es 6.5 veces el de baja rugosidad; y para el caso de rugosidad media, esta relación es de 1.85. En estos resultados se puede observar que las oscilaciones del tractor ocurren a mayor frecuencia que las del semirremolque; se atribuye a la menor masa del tractor, que ocasiona una frecuencia natural de vibración mayor. Los resultados en el dominio de la frecuencia se presentan a continuación.

Análisis espectral de potencia

La fig 29 ilustra los análisis en densidad espectral de potencia para las tres respuestas en el tiempo de la fig 28. Se puede observar en estos resultados que para frecuencias de hasta 2 Hz, los espectros de ambos cuerpos vehiculares son semejantes. De esta manera, para frecuencias mayores el contenido espectral del semirremolque disminuye más rápidamente al compararlo con el del tractor. Esto se atribuye a las mayores masas del semirremolque, que implican una respuesta dinámica mayor a bajas frecuencias.

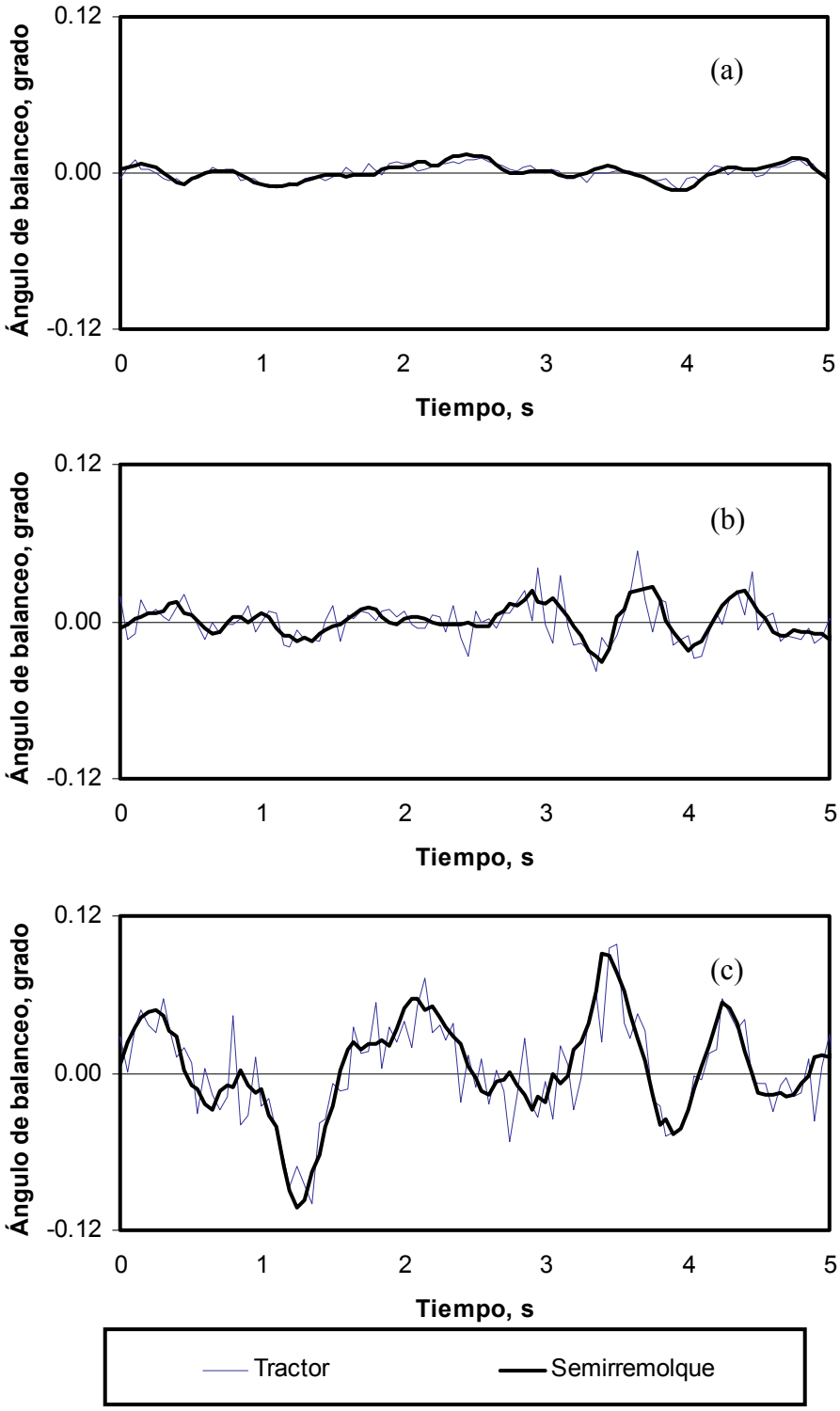

Fig 28. **Variación en el tiempo del ángulo de balanceo para un recorrido sobre un pavimento de rugosidad baja a 90 km/h, (a) baja rugosidad; (b) rugosidad media; (c) rugosidad alta**

Los resultados de la fig 29 revelan, asimismo, que la magnitud de los picos a baja frecuencia es una función de las condiciones del pavimento. Para el caso del pavimento de baja rugosidad (parte (a)), se observa un pico notable alrededor de 1 Hz, a un valor aproximado de 0.0001 grados^2 / Hz. En el de la rugosidad media se observan dos picos, aproximadamente a 1 y 1.7 Hz, con magnitudes también alrededor de 0.0001 grados^2 / Hz. Finalmente, para el pavimento de alta rugosidad se aprecia un pico a 2 Hz, con un valor mayor de 0.0001 grados^2 / Hz. Estas diferencias en los espectros se atribuyen a varios fenómenos; entre ellos, la frecuencia de excitación derivada de la rugosidad del pavimento, y la respuesta dinámica de ambos cuerpos vehiculares y la interacción entre ellos.

En esta sección se ha presentado un análisis de las respuestas, en los dominios del tiempo y frecuencia, de la oscilación lateral de los cuerpos de una combinación vehicular, con objeto de identificar las frecuencias predominantes de oscilación del vehículo, al ser excitado exclusivamente por los perfiles del pavimento en ambas pistas de rodadura.

Se hace notar que los resultados de simulación, representan sólo un caso de una infinidad de condiciones de perturbación desde el pavimento. Asimismo, que el contenido espectral cambiará al variar la velocidad de tránsito del vehículo: una menor velocidad de circulación representa una perturbación de menor frecuencia, por lo que los contenidos espectrales variarán consecuentemente. Los resultados expuestos permitirán elementos de análisis para la interpretación de los resultados de campo en el capítulo 5.

3.2 Respuesta del vehículo a maniobras direccionales

Se presenta un análisis espectral de la simulación de la respuesta dinámica de un conjunto vehicular tractor-semirremolque a perturbaciones exclusivamente direccionales, al considerar tales maniobras sobre un pavimento perfectamente plano.

Para las simulaciones de esta sub-sección, se empleará el mismo programa de simulación del capítulo anterior (*yaw*-*roll*), así como las propiedades de los vehículos en la tabla 6.

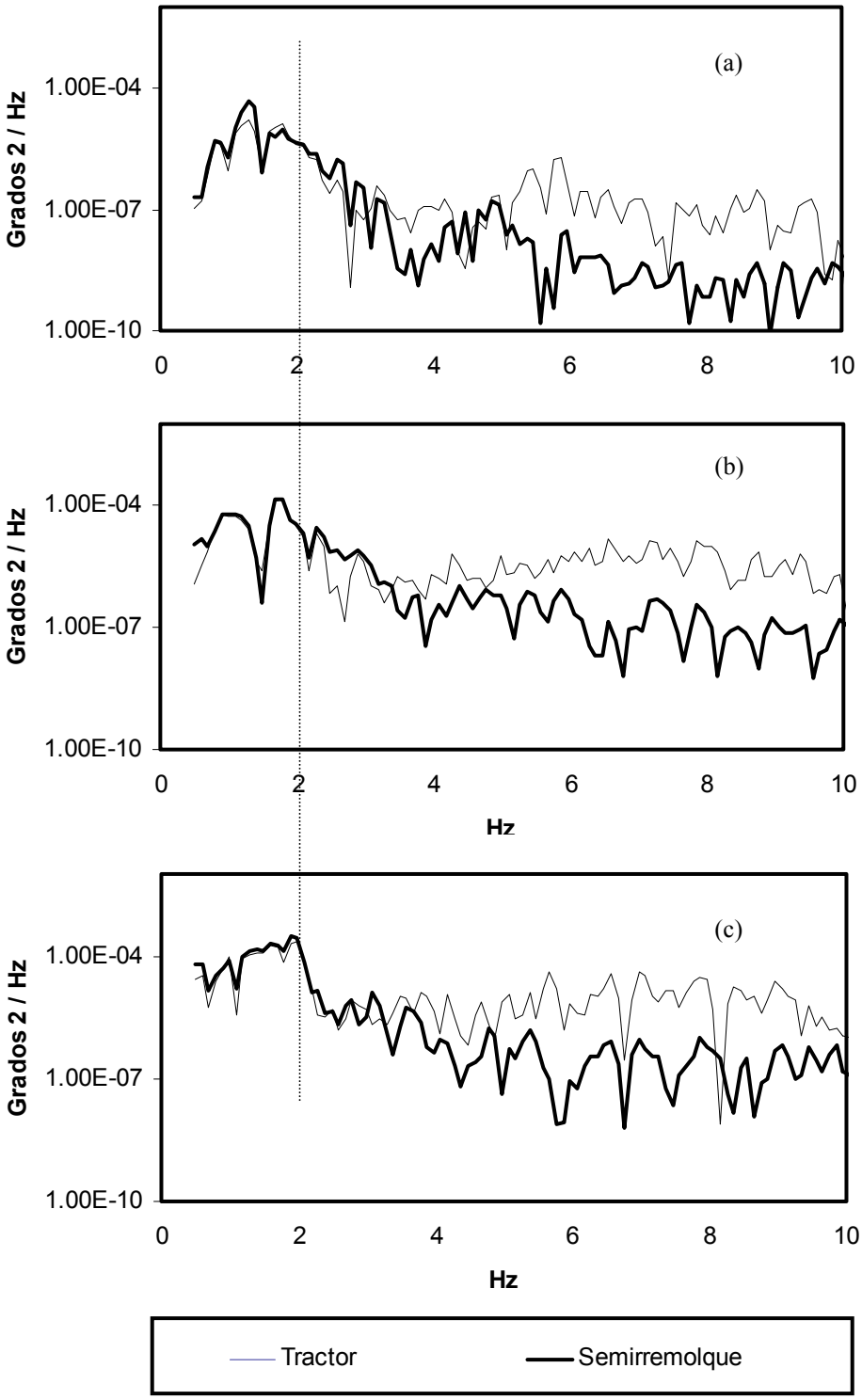

Fig 29. **Diagramas de densidades espectrales de potencia de las respuestas en el tiempo de la figura 28, (a) baja rugosidad; (b) rugosidad media; (c) rugosidad alta**

Maniobras consideradas

Se emplean dos maniobras de manejo para el análisis de la respuesta, tanto en el tiempo como en frecuencia, de un vehículo al ser sometido exclusivamente a una perturbación direccional: cambio de carril sencillo y doble cambio de carril. Estas maniobras medianamente bruscas de manejo, se diseñaron específicamente para el análisis de la respuesta direccional de los vehículos pesados (El-Gindy, 1995). La fig 30 muestra las trayectorias de cambio de carril sencillo y doble, a ser seguidas por el vehículo articulado simulado.

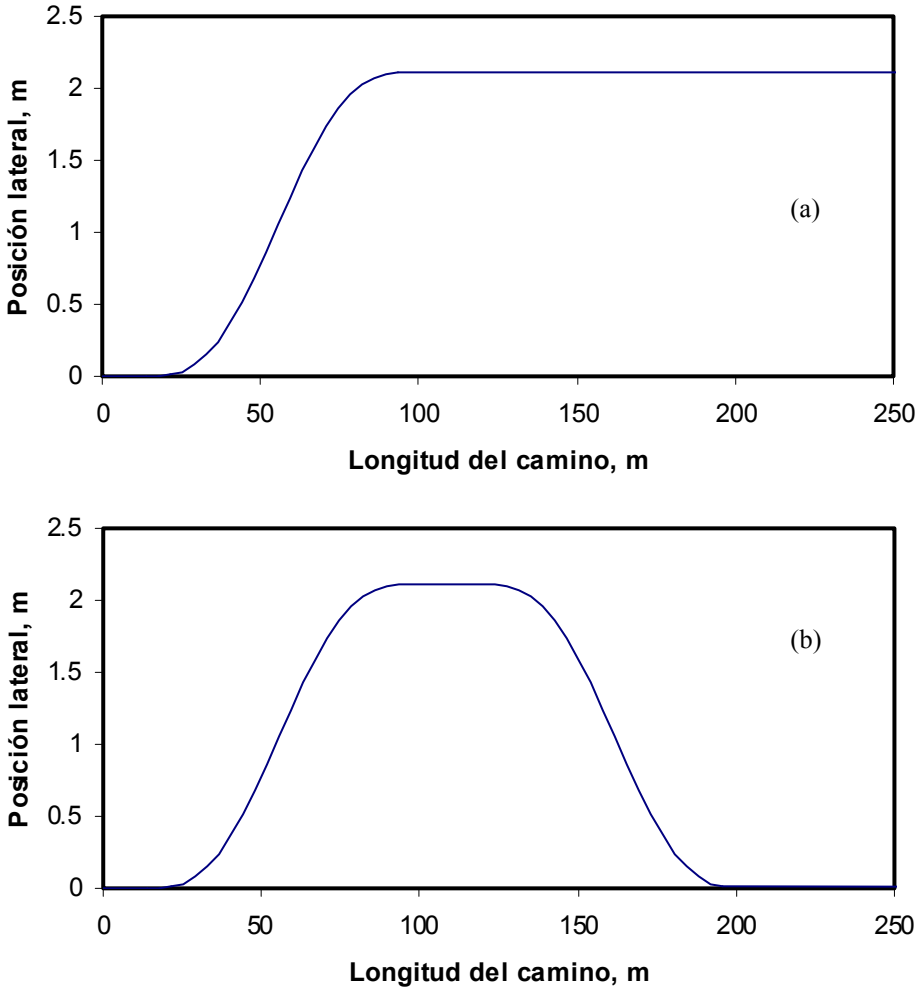

Fig 30. **Maniobras consideradas para la perturbación direccional, (a) cambio de carril sencillo; (b) doble cambio de carril**

Respuestas en el tiempo

La fig 31 muestra las respuestas en el tiempo de los dos cuerpos vehiculares que componen el vehículo articulado, al efectuar las maniobras normalizadas de cambio de carril sencillo y doble. Los resultados señalan el efecto de ampliación de la oscilación lateral que se presenta en vehículos articulados. De esta manera, el ángulo máximo de oscilación lateral del tractor durante la maniobra es ligeramente menor que el ángulo máximo de oscilación lateral del semirremolque. Se puede observar que las amplitudes de oscilación lateral son las máximas para la maniobra de doble cambio de carril, al efectuar el realineamiento con la trayectoria recta del transporte.

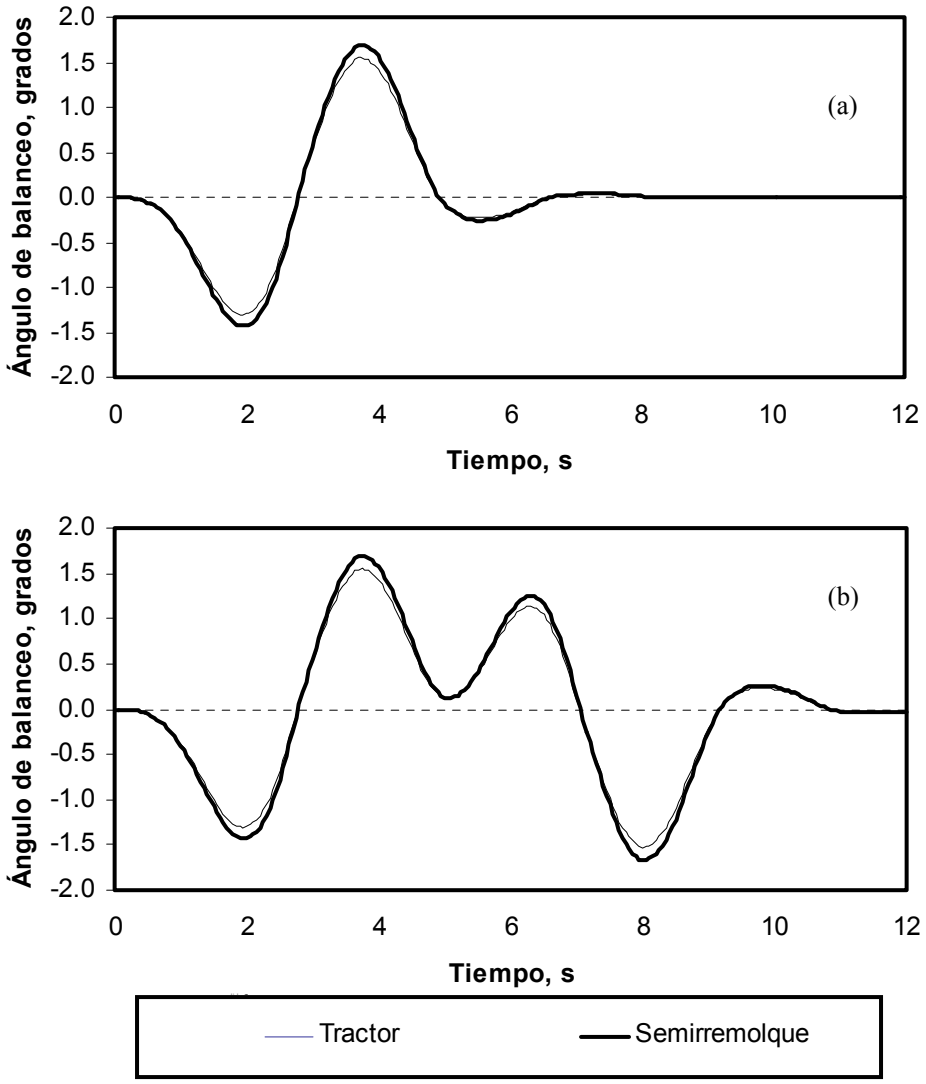

Fig 31. **Respuestas en el tiempo de las maniobras de simple y doble cambio de carril del vehículo articulado, bajo consideración llevadas a cabo a 90 km/h, (a) cambio de carril sencillo; (b) doble cambio de carril**

Análisis espectral de potencia

La fig 32 ilustra las densidades espectrales de potencia para las respuestas en el tiempo de la fig 31. La parte (a) de ésta corresponde a la maniobra de cambio sencillo de carril, mientras que la parte (b) el espectro para la maniobra de cambio doble de carril. Estos resultados revelan frecuencias de excitación muy bajas, derivadas de las maniobras direccionales consideradas.

En el caso de la maniobra de cambio de carril sencillo, el pico para ambos cuerpos vehiculares se identifica alrededor de 0.25 Hz. En el caso de la maniobra de cambio doble de carril, se identifican dos picos, a 0.17 y a 0.33 Hz.

Respecto a los contenidos espectrales asociados al tractor y al vehículo, se observa para ambas maniobras un componente mayor asociado al semirremolque, lo cual se atribuye a la magnificación derivada de la disposición geométrica de los respectivos cuerpos.

El pico asociado a la maniobra de cambio sencillo de carril, a 0.25 Hz, se deriva de la perturbación direccional aplicada. Esto es, como se puede observar en la fig 31, a la velocidad considerada de 90 km/h, la maniobra le lleva al vehículo aproximadamente 4 s, lo que corresponde a una frecuencia de excitación de 0.25 Hz. Se observa entonces, que para las condiciones de simulación consideradas, no existiría un componente significativo de la oscilación lateral de los vehículos. Esto es, la perturbación direccional sería de mucho menor frecuencia, que la respuesta libre de los cuerpos vehiculares en oscilación lateral.

Por cuanto a los dos picos identificados en la maniobra de cambio doble de carril, se asocian a ellos las respectivas frecuencias de las maniobras. Por un lado, y de acuerdo con la fig 31 (b), una semimaniobra le lleva al vehículo un tiempo aproximado de 3 s, lo que corresponde al pico a (1/3) 0.33 Hz. Por otro lado, la maniobra total le lleva al vehículo aproximadamente 9 s, lo que corresponde a una frecuencia de (1/9) 0.11 Hz, la cual se aproxima al pico de 0.17 Hz de la fig 32 (b). Como en el caso de la maniobra de cambio sencillo de carril no se observa componente alguna en el espectro, que pudiera asociarse a la oscilación libre de los cuerpos vehiculares (que se ubicarían entre 1.5 y 3 Hz).

Acerca de las magnitudes de los componentes espectrales, se puede observar que los mayores valores se presentan en el caso de la maniobra de cambio doble de carril. Mientras que el pico del semirremolque es de aproximadamente 0.37 grados^2 /Hz en el caso de la maniobra de cambio sencillo de carril, los picos toman valores alrededor de 0.97 grados^2 /Hz en el caso del doble cambio de carril.

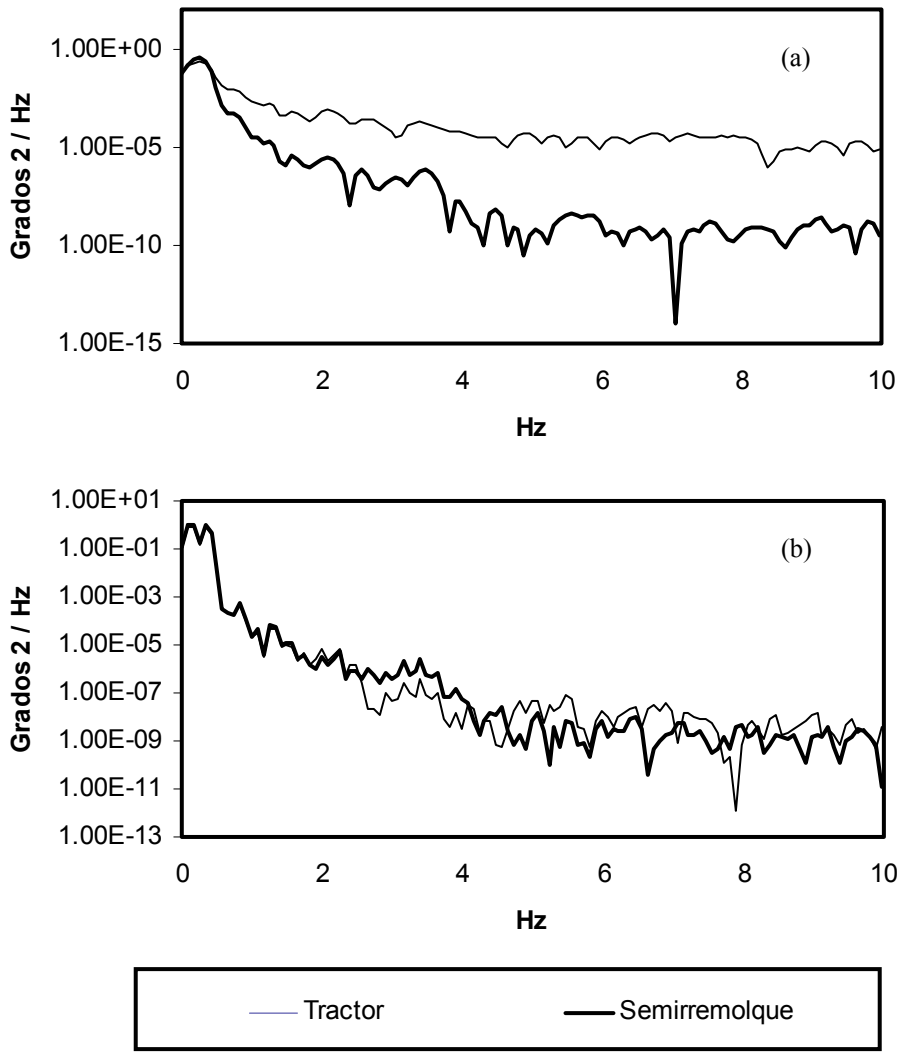

Fig 32. **Diagramas de densidades espectrales de potencia de las respuestas en el tiempo de la fig 31, (a) cambio sencillo de carril; (b) cambio doble de carril**

3.3 Respuesta a perturbaciones combinadas de maniobras de conducción y perfil del pavimento

Se presenta un análisis de las simulaciones de la respuesta dinámica del vehículo descrito en el subcapítulo 3.1, al efectuar maniobras direccionales sobre pavimentos de diferente rugosidad, incluyendo la observación de las respuestas en el tiempo asociadas. Estas simulaciones resultan de la combinación de las situaciones consideradas anteriormente, que incluían el análisis del efecto del

pavimento y de la conducción, de manera separada. Se incluyen ambas maniobras; esto es, un cambio sencillo de carril y uno doble. Las figs 33 y 35 muestran las respuestas en el tiempo para el cambio de carril sencillo y doble, respectivamente, mientras que las 34 y 36 ilustran los respectivos análisis espectrales.

La fig 33 se refiere a la oscilación lateral como una función del nivel de rugosidad del pavimento, para un cambio sencillo de carril, a 90 km/h. Estos resultados revelan la superposición de oscilaciones de mayor frecuencia sobre las trayectorias obtenidas a nula rugosidad del pavimento (fig 31). El efecto mayor se observa en el caso del pavimento de alta rugosidad, lo que provoca oscilaciones importantes al principio de la maniobra. En particular, se observa en estos resultados que es al inicio y al final de las maniobras cuando se presentan los mayores efectos de la rugosidad del camino. Esto es, que en las variaciones alrededor de los valores máximos y mínimos no se observa diferencia notable entre los diversos niveles de rugosidad. Esto se atribuye a que las variaciones del ángulo de oscilación lateral, asociadas a la maniobra direccional, son de distintos orden de magnitud respecto a aquellas variaciones derivadas del perfil del pavimento.

La fig 34 corresponde al análisis espectral de las respuestas en el tiempo de la fig 33, observándose que las tres partes de ésta muestran un componente o pico importante alrededor de 0.25 Hz, semejante al resultado para pavimento de cero rugosidad (fig 32), siendo el resto de componentes espectrales de un muy bajo valor. Asimismo, estos resultados indican un mayor contenido espectral para el caso de los tractores al compararlos con aquellos de los semirremolques.

En el caso del pavimento de baja rugosidad, se observan dos picos aproximadamente en 2 y 3 Hz, los cuales se diluyen en los pavimentos de media y alta rugosidad. Estos picos relativamente notables en el caso del pavimento de baja rugosidad, se atribuyen a la vibración de las masas suspendidas de los dos cuerpos vehiculares (tractor, semirremolque). Por otra parte, al existir una perturbación compleja de parte del pavimento (alta rugosidad), tales picos pierden notoriedad. En el rango de 4 a 10 Hz, es notable la diferencia en los espectros como una función de la rugosidad del pavimento, de tal manera que el contenido espectral en el caso de baja rugosidad, es completamente marginal para este rango.

La fig 35 integra los resultados en el tiempo de la variación del ángulo de oscilación lateral para el de doble cambio de carril, exhibiendo comportamientos similares a los de la maniobra de cambio de carril sencillo (fig 33). Esto es, los resultados indican pequeñas desviaciones de las oscilaciones con respecto a los del caso de nula rugosidad (fig 31 b); por su parte la fig 36 muestra los correspondientes análisis en densidades espectrales de potencia de las

respuestas de la fig 35, observándose los mismos picos que en el caso de la maniobra a cero rugosidad (fig 32 (b)). Al igual que en el caso del espectro de la maniobra de cambio sencillo de carril, en el del pavimento de baja rugosidad se observan picos alrededor de 2 y 3 Hz, los cuales se “diluyen” para las rugosidades media y alta. Los componentes a mayores frecuencias son extremadamente pequeños en los tres casos de pavimento, en particular en el del pavimento de baja rugosidad.

3.4 Discusión

Los resultados presentados indican un efecto marginal de la perturbación del pavimento sobre las características de oscilación longitudinal de los vehículos considerados en estas simulaciones. Mientras que el contenido espectral para las frecuencias de oscilación de las maniobras direccionales fueron de hasta 0.33 grado^2 / Hz, los picos exhibidos en el caso del pavimento, fueron del orden de sólo 0.0001 grado^2/ Hz. Los resultados estarían asociados a las diferentes situaciones que representan estas dos fuentes de perturbación para el vehículo. Esto es, mientras que las maniobras direccionales constituyen una perturbación a muy baja frecuencia, la perturbación del pavimento para la velocidad considerada del vehículo, representó una perturbación de relativa alta frecuencia (mayor de 10 Hz). En la perspectiva de las frecuencias naturales de oscilación de las masas suspendidas de los vehículos del orden de 2 Hz, una excitación de 10 Hz implicará una ganancia muy pequeña.

Se considera que los análisis expuestos serán útiles para los resultados experimentales del capítulo 5.

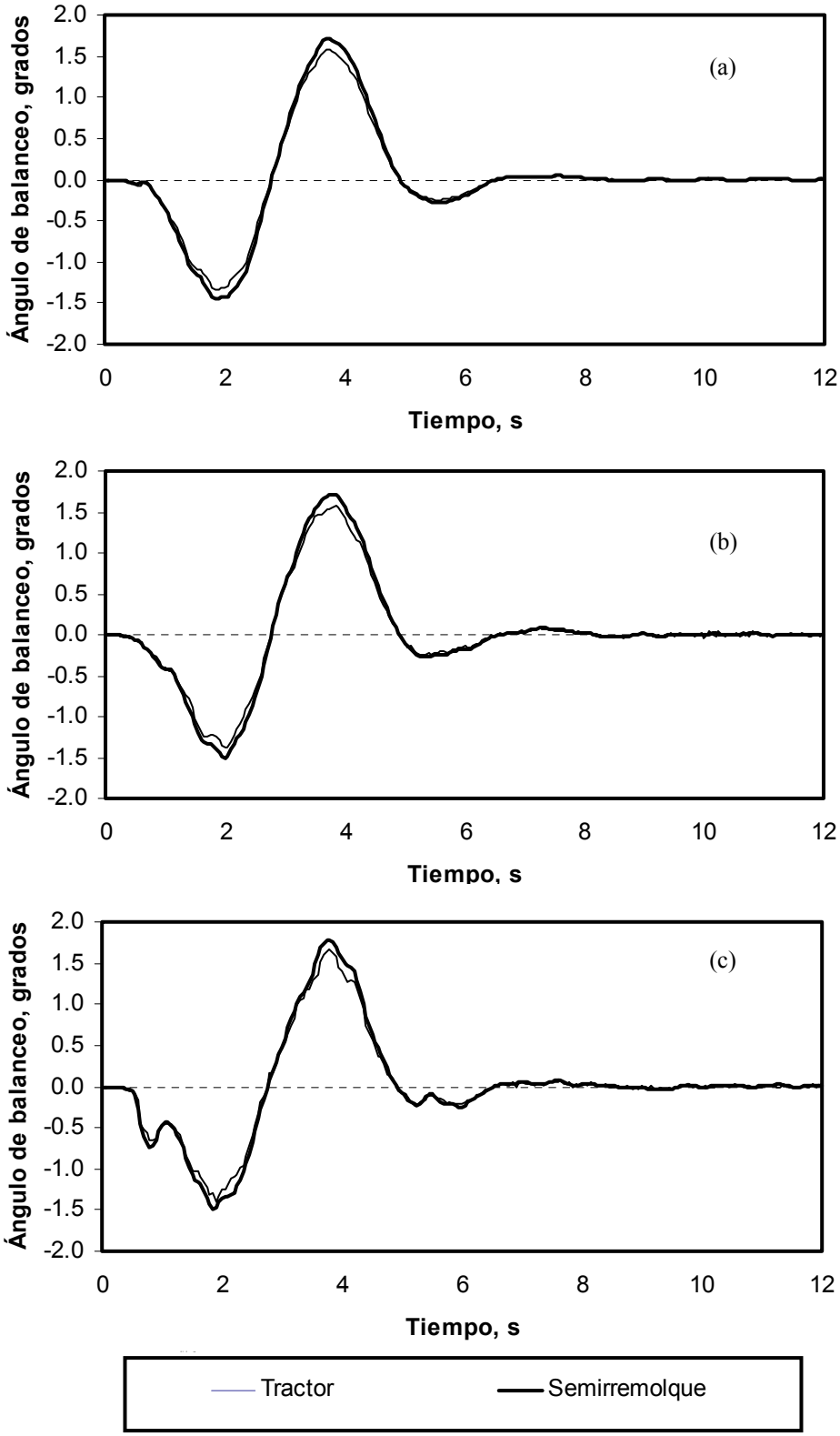

Fig 33. **Variación del ángulo de balanceo para una maniobra de cambio sencillo de carril como una función de la rugosidad del pavimento, a 90 km/h, (a) baja rugosidad; (b) rugosidad media; (c) rugosidad alta**

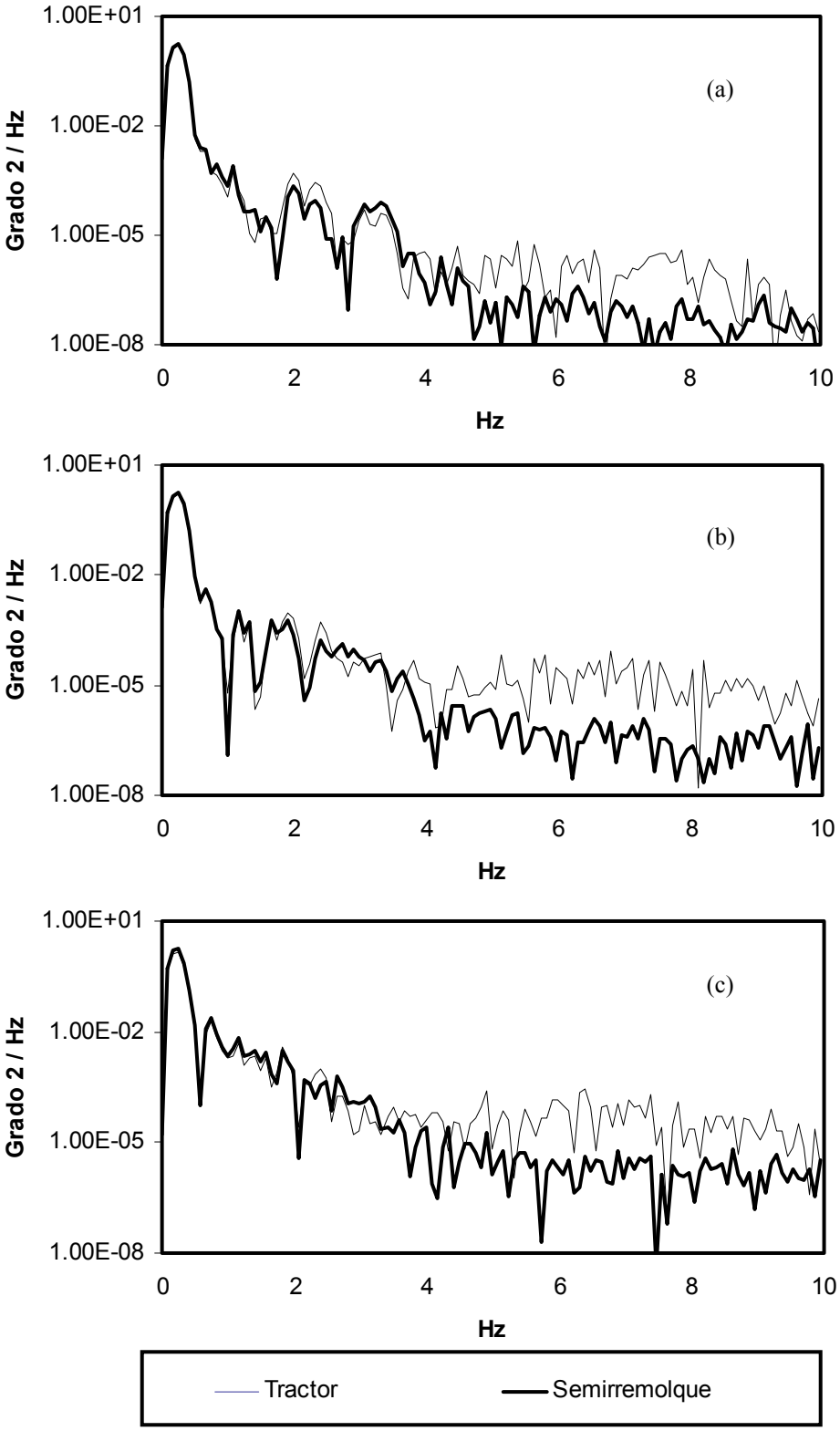

Fig 34. **Diagramas de densidades espectrales de potencia de las respuestas en el tiempo de la Figura 33 para un cambio sencillo de carril, (a) baja rugosidad; (b) rugosidad media; (c) alta rugosidad**

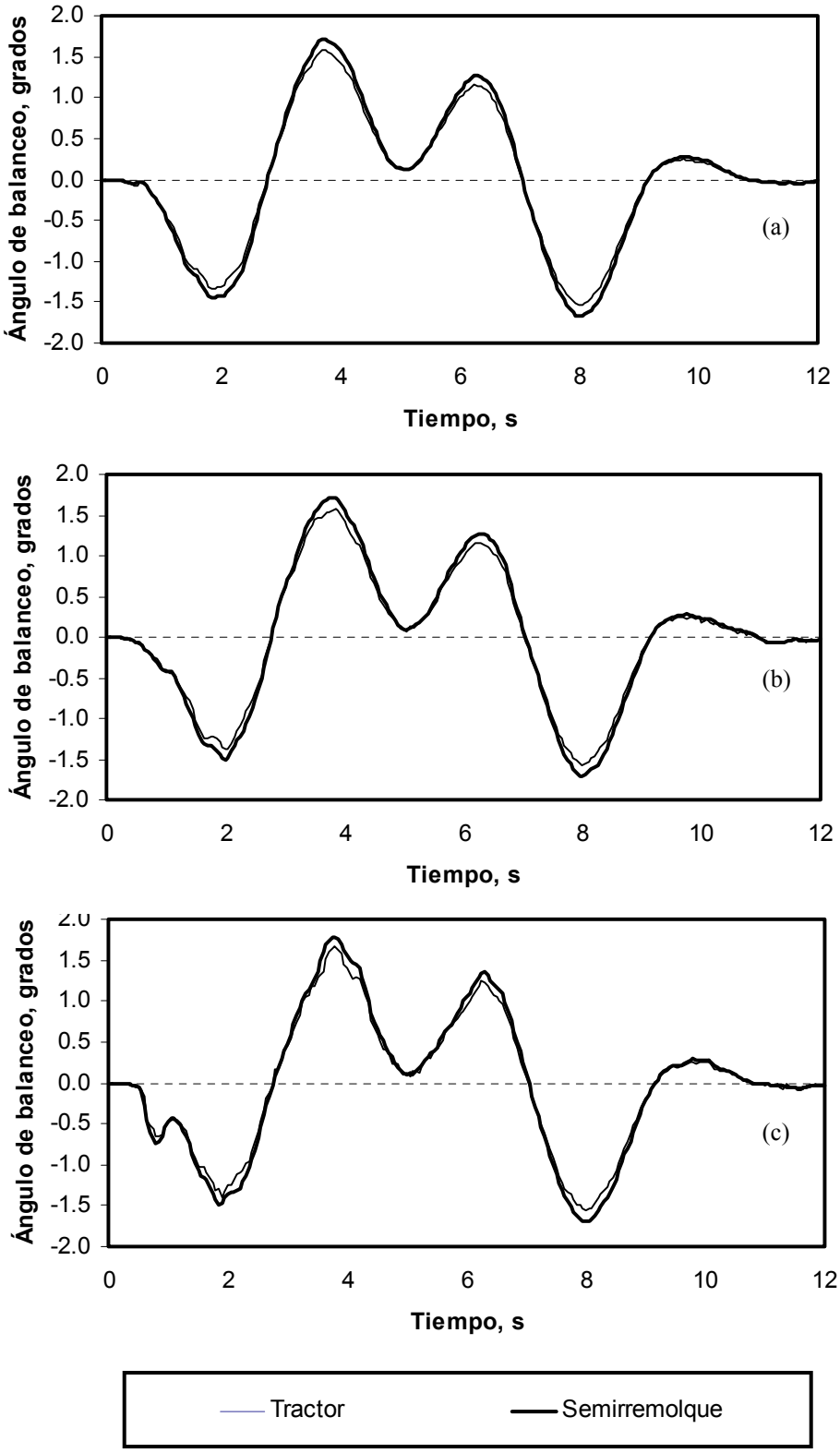

Fig 35. **Variación del ángulo de balanceo para maniobras de doble cambio de carril, como una función de la rugosidad del pavimento, (a) rugosidad baja; (b) rugosidad media; (c) rugosidad alta. Bajo las consideraciones de un vehículo articulado a 90 km/h**

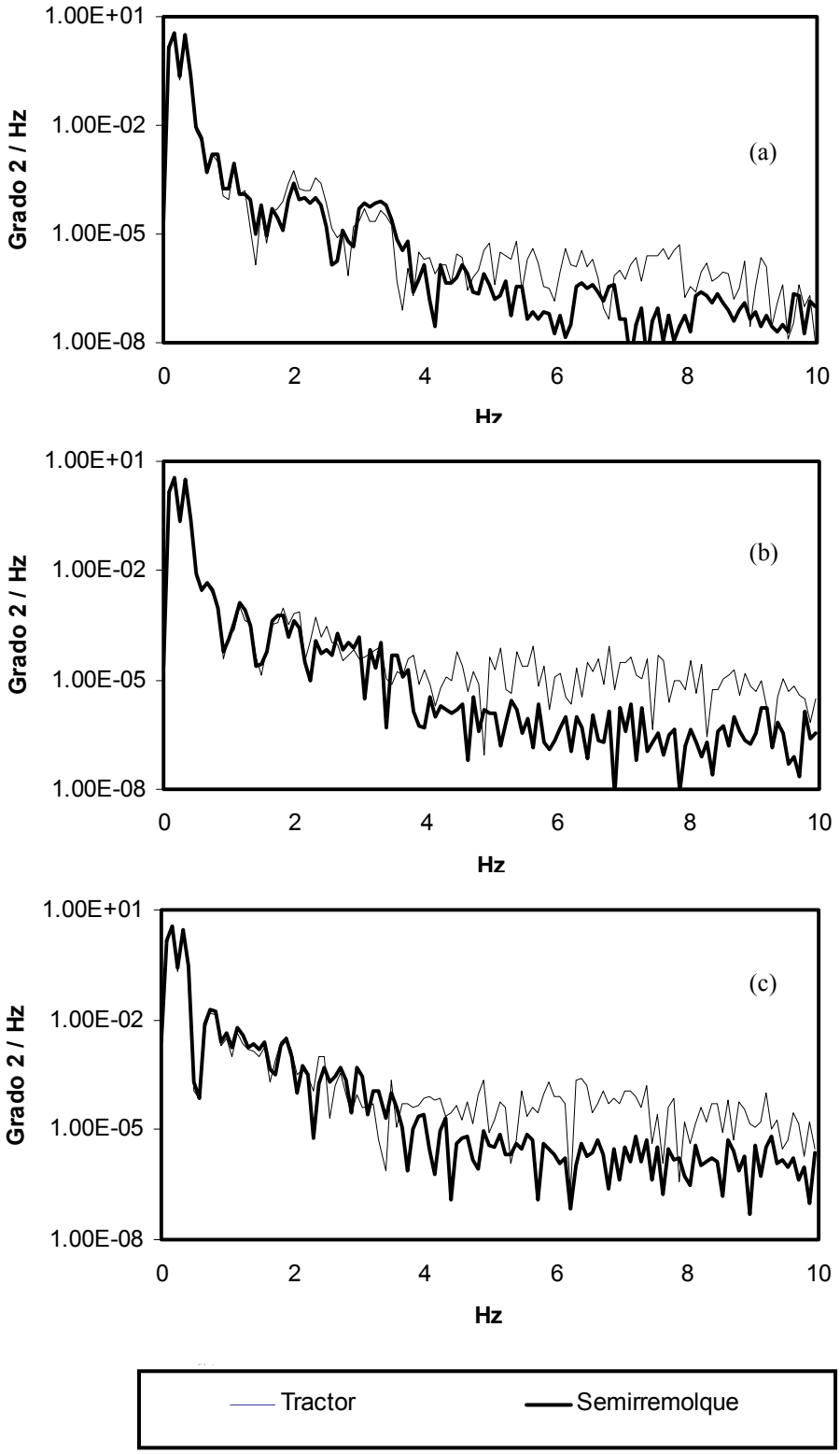

Fig 36. **Diagramas de densidades espectrales de potencia de las respuestas en el tiempo de la fig 35 para un cambio doble de carril, (a) baja rugosidad; (b) rugosidad media; (c) alta rugosidad**

Capítulo 4
Análisis de la aceleración lateral asociada a maniobras direccionales

Se presenta la aplicación de los principios de cálculo para establecer los niveles de perturbación (aceleración lateral) que representan las diferentes maniobras de los camiones sobre el comportamiento de oscilación lateral. Se describe la ecuación de la curvatura de una trayectoria para obtener el radio de curvatura instantáneo; asimismo, se presenta una metodología para el análisis de las perturbaciones direccionales, como una función de la trayectoria impuesta a los vehículos.

Los principios de cálculo se aplican al análisis de diferentes maniobras de los vehículos, en particular una maniobra en eslalom y algunas otras que son comunes en recorridos por carretera. De la determinación de los radios instantáneos de curvatura, asociados a una trayectoria dada del vehículo, en la perspectiva de la velocidad del mismo, se definen las aceleraciones laterales y frecuencias de perturbación. El análisis de las variaciones con respecto al tiempo de las aceleraciones laterales determina las características de perturbación que representan estas maniobras en la respuesta dinámica de los vehículos, al caracterizar tales aceleraciones por sus frecuencias de excitación, y compararlas con aquellas de oscilación libre, lo que permite establecer la proximidad de las maniobras realizadas a las frecuencias naturales de oscilación lateral de los vehículos.

Las maniobras en eslalom representan una perturbación armónica, y son importantes porque implican la respuesta direccional del vehículo, bajo regímenes de aceleración lateral a ambos lados.

4.1 Centros instantáneos, y radios de curvatura

El trazo de carreteras considera diferentes tipos de curvas planas y espaciales (Stewart, 1998). Estas geometrías de trazos, implican determinados niveles de aceleración lateral, a_L, que sufren los vehículos en el tránsito carretero. Los niveles de aceleración dependen de los radios instantáneos de curvatura del trazo, r, y de la velocidad, v, a la que circula el vehículo, de acuerdo con la ecuación:

$$a_L = \frac{v^2}{r} \tag{9}$$

El radio de curvatura de los trazos carreteros varía de acuerdo con la expresión de la curva empleada, siendo en general una función de la distancia recorrida sobre la curva. Esto es, los trazos carreteros no emplean, en general, trazos circunferenciales de radio constante, para establecer la geometría de la carretera.

La fig 37 muestra una forma de obtener un trazo carretero en espiral, en el que el radio de curvatura del camino disminuye a ritmo constante. Los *(i+1)-ésimos* puntos del trazo del camino (x_{i+1}, y_{i+1}), están dados por las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} x_{i+1} &= x_{c(i+1)} + r_{(i+2)} \cos\left((i+1)\,\Delta\theta\right) \\ y_{i+1} &= y_{c(i+1)} + r_{(i+2)} \operatorname{sen}\left((i+1)\,\Delta\theta\right) \end{aligned} \tag{10}$$

Donde $r_{(i+2)}$ es el *(i+2)-ésimo* radio de curvatura, mientras que $x_{c(i+1)}$ y $y_{c(i+1)}$ son las coordenadas del *(i+1)-ésimo* centro instantáneo de rotación, dadas por:

$$\begin{aligned} x_{ci+1} &= x_{ci} + \Delta r \cos\left((i+1)\,\Delta\theta\right) \\ y_{ci+1} &= y_{ci} + \Delta r \; sen\left((i+1)\,\Delta\theta\right) \end{aligned} \tag{11}$$

Donde Δr es el incremento correspondiente en el radio de curvatura, r, para el ángulo $\Delta\theta$ considerado.

La fig 38 ilustra un trazo en espiral para los siguientes parámetros: Δr = 1 m; $\Delta\theta$ = 0.1 rad; y un radio inicial r_0 de 200 m. En la figura se incluye el trazo resultante de los centros instantáneos de curvatura (r_i es el radio inicial y r_f es el radio final). Para este trazo carretero, la fig 39 (a) presenta las variaciones en los radios de curvatura instantáneos, como una función de la distancia recorrida sobre la curva del camino, donde la distancia recorrida, s, se obtiene de sumar los elementos Δs correspondientes a cada radio instantáneo de curvatura considerado, esto es:

$$s = \sum_{j=1}^{m} \Delta s = \sum_{j=1}^{m} r_j \, \Delta\theta \tag{12}$$

Donde m es el número de segmentos sobre el trazo curvilíneo de la carretera.

La fig 39 (b) muestra las variaciones de las aceleraciones laterales ejercidas sobre un vehículo que circule a 60 km/h por ese trazo de la carretera, como una función de la distancia recorrida. Al respecto, los incrementos en tales aceleraciones se derivan de la reducción en los centros instantáneos de curvatura para el trazo en espiral de carretera considerado.

Se hace notar que con el trazo en espiral de los caminos se busca obtener incorporaciones suaves de los vehículos desde un tramo recto dado de carretera (con cierta orientación espacial), a otro segmento recto con distinta orientación espacial. Por otro lado, estos diseños se emplean en rampas de acceso o salida, o bien donde se requiere una variación de velocidad a lo largo de la carretera. Esto es, una espiral hacia adentro implica un incremento gradual de la aceleración lateral, la cual debiera limitarse al disminuir la velocidad. Por otro lado, una espiral hacia afuera da la posibilidad de que los vehículos apliquen un periodo de aceleración al incorporarse a otras vías.

La maniobra de seguimiento del trazo del camino descrita en esta sección, no se considera represente una perturbación periódica sobre el vehículo. En la siguiente sección se analiza una maniobra de prueba en eslalom, donde su realización representa perturbaciones a determinadas frecuencias sobre los vehículos.

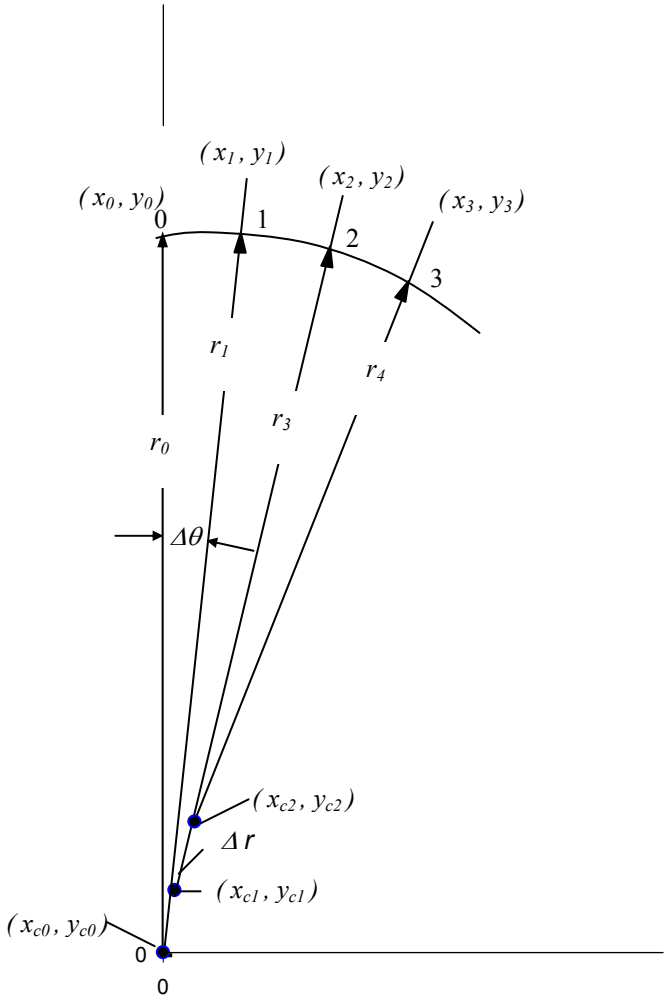

Fig 37. **Trazo de una espiral**

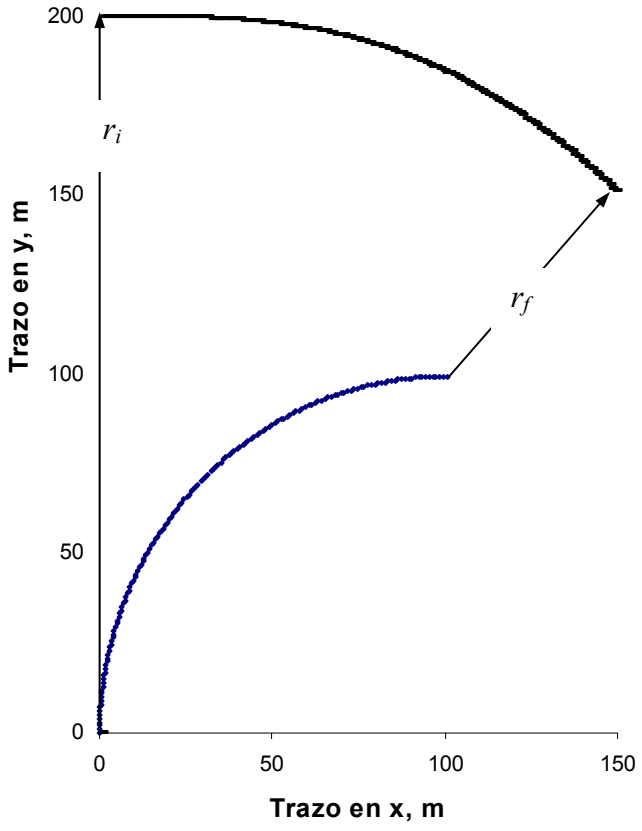

Fig 38. **Espiral de una curva en carretera para (*$\Delta\theta = 0.1$ rad. para Δr = 1 m, r_0=200 m)***

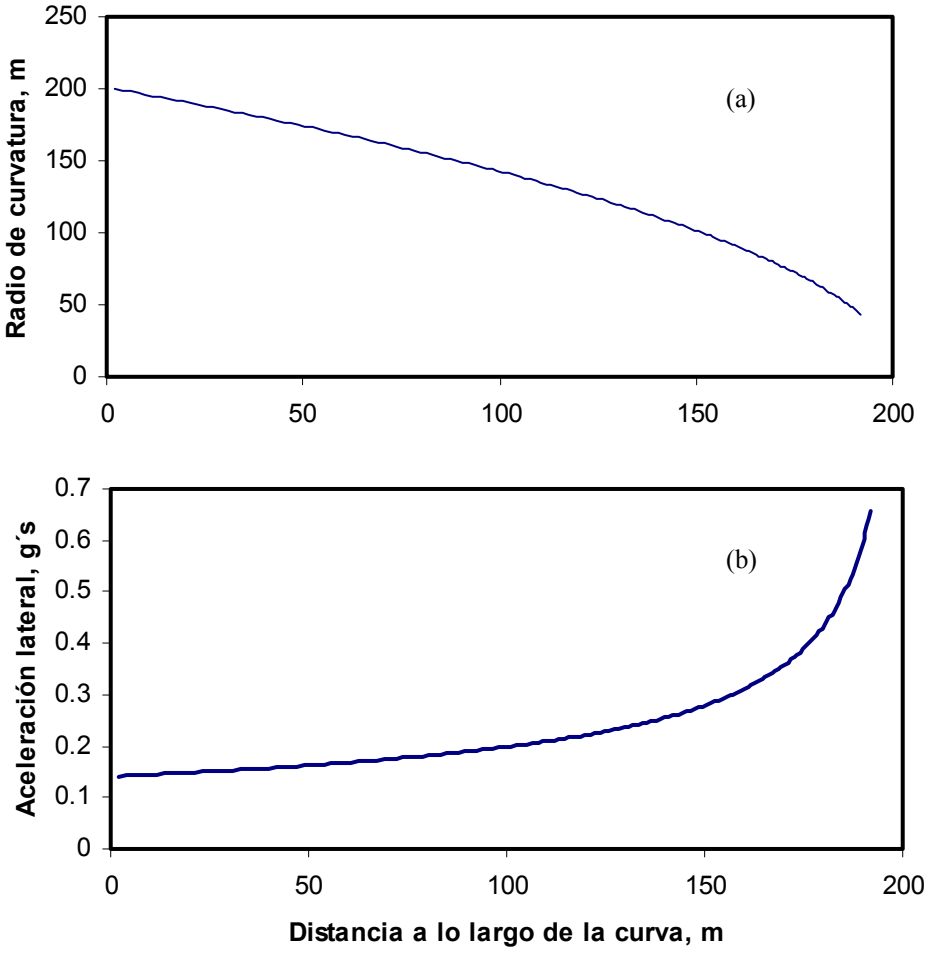

Fig 39. **Para el trazo de carretera de la fig 38, (a) variación del radio de curvatura; (b) aceleración lateral para una velocidad de tránsito de 60 km/h**

4.2 Análisis de una maniobra tipo eslalom

Se presenta el desarrollo de las expresiones matemáticas de las aceleraciones laterales, aplicadas a un vehículo durante una maniobra tipo eslalom.

4.2.1 Ecuaciones de aceleración lateral y frecuencia de excitación

Se presenta una caracterización de una maniobra en eslalom, obteniendo radios de curvatura instantáneos y las aceleraciones laterales correspondientes. La maniobra es periódica, por lo que se presenta un análisis de la frecuencia de excitación que representa para el vehículo, como una función de la velocidad del mismo y de la separación de los elementos a ser esquivados durante la maniobra.

La fig 40 describe una maniobra tipo eslalom, caracterizada por su amplitud *A* y una longitud de onda λ. Con una función armónica para el recorrido del vehículo en eslalom, la maniobra se expresa de la siguiente manera:

$$y = A \ sen(\omega x) \tag{13}$$

Donde la frecuencia angular, ω, está dada por $\omega = \frac{2\pi}{\lambda}$, y λ es la longitud de onda de la maniobra.

Al hacer este recorrido, el vehículo se somete a aceleraciones laterales, las cuales son una función del radio instantáneo de curvatura de la trayectoria de la unidad. Para una función $y = f(x)$ que describa una trayectoria dada, los radios instantáneos de curvatura ($\rho = r$) se obtienen mediante la siguiente ecuación general (Higdon, et al, 1976):

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\left(d^2 y / dx^2 \right)}{\left[1 + \left(dy / dx \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} \tag{14}$$

Sustituyendo la ec 13 en la 14, y resolviendo para $\rho = r$, se obtiene:

$$r = \frac{\left[1 + \left(dy / dx \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{\left(d^2 y / dx^2 \right)} = \frac{\left[1 + \left(A\omega \cos(\omega x) \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{-A\omega^2 sen(\omega x)} \tag{15}$$

Las aceleraciones laterales asociadas a este radio de curvatura, están dadas por la ec 9.

La frecuencia de excitación, f_e, que la maniobra en eslalom descrita representa sobre el vehículo, se obtiene de calcular el tiempo que le lleva a éste recorrer un ciclo completo de eslalom (periodo = $T = 1 / f_e$), al circular a velocidad constante v. El tiempo, T, se calcula como:

$$T = \frac{L}{v} \tag{16}$$

Donde L se obtiene mediante la siguiente integral (Stewart, 1998):

$$L = \int_{x=a}^{x=b} \sqrt{1 + (f'(x))^2}\, dx \tag{17}$$

Al sustituir la ec 13 en la 17, resulta que:

$$L = \int_{x=0}^{x=\lambda} \sqrt{1 + (A\omega \cos(\omega x))^2}\, dx \tag{18}$$

Esta integral se sustituye en la ec 16 para obtener el periodo T; de ahí la frecuencia de excitación $f_e = \frac{1}{T}$.

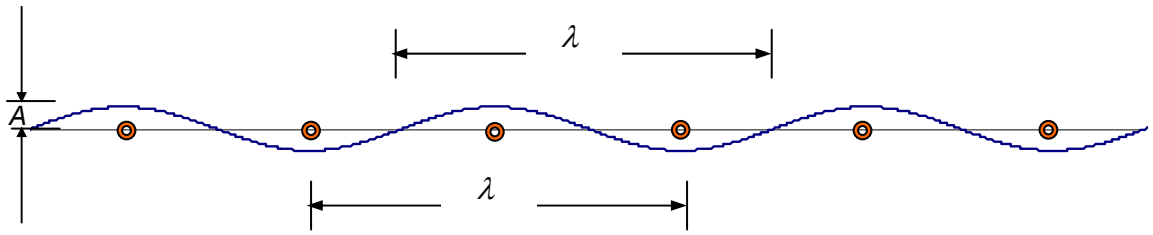

Fig 40. **Maniobra en eslalom**

4.2.2 Ejemplo de una maniobra dada en eslalom

El proceso descrito se aplica ahora al análisis de una maniobra en eslalom caracterizada por λ = 30 m, y A = 1.9 m, obteniendo los respectivos radios de curvatura instantáneos, así como las frecuencias de excitación como una función de la velocidad, v, y de la longitud de onda, λ.

La ecuación para la trayectoria del vehículo queda dada por:

$$y = 1.9\, sen(0.209\, x) \tag{19}$$

Donde se ha sustituido el valor de $\omega = \dfrac{2\pi}{\lambda}$

Calculando la primera y segunda derivadas de y, para sustituirlas en (15), se tiene:

$$\begin{aligned} y' &= \frac{dy}{dx} = 0.397 \cos(\, 0.209\, x\,) \\ y'' &= \frac{d^2 y}{dx^2} = -0.083\;\; sen(0.209\, x\,) \end{aligned} \tag{20}$$

De esta manera, los radios de curvatura instantáneos, r, quedan expresados como una función de x:

$$r \;=\; \frac{\left[1 + \left(0.397 \cos(\, 0.209\, x\,)\right)^2\,\right]^{\frac{3}{2}}}{\left(-\,0.083\;\; sen(0.209\, x\,)\right)} \tag{21}$$

La fig 41 ilustra la gráfica de la ec 21 para un ciclo completo; esto es, para una longitud igual a la longitud de onda (λ=30 m). En estos resultados se puede observar el punto de discontinuidad a 15 m, producto del cambio de un centro instantáneo de curvatura hacia abajo, a un centro de curvatura ubicado en la parte superior del trazo de la trayectoria. Este punto se conoce como punto de inflexión.

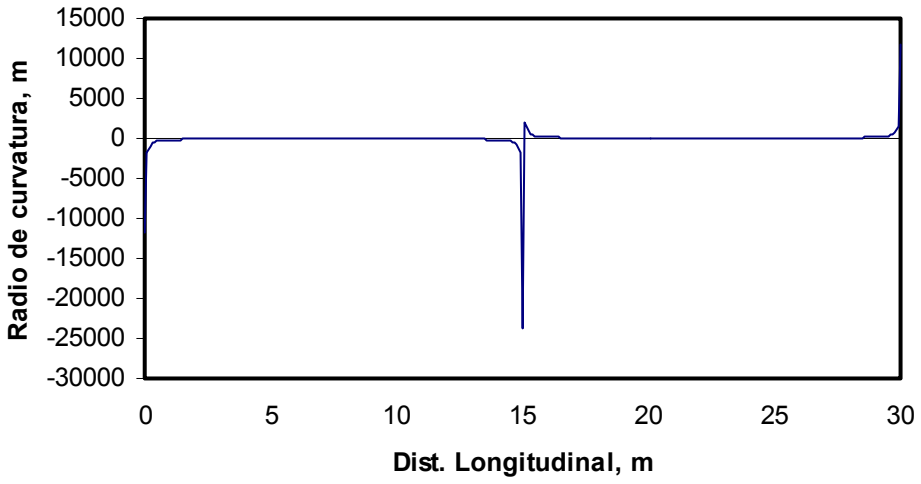

Fig 41. **Radios de curvatura instantáneos para la maniobra en eslalom descrita en la fig 40 (λ = 30 m, A = 1.9 m)**

Cálculo de la frecuencia de excitación

Asumiendo una velocidad constante de tránsito, v, igual a 20 km/h y la maniobra en eslalom descrita por la ec 19, la fig 42 muestra las aceleraciones laterales derivadas de la maniobra direccional, calculadas según las ecs 9 y 21, como una función de la distancia longitudinal, x. Mientras que la parte (a) de esta figura muestra los resultados en unidades de m/s^2, la parte (b) presenta esos resultados en términos de la aceleración de la gravedad (9.81 m/s^2), los cuales reflejan la transición entre las dos distintas curvaturas presentes en la maniobra, representadas como una aceleración cero, correspondiente a un radio de curvatura, r, infinito. Los valores de aceleración se podrían juzgar como pequeños, de tal suerte que la estabilidad lateral del vehículo no se vería comprometida.

Para calcular la frecuencia de excitación, f_e, que la maniobra descrita por la ec 19 representa para el vehículo, es necesario calcular la longitud, L, recorrida por el vehículo en un ciclo completo, cuyo conocimiento permitirá establecer el periodo, T, y luego la frecuencia $f_e = 1 / T$.

Sustituyendo en la ec 18 la expresión particular (ec 19) considerada en este ejemplo, se tiene que:

$$L = \int_0^{\lambda} \sqrt{1 + \left[\, 0.3971 \, \cos(0.209x) \,\right]^2} \, dx \qquad (22)$$

Donde λ en este caso es igual a 30 m. Esta ecuación se integra numéricamente, aplicando la regla de Simpson (Kreiszig, 1976):

$$\int_a^b f(x)dx \approx \frac{h}{3}\left(f_0 + 4f_1 + 2f_2 + \ldots + 2f_{2(n-2)} + 4f_{2(n-1)} + f_{2n}\right) \tag{23}$$

Donde n es el número de intervalos en los que se divide el segmento a a b, mientras que $h = \frac{(b-a)}{2n}$ y $f_j = f(x_j)$. Considerando n = 40, a = 0 y b = 30 m, resulta lo siguiente: h = 0.75 m, y L = 31.14 m. Con este resultado, el tiempo que lleva al vehículo recorrer esta distancia al circular a 20 km/h, es de 5.6 s. De esta forma, la frecuencia de excitación, f_e, que la maniobra descrita representa para el vehículo, es de (1/5.6) = 0.178 Hz.

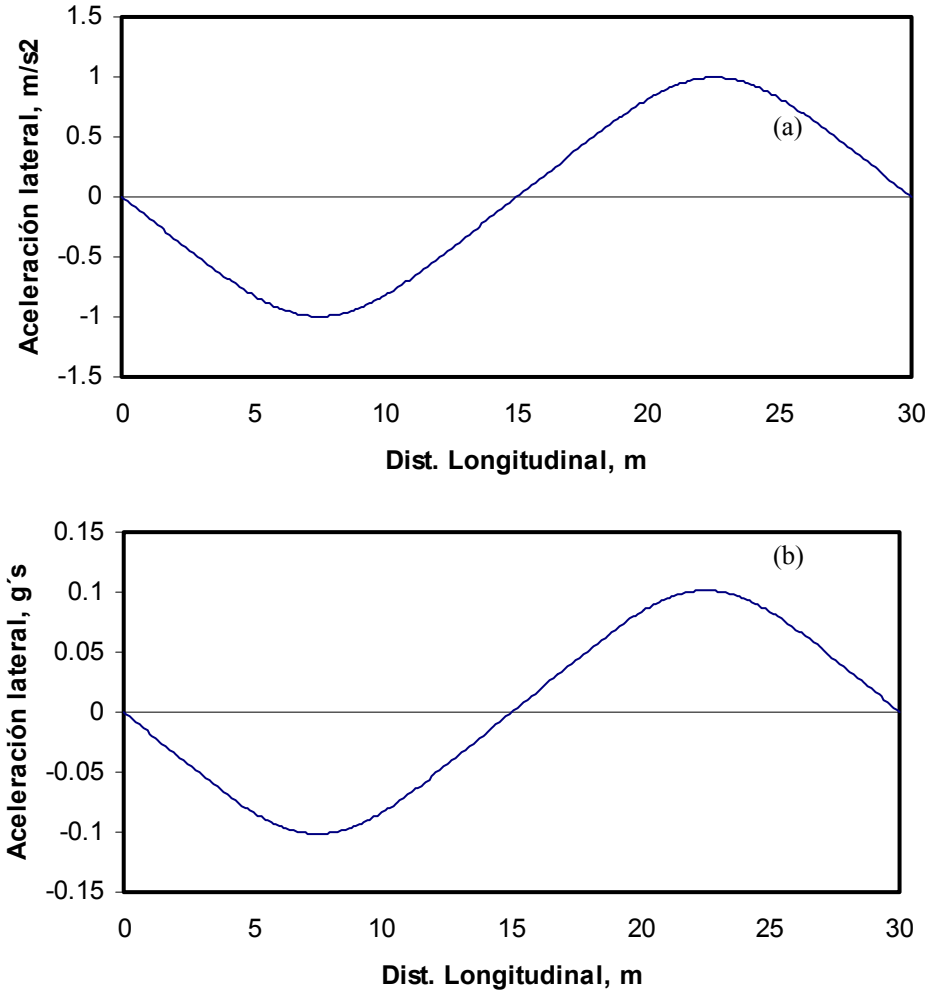

Fig 42. **Aceleraciones laterales asociadas a la maniobra de la fig 40, al efectuarla a 20 km/h, (a) en unidades de m/s^2; (b) en unidades de *g***

Para la amplitud de movimiento en eslalom considerada (A=1.9 m), la fig 43 muestra la variación de la frecuencia de excitación, f_e, como una función de la velocidad del vehículo, en términos de distintas longitudes de onda, λ. Como se puede observar en esta figura, las frecuencias de excitación son bajas, con un máximo de 0.27 Hz.

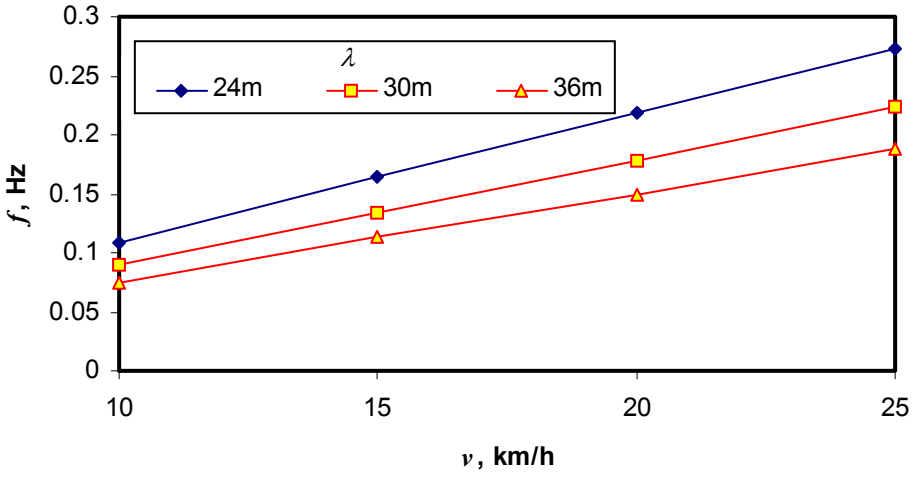

Fig 43. **Variaciones de la frecuencia de excitación en función de la velocidad, para diferentes longitudes de onda (A = 1.9 m)**

4.3 Análisis de maniobras de conducción en carretera

Se presenta la aplicación de la metodología descrita en las secciones anteriores, para el análisis de las maniobras de conducción que siguen trazos de carreteras reales. En particular, se analiza la perturbación lateral sobre el vehículo, derivada del trayecto sobre una rampa de acceso. Aunque un tramo carretero de este tipo constituye una curva en el espacio, la perturbación lateral sobre el vehículo se deriva de la curvatura del camino, por lo que se toma este trazo como una curva plana. Además, la pendiente es pequeña, de aproximadamente el 2.5% (5 m / 194 m).

El trazo carretero consiste al segmento que une al boulevard Bernardo Quintana con la Carretera a San Luis Potosí (al provenir desde el parque industrial Benito Juárez); tiene la particularidad de aproximarse estrechamente a un trazo circular, con radio de 45 m. Este dato fue obtenido de mediciones con un sistema *GPS*.

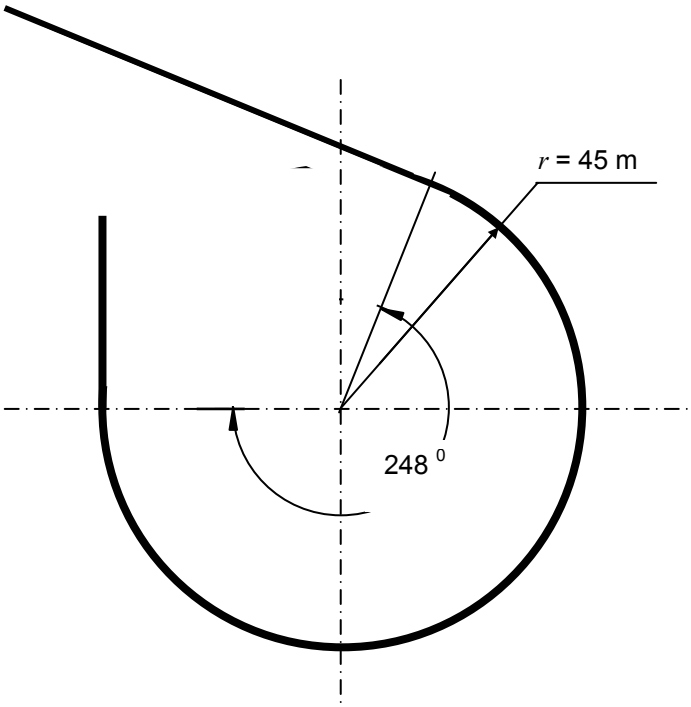

Fig 44. **Diseño geométrico de una rampa de acceso con desnivel (medida en campo con un sistema de posicionamiento global)**

La perturbación lateral sobre el vehículo corresponde a una aceleración constante, expresada por la ec 9. La fig 45 muestra las aceleraciones laterales correspondientes, como una función de la velocidad de desplazamiento del vehículo.

La perturbación direccional en cuanto a sus características de frecuencia, se obtiene mediante establecer la variación del volante de la dirección al efectuar la maniobra descrita en la fig 44. La variación en el tiempo de la posición del volante se logra a partir de la fig 46. Para fines solamente ilustrativos, en esta figura se muestra el caso de un vehículo de dos ruedas maniobrando conforme la fig 44. De esta figura se deduce que el cambio desde la posición neutral del volante hasta el ángulo que corresponde a la maniobra de radio constante, obliga al vehículo un tiempo:

$$t_v = \frac{WB}{v} \tag{24}$$

Donde WB es la distancia entre ejes.

En la fig 47 se incluyen las variaciones en el tiempo de la posición de las llantas direccionales como una función de la velocidad. Por otro lado, el tiempo, T_r, que le lleva al vehículo recorrer la rampa de la fig 44, está dado por:

$$T_r = \frac{L}{v}, \tag{25}$$

Donde:

$L = \left(\frac{248}{360}\right)(\pi D)$, siendo D = 90 m el diámetro de la curva

Los tiempos T_r se muestran en la fig 48, mientras que la 49 muestra las frecuencias de perturbación direccional correspondientes, con base en los tiempos que lleva al vehículo recorrer la rampa, al considerar a esta maniobra como causante de una perturbación cíclica.

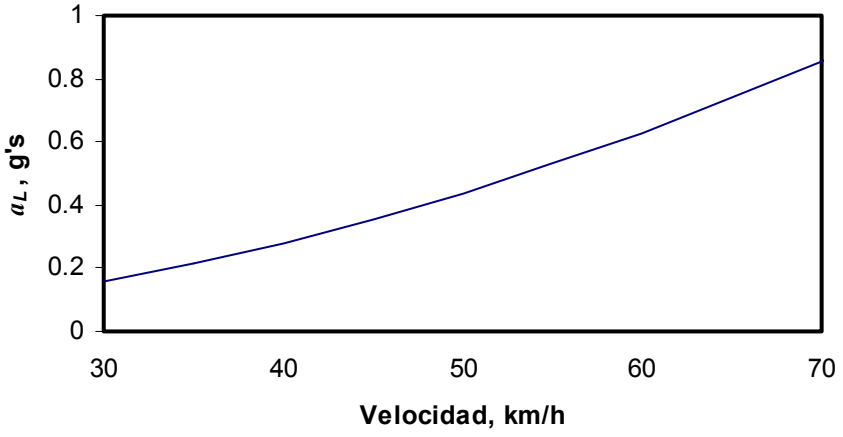

Fig 45. **Variación de la aceleración lateral de perturbación como función de la velocidad de tránsito, para la maniobra de la fig 44**

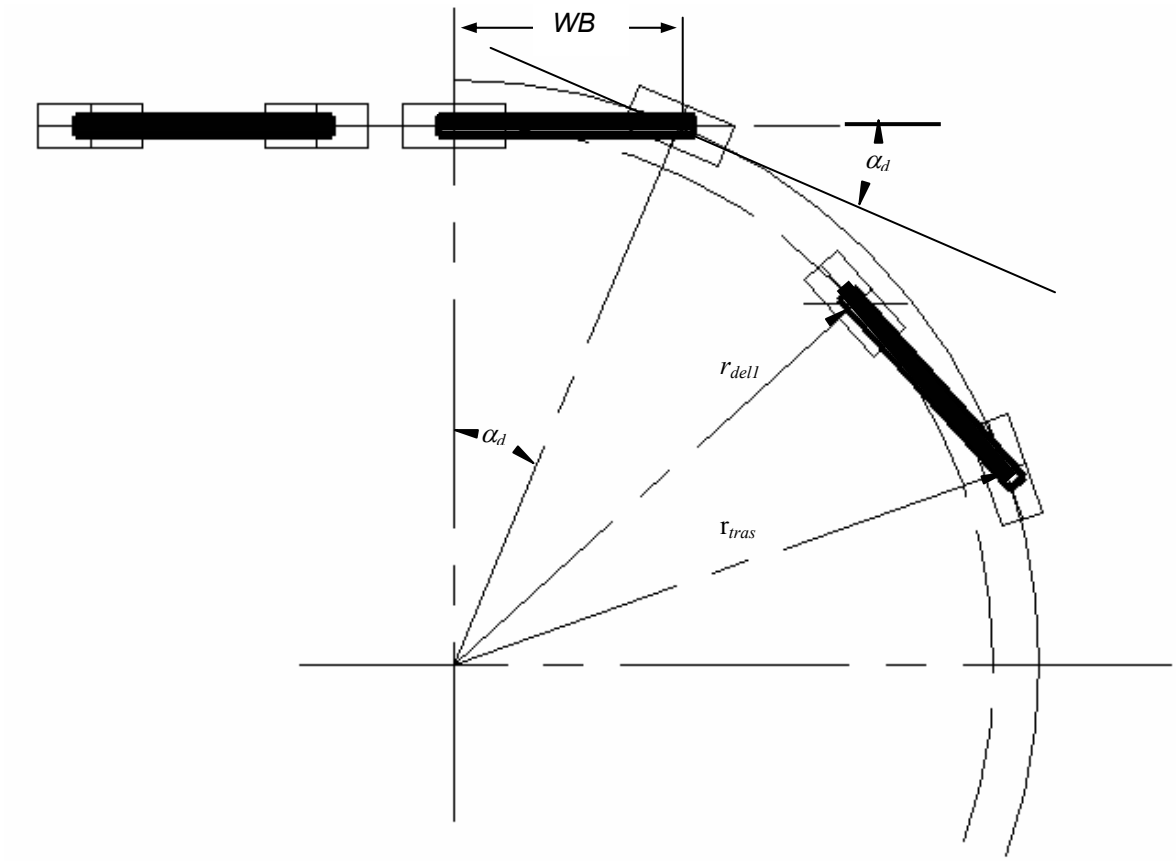

Fig 46. **Distintas posiciones del vehículo sobre la curva de la fig 44**

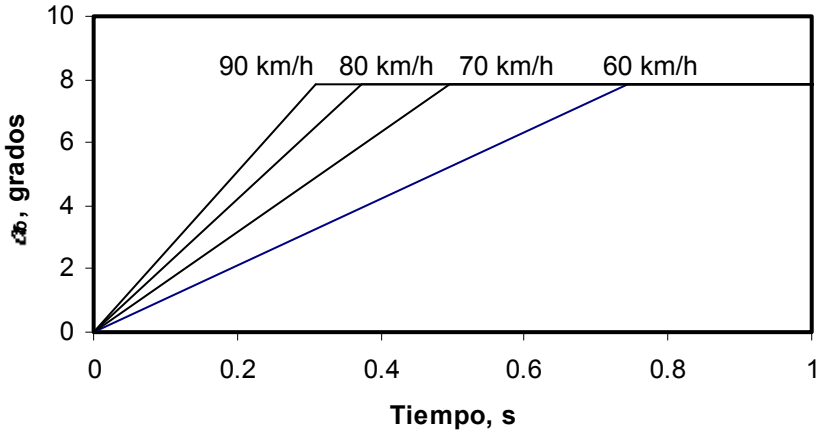

Fig 47. **Variación de la orientación de las llantas direccionales, como función de la velocidad del vehículo**

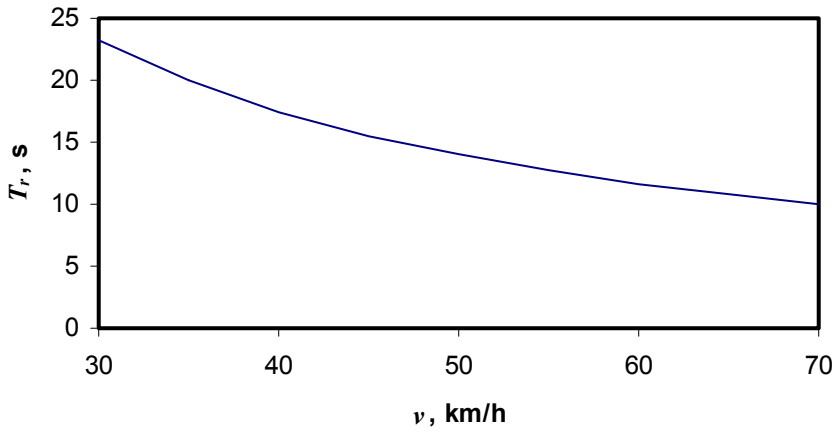

Fig 48. **Tiempos de recorrido T_r asociados a la maniobra de la fig 44**

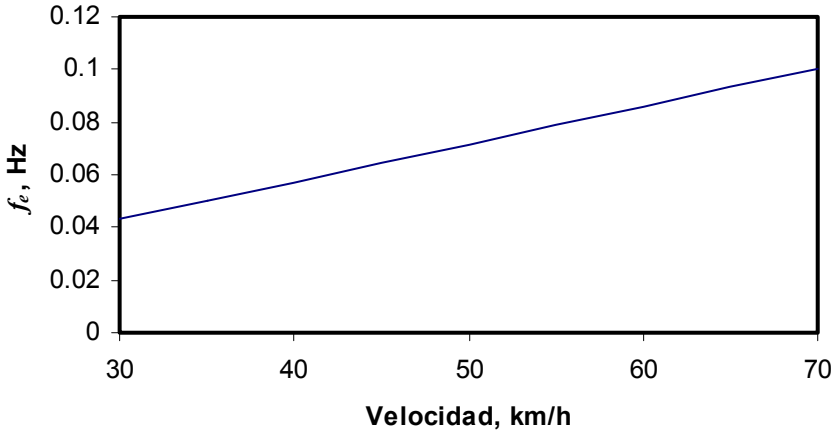

Fig 49. **Frecuencias de perturbación direccional, como función de la velocidad del vehículo**

4.4 Discusión

Se ha presentado un análisis tendiente a caracterizar las perturbaciones de aceleración lateral sobre el vehículo, como un producto de distintos tipos de maniobras direccionales, las cuales han incluido algunas operatorias de prueba en eslalom, así como maniobras normales en una rampa de acceso de una carretera real. En este análisis se emplearon los principios del cálculo para determinar los centros instantáneos de la trayectoria del vehículo, a los cuales se asociaron las aceleraciones laterales respectivas.

Es factible plantear que el procedimiento seguido podría emplearse para caracterizar las distintas geometrías de los caminos, con lo que se establecería una especie de índice de peligrosidad de la carretera en cuanto a las curvaturas asociadas, atendiendo las velocidades de diseño de tales infraestructuras. Esto, sin embargo, implica una revisión de las actuales metodologías para el diseño geométrico de las carreteras. Esta actividad no se consideró como objetivo de la presente tesis.

En particular, se vislumbra la necesidad de analizar con mayor exactitud el transitorio de conducción en el que el vehículo pasa de una trayectoria recta a una curva. Esto es importante, ya que si se busca un radio de curvatura constante, existirá un transitorio en la dirección de las llantas, la cual obligue una corrección en la propia dirección.

Capítulo 5. Análisis experimental en campo

Se presenta el desarrollo de pruebas de campo para medir la oscilación lateral de un vehículo de tipo autotanque no articulado, cargado a su nivel máximo de trabajo (98%). La selección se derivó de necesidades particulares de un proyecto que se lleva a cabo en el Instituto Mexicano del Transporte.

Se describe la metodología para las pruebas, las cuales incluyeron tanto maniobras en patio como recorridos en carretera. La ubicación del vehículo durante estas pruebas se obtuvo mediante un sistema *GPS*, como el del subcapítulo 2.4.

5.1 Matriz de pruebas

La tabla 7 presenta los factores y niveles considerados en el desarrollo de las pruebas. Los factores incluyen la condición o no de llenado al 98%, y el tipo de maniobra. Sin embargo, no se efectuaron las pruebas de eslalom en condiciones de tanque vacío. Por cuanto al número de réplicas, se tomaron tres en el caso de las maniobras en patio.

Tabla 7. **Matriz de pruebas**

Factor	***Niveles y condiciones***	
Nivel de llenado	98 % de llenado*	0 % de llenado
Tipo de maniobra	Slalom en patio	En carretera

*Condición normal de llenado

Recorrido en autopista

Incluyó la conducción durante un kilómetro en avenidas y calles de acceso a la autopista, totalizando 25 km del parque Industrial Benito Juárez a Sta. Rosa Jáuregui. Esto para cada uno de los recorridos de ida y de vuelta. El de ida se efectuó al 98 % de llenado, mientras que el de regreso se efectuó a tanque vacío.

Las maniobras en calles se efectuaron a una velocidad entre 40 y 60 km/h, y en la autopista a una velocidad entre 60 y 70 km/h.

La fig 50 muestra el tramo carretero recorrido, el cual se caracteriza por tener tramos de pendientes ligeras y curvas poco pronunciadas. Las maniobras en el desplazamiento incluyeron cambios de carril, curvas con distinto radio y grado de curvatura, teniendo diferente trazo vertical el camino.

Fig 50. **Recorrido en autopista, sobre la carretera 57 México – Laredo**

Pruebas en patio

Se efectuaron en el interior de un estacionamiento en el parque industrial Benito Juárez, y consistieron en maniobras tipo eslalom alrededor de conos instalados a dos diferentes distancias para sendos grupos de pruebas (a 15 y a 18 m). La fig 51 muestra la maniobra en patio correspondiente a una separación entre conos de 15 m. Es importante señalar que estas mediciones se consideraron por separado, de tal forma que la trayectoria total se dividió en un tramo de eslalom y en otro de curvas, posteriores al eslalom. Las maniobras sobre las trayectorias en patio se efectuaron a velocidades entre 10 y 15 km/h.

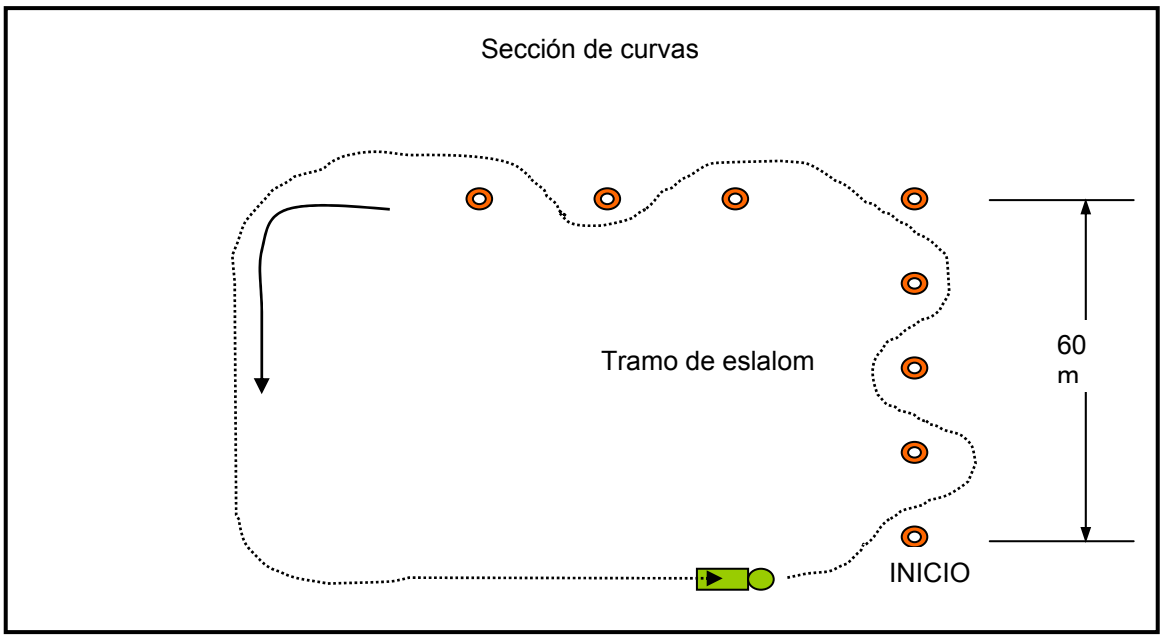

Fig 51. **Maniobras en eslalom para una separación entre conos de 15 m**

5.2 Instrumentación

Se emplearon dos sistemas de captura de información; por un lado se tuvo un equipo de captura y análisis de información (*Smartmeter,* 1990), cuyo acelerómetro se montó en la parte superior del autotanque (sobre la protección ante volcaduras), como se muestra en la fig 52, empleando para ello la base magnética del mismo transductor. La señal del acelerómetro se capturó y almacenó con el sistema *Smartmeter*, el cual puede proporcionar resultados tanto en el dominio del tiempo como en el de frecuencia (espectros de 398 frecuencias). Los registros de datos se efectuaron durante las maniobras de interés. De acuerdo con la configuración del equipo, durante cada evento de registro se tomaron 1,024 lecturas, en aproximadamente 4 s. El ancho de banda fue de 0 a 100 Hz.

La posición absoluta del vehículo se registró mediante un sistema *GPS*, lo que permitió establecer las trayectorias seguidas durante las distintas pruebas efectuadas; los registros se obtuvieron cada segundo.

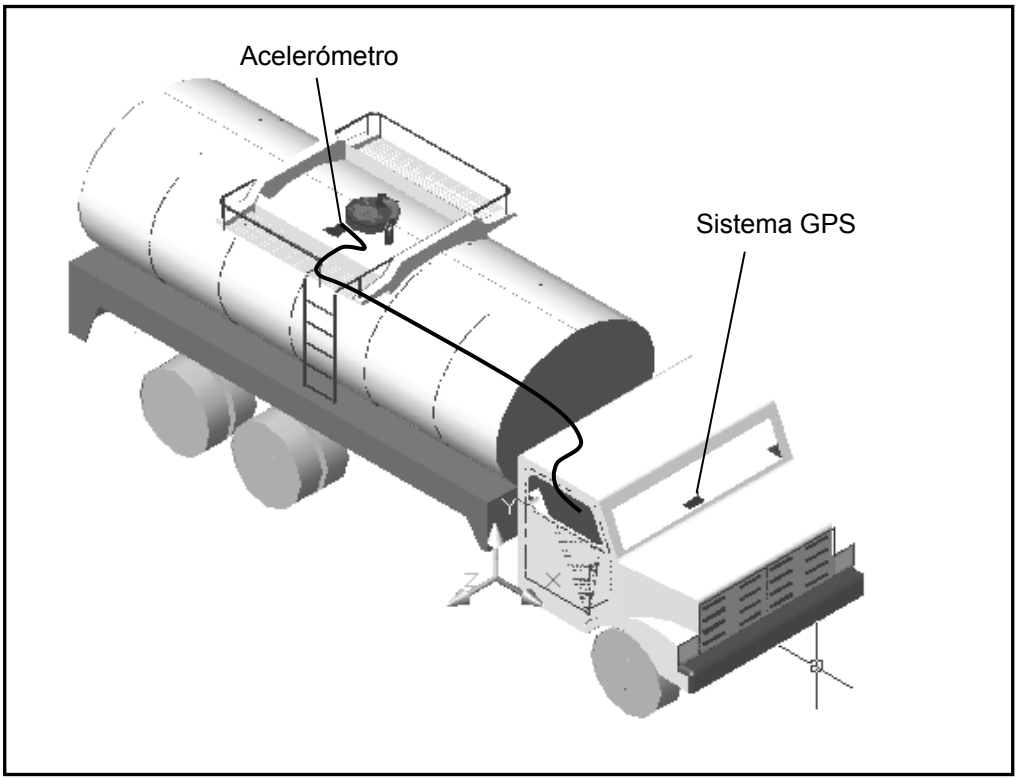

Fig 52. **Posición del acelerómetro y sistema GPS en el autotanque**

5.3 Descripción de resultados y análisis

En el caso de las pruebas de patio, solamente se obtuvieron los espectros en frecuencia, mientras que en las pruebas en autopista se registraron tanto los espectros como las respuestas en el tiempo. En esta sección se presentan ejemplos de los diagramas en el tiempo y en frecuencia, obtenidos en las distintas mediciones en el formato entregado por el equipo empleado.

Los distintos espectros de las pruebas en autopista y en patio se promediaron, con objeto de analizar el efecto global de las distintas perturbaciones aplicadas al vehículo. Los resultados promediados se analizaron en la perspectiva de asociar los distintos picos del espectro con las perturbaciones externas e internas presentes, así como las resonancias de los distintos componentes vehiculares.

Respuesta en el tiempo

Se presenta un ejemplo de las respuestas en el tiempo obtenidas durante las pruebas. La fig 53 ilustra la respuesta en el tiempo en el formato entregado por el equipo *Smartmeter*, para una de las mediciones en carretera, correspondiente a un cambio de carril en el recorrido de ida (cargado al 98%), a una velocidad de 60 km/h. Estas gráficas revelan una vibración compleja, afectada por la respuesta del vehículo a las diferentes perturbaciones a las que queda sujeto (capítulo 2), incluyendo la perturbación direccional (capítulo 4) y la respuesta del transporte al movimiento potencial del fluido en el interior y a las entradas desde el perfil irregular del pavimento.

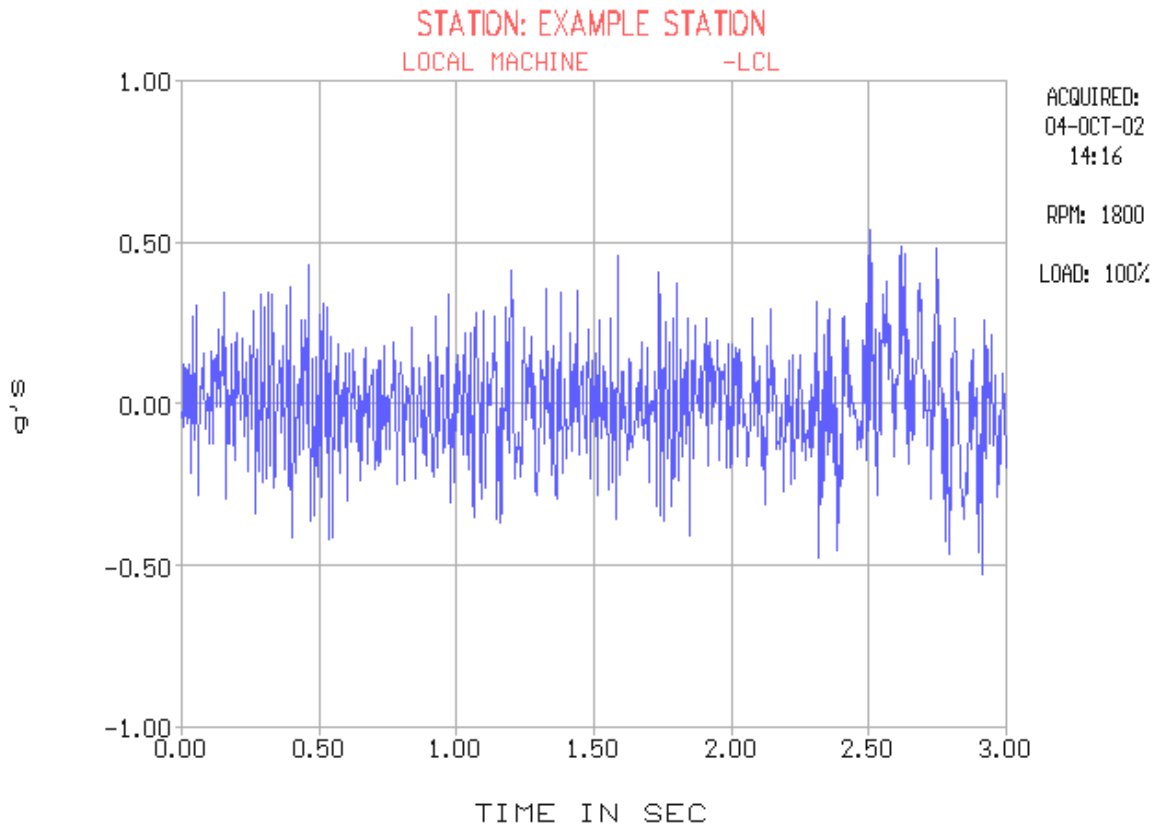

Fig 53. **Respuesta en el tiempo de la oscilación lateral del vehículo en autopista durante un cambio de carril a 60 km/h (Pantalla de *Smartmeter*)**

Respuesta en frecuencia

Se presenta un ejemplo de las respuestas en frecuencia obtenidas durante las maniobras en eslalom en patio. La fig 54 muestra el espectro de una de las maniobras en patio, consistente en el eslalom con conos separados 15 m. Los resultados revelan que de acuerdo con los resultados del capítulo 4, dicha maniobra representa perturbaciones a muy baja frecuencia, por lo que el espectro es descendente para bajas frecuencias. Estos resultados presentan distintos picos resonantes, los cuales serán analizados al promediar los espectros del conjunto total de pruebas.

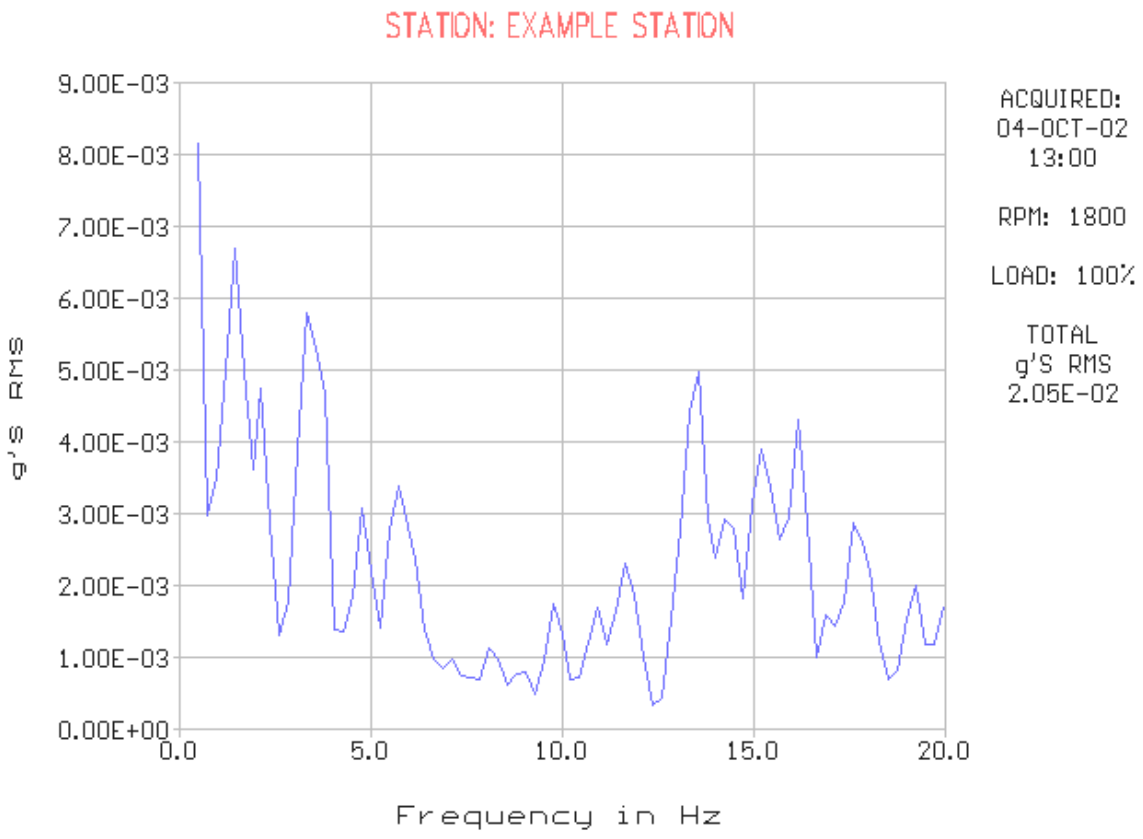

Fig 54. **Espectro para una maniobra en eslalom a 15 m (Pantalla de *Smartmeter*)**

Espectros promedio

La fig 55 muestra espectros que resultaron de promediar todos los registros en las pruebas de autopista, tanto a tanque lleno como vacío; los promedios correspondientes a las maniobras en patio se muestran en la fig 58.

Para algunos de los diferentes picos resonantes observados en dichos espectros, se proponen las siguientes explicaciones.

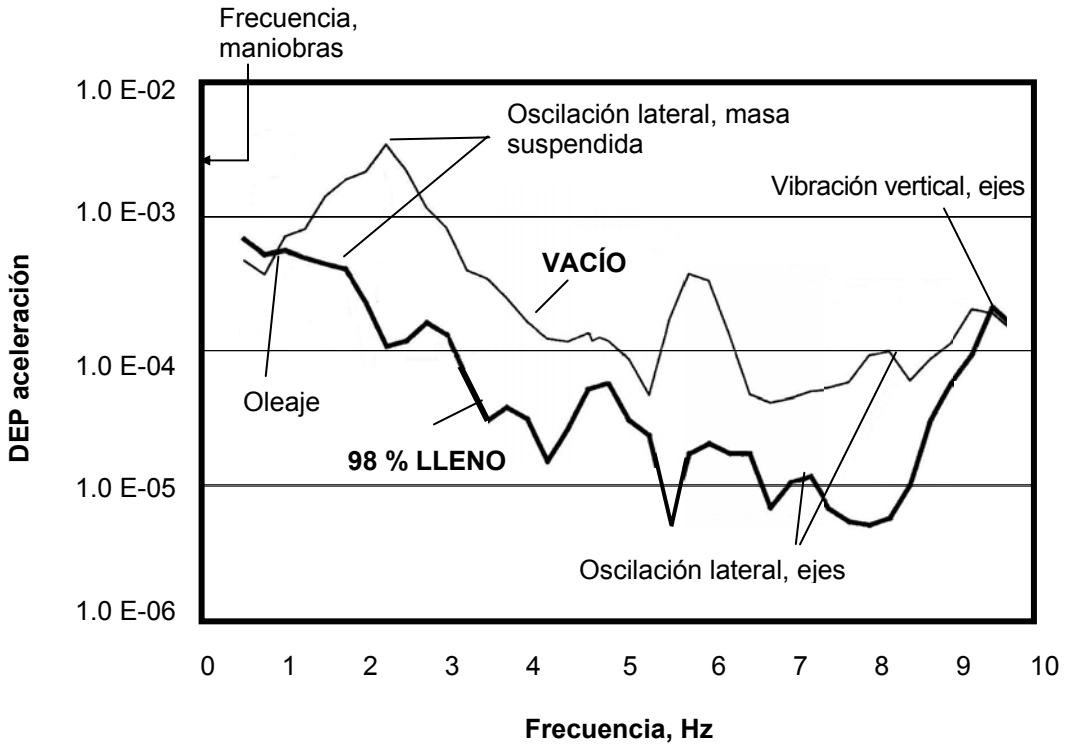

Fig 55. **Gráfica representativa de los promedios obtenidos en las mediciones para las condiciones de tanque vacío y tanque lleno, en autopista**

A) Oscilación lateral del cuerpo del vehículo sobre sus suspensiones (resonancia en oscilación lateral de la “masa suspendida”).

Esta resonancia se revela como el pico a 2.25 Hz, observado para el caso del tanque vacío (fig 55). En el caso del tanque lleno se observaría una frecuencia menor aunque no se esperaría tan diferente, ya que el momento de inercia de masa alrededor del eje de oscilación lateral no se ve afectado de manera

importante por el líquido transportado (el fluido no “gira” con el tonel del autotanque) (Winkler, et al, 1998). De esta manera, la resonancia en el caso del tanque lleno al 98%, se situaría entre 1.7 y 2 Hz. Al respecto, un cálculo aproximado para esta frecuencia natural de oscilación lateral arrojaría un valor de alrededor de los 1.73 Hz de acuerdo con el siguiente cálculo, para el diagrama ilustrado en la fig 56. De la suma de momentos respecto al centro, p, se tiene:

$$I_p \ddot{\phi} + K_T \phi = 0 \qquad (26)$$

Donde $K_T = K_{TS} + K_{TA}$, siendo K_{TS} la suma de los valores de rigidez torsional de las tres suspensiones del vehículo, y K_{TA} la suspensión auxiliar total de los tres ejes.

Tomando los siguientes valores de rigidez torsional para cada una de las suspensiones y ejes resulta:

Rigidez torsional

Eje delantero: 194,780 N m / rad (30,000 lb-pulg / grado)(Fancher, 1986)
Eje trasero: 584,340 N m / rad (90,000 lb-pulg / grado)(Fancher, 1986)

Rigidez torsional auxiliar

Eje delantero: 51,940 N m / rad (8,000 lb-pulg / grado)
Eje trasero: 64,926 N m / rad (90,000 lb-pulg / grado)

La suma de rigidez torsional total, K_T, para el vehículo resulta: 1,545,252 N m / rad.

Tomando un valor para el momento de inercia, I_p, de 13,000 kg-m^2, la frecuencia natural de oscilación lateral, $f_0 = \frac{1}{6.28}\sqrt{\frac{K_T}{I}}$, resulta de 1.73 Hz.

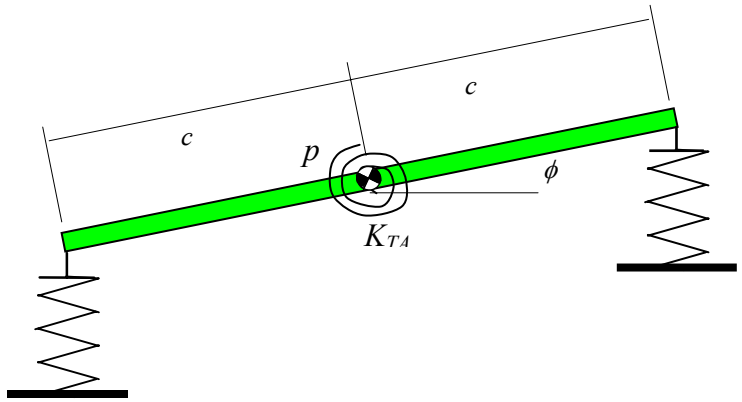

Fig 56. **Diagrama para obtener la frecuencia de oscilación natural lateral**

B) Oscilación lateral de los ejes del vehículo sobre sus llantas (resonancia de oscilación lateral de la “masa no suspendida”)

Los picos entre 7.5 y 8.5 Hz, observados en la fig 55, se asocian a la oscilación lateral de las masas de los ejes. Para justificar lo anterior, en la fig 57 se muestra un diagrama del eje.

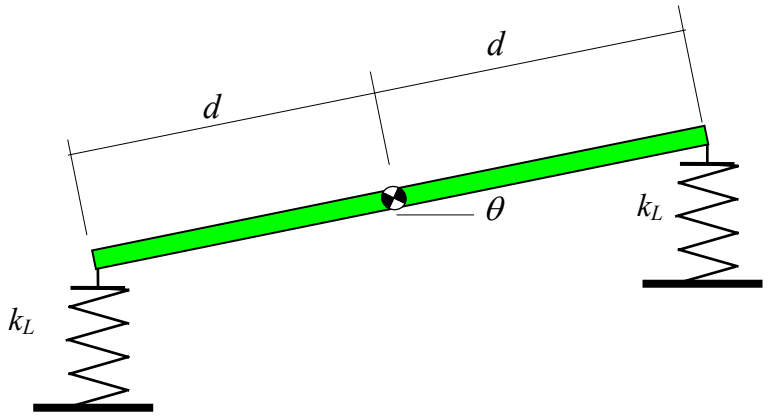

Fig 57. **Diagrama del eje de los vehículos (masa no-suspendida)**

La ecuación de movimiento para este sistema queda como:

$$I_E \ddot{\theta} + K_{TL}\theta = 0 \qquad (27)$$

Donde I_E es el momento de inercia de masa del eje alrededor de su eje longitudinal, y K_{TL} la combinación de los valores de rigidez, expresada como $2k_L d^2$.

Cada eje trasero del vehículo cuenta con cuatro llantas, en arreglos tipo dual. Tomando una rigidez para cada llanta del dual, de 804,000 N/m (Romero, et al, 2002), así como una distancia d = *0.75* m, y un momento I_E de 856 kg-m^2, la frecuencia natural de oscilación lateral del eje trasero resulta de $f_0 = \frac{1}{6.28}\sqrt{\frac{2k_L d^2}{I_E}}$ = 7.33 Hz, donde k_L corresponde a dos llantas de rigidez de 804,000 N/m.

C) Vibración vertical de las masas de los ejes

Los picos alrededor de 9 Hz se asocian a la vibración vertical de los ejes. En este caso, considerando una masa para el eje de 900 kg, la frecuencia natural de oscilación lateral de llantas duales con rigidez igual a $2k_L$ está dada por

$$f_0 = \frac{1}{6.28}\sqrt{\frac{2k_L}{m_E}} = 9.51 \text{ Hz}$$

Para sustentar estas explicaciones en el caso de los picos en esas frecuencias, se hace notar que los picos sólo aparecen en el caso de las mediciones en autopista, y no en el caso de las mediciones en patio. Esto se deriva de que las velocidades en carretera son mucho mayores (70 km/h) con respecto a las correspondientes a maniobras en patio (10-15 km/h); es decir que la vibración de los ejes se presenta al incrementarse tanto la velocidad como la rugosidad del camino, de tal suerte que dicha resonancia no se observa en el caso de las pruebas en patio (fig 58).

D) Oleaje (*sloshing*)

La resonancia por oleaje calculada está alrededor de 0.8 Hz (Apéndice A) de acuerdo con el método de propagación de ondas (Hildebrand, 2002). Este es, posiblemente, el pico que se puede observar en el tránsito en carretera a aproximadamente 0.8 Hz (fig 55), y en patio a 0.75 Hz (fig 58). El pico es más prominente en el caso de las maniobras en patio, lo cual puede deberse a las mayores velocidades de tránsito del recorrido en autopista que habrían provocado que otros picos fueran más importantes (resonancia de la oscilación lateral de los ejes). Otra indicación de que estos picos se asocian al oleaje, lo representa el hecho de que no aparecen en el espectro para el recorrido con el tanque vacío.

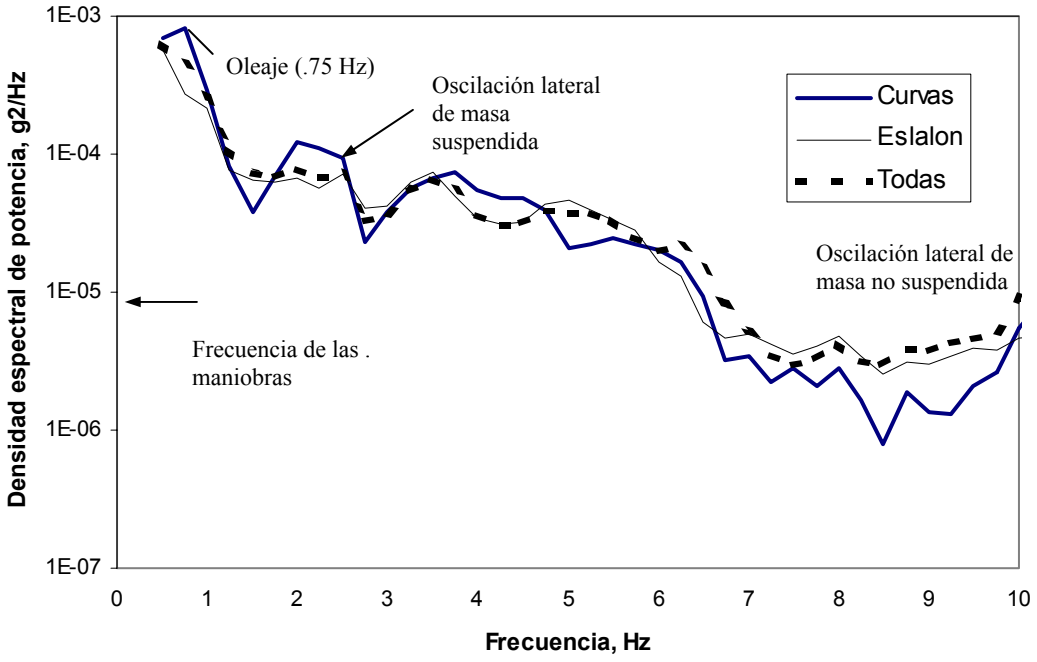

Fig 58. **Promedio de los espectros de las maniobras en patio**

E) Vibración vertical y acoplamiento dinámico.

Debido a que el acelerómetro fue montado a lo largo del eje lateral del vehículo, los componentes espectrales de las vibraciones naturales en dirección vertical (*bounce*) y longitudinal, no deberían, idealmente, encontrarse en el espectro de vibración. Tampoco deberían encontrarse componentes espectrales de la oscilación sobre el eje transversal (*pitch*), y deberían ser despreciables los componentes de la oscilación alrededor del eje vertical (*yaw*). Sin embargo, cierta cantidad de acoplamiento es inevitable, lo cual podría deberse al acelerómetro mismo o, lo que es más importante, a la existencia de cualquier asimetría en las características geométricas o de rigidez y masa del autotanque.

En el desarrollo de las pruebas se observó que el autotanque tenía la tendencia a inclinarse hacia un lado, haciendo evidente una falta de simetría en las propiedades de rigidez de la unidad. Al respecto, sin embargo, cualesquiera picos derivados de estas resonancias deberían ser menos sobresalientes que los debidos a resonancias de la oscilación lateral del vehículo (*roll*). De esta forma, los componentes espectrales asociados a resonancias distintas a las de oscilación lateral del vehículo, estarían reflejados en los picos alrededor de 3 y 6.5 Hz, en el caso del tanque lleno (fig 55).

5.4 Discusión

Se ha presentado una aproximación al análisis en campo del comportamiento dinámico de los vehículos tipo autotanque, empleando un mínimo de instrumentación. Los resultados muestran que las fuerzas de oleaje derivadas del movimiento del fluido transportado podrían manifestarse en el espectro de frecuencias de vibración del autotanque. Sin embargo, con excepción de las maniobras posteriores al eslalom (sección de curvas en la fig 51), las frecuencias de oleaje no se encontraron en los espectros del movimiento del autotanque en las maniobras de patio, lo cual pudiera atribuirse al bajo nivel de severidad de las maniobras efectuadas. Esto es, con objeto de evitar situaciones riesgosas, se limitó de manera considerable la velocidad de tránsito en las maniobras en eslalom.

Al respecto, el vehículo de prueba no fue equipado con algún dispositivo de protección para evitar su volcadura (ruedas laterales auxiliares, *outriggers*). Por otra parte, la peligrosidad del líquido transportado, resultó también un factor para limitar la velocidad en el desarrollo de las pruebas. Adicionalmente, podría considerarse que otro factor que influyó en la respuesta marginal del fluido durante las pruebas de eslalom, fue el reducido número de tales maniobras. Esto es, para lograr excitar al fluido transportado, hubiese sido conveniente de, al menos, tres o cuatro ciclos completos de maniobras tipo eslalom.

Una deficiencia del arreglo experimental empleado, atribuible a las limitaciones de tiempo para las pruebas, consistiría en la no-caracterización de los modos de vibración del autotanque. Esto dio origen a una incertidumbre por cuanto a la interpretación de los picos resonantes encontrados en los espectros. La caracterización pudiera haberse efectuado mediante un impulso de perturbación, orientado a la perturbación de cada uno de los modos de vibración del camión: vibraciones en la dirección vertical y lateral; oscilaciones alrededor de los ejes lateral, longitudinal y vertical. Tales características darían certidumbre a las mediciones efectuadas durante las distintas maniobras. Al respecto, sería necesario diseñar pruebas específicas para estas determinaciones que involucrarían equipamientos especiales.

Las pruebas en carretera proporcionaron resultados interesantes, los cuales hicieron evidente la existencia de una perturbación al vehículo, provocada por la oscilación del fluido transportado. Asimismo, los sistemas empleados para localizar la unidad durante su recorrido, proveyeron valiosa información experimental la cual pudiera emplearse para caracterizar las perturbaciones aplicadas al vehículo producto de su tránsito. Esto es, por efecto del uso de un sistema *GPS*, se cuenta con información de la velocidad de circulación y de la trayectoria seguida, lo cual permitiría obtener las aceleraciones laterales ejercidas sobre éste, así como las frecuencias de perturbación direccional.

Las pruebas de autopista respondieron a dos distintas situaciones de carga del vehículo, lo cual permitió comparaciones interesantes de los fenómenos presentes en estas situaciones. La comparación entre los espectros a vehículo lleno y vacío, proporcionó la prueba inequívoca de la existencia de una perturbación lateral sobre el vehículo, derivada de la oscilación lateral del fluido en el interior del tonel del autotanque.

Un aspecto cuya atención hubiese sido deseable en el desarrollo de las pruebas en autopista, que resultó imposible de realizar por limitaciones logísticas, se refiere a la circulación sobre los mismos cuerpos carreteros, teniendo el vehículo las dos condiciones de llenado. Esto es, el recorrido a tanque vacío se efectuó en dirección opuesta sobre la carretera, en un cuerpo de vía diferente, lo que implicó en general, un diseño geométrico del camino distinto, así como los niveles de irregularidades del pavimento (rugosidad).

Otro aspecto que hubiese sido interesante atender se refiere a la determinación de los perfiles de los pavimentos sobre los que se circuló en la autopista. La medición de los perfiles de los senderos donde circularon las llantas de los vehículos, habría provisto información acerca de la perturbación sobre el eje longitudinal del vehículo, derivada de la diferencia entre los perfiles izquierdo y derecho de los senderos interno y externo de carril donde circuló el transporte. Aunque esta perturbación es en general, de relativa alta frecuencia para el rango normal de velocidad de circulación de estos vehículos (de 3 a 20 Hz, según el capítulo 3), resultaría importante conocer la perturbación, en el contexto del análisis y discriminación del contenido espectral de la oscilación lateral del vehículo. La medición de esta perturbación, ligada al perfil del camino, podría representar una complicación mayor en el desarrollo de las pruebas al involucrar complementos instrumentales para medir el perfil del camino (usando métodos mecánicos o de ultrasonido).

Capítulo 6. Conclusiones y recomendaciones

Se han presentado algunas bases conceptuales de diversas herramientas para el análisis de la oscilación lateral de vehículos pesados, incluyendo sus fuentes de perturbación. Estas herramientas incluyen el análisis espectral de señales y la determinación de aceleraciones laterales de perturbación, aplicadas a las unidades durante maniobras de prueba y de operación normal.

También se ha hecho una revisión general de la causalidad para la oscilación lateral de los vehículos, mediante simulaciones de las respuestas dinámicas de vehículos al ser sometidos a perturbaciones derivadas de maniobras direccionales, y por las irregularidades del pavimento. De esta manera, se presentó un análisis de los contenidos espectrales de la respuesta simulada de los transportes al circular por caminos rugosos, como una función de la rugosidad del pavimento, velocidad de operación y tipo de maniobra direccional.

Otros aspectos han sido los resultados de mediciones de la respuesta dinámica de un vehículo tipo autotanque, al ser sometido a perturbaciones direccionales en patio y en carretera, empleando para ello el mínimo de instrumentación.

Las simulaciones de la respuesta dinámica de los vehículos al ser sometidos a perturbaciones desde el pavimento y direccionales, hacen evidente la disparidad entre las frecuencias de excitación derivadas de la rugosidad del pavimento y las asociadas a las maniobras direccionales. De esta manera, la respuesta lateral del vehículo se afecta sólo de manera marginal por la rugosidad del pavimento. Se observó que, a excepción del pavimento de baja rugosidad, las perturbaciones derivadas del pavimento se distribuyen a lo largo de un amplio espectro de frecuencias, incluyendo las superiores a los 20 Hz. Sin embargo, en el caso de pavimentos de baja rugosidad, los contenidos espectrales se concentraron en bajas frecuencias.

El análisis propuesto para calcular las aceleraciones laterales instantáneas de los vehículos durante su recorrido, podría ser interesante en cuanto a poder establecer una metodología que permitiese caracterizar las carreteras con base en las aceleraciones laterales que la circulación representa para los vehículos. Del análisis de trayectorias reales se infiere que los trazos geométricos de algunas carreteras corresponden a segmentos circulares, lo cual podría hacer evidente ciertas limitaciones en lo referente al uso de trazos más amigables para el conductor (curvas del tipo clotoide).

Las pruebas de campo descritas proveen la aceleración lateral en la parte superior del tanque, ante diferentes maniobras en patio y en autopista. Los

picos identificados en los espectros en frecuencia de estas mediciones, son atribuidos a las diferentes resonancias típicas de los camiones, ligadas a las masas del mismo y al oleaje del líquido transportado. Los picos asociados al oleaje del fluido resultan sólo inferiores a aquellos derivados de la oscilación lateral de los cuerpos del vehículo. De esta manera, las fuerzas derivadas del oleaje representan una fuente potencial de accidentes, al implicar considerables fuerzas laterales en los cuerpos de los vehículos.

6.1 Recomendaciones para trabajos futuros

Se recomiendan futuros trabajos de investigación, en particular mediciones de campo adicionales incorporando algunos cambios con respecto a las mediciones descritas, como se señala a continuación:

I. Análisis de señales y acelerómetros a baja frecuencia. Debido a que la resonancia por oleaje del líquido transportado en los vehículos empleados para las pruebas de campo ocurre por debajo de 1 Hz, y a que las frecuencias de las maniobras fueron aún más pequeñas (típicamente alrededor de 0.1 Hz en el eslalom), sería ventajoso emplear una banda de frecuencia de hasta al menos 0.1 Hz, y preferiblemente menor. Esto requeriría considerar tiempos de grabación mayores, de al menos 10 s, así como acelerómetros de baja frecuencia.

II. Acelerómetros adicionales. Con objeto de tener elementos auxiliares para interpretar los resultados, el empleo de acelerómetros adicionales sería importante. Un segundo acelerómetro en la dirección vertical resultaría útil para distinguir la vibración vertical de la oscilación lateral. Un tercer acelerómetro orientado lateralmente pero localizado sobre el bastidor del vehículo permitiría obtener la ganancia relativa del tanque con el bastidor.

III. Maniobras a frecuencias más elevadas. Como se indicó, las maniobras en patio representaron frecuencias de excitación en el rango de 0.1 Hz (para el eslalom), en una frecuencia asumida de oleaje de 0.8 Hz. Debido a esto, el pico por resonancia es menos prominente que si la situación fuera invertida. Esto es, la frecuencia de excitación es mucho menor que la de resonancia; probablemente, para tales niveles altos de llenado (98 %), el mayor peligro no está representado por tales maniobras, sino más bien por eventos tales como impactos contra baches u otros objetos; por ejemplo, al entrar el vehículo a una cuneta o al efectuar maniobras direccionales evasivas. Tales eventos tienen un mayor contenido espectral a altas frecuencias. A continuación se proponen variantes a las pruebas efectuadas, cuyo objeto sería perturbar más severamente al vehículo:

III.1. Eslalom a alta frecuencia. Se podría intentar una maniobra de eslalom en lazo abierto; esto es, proporcionando cierta frecuencia en el

volante de la dirección en vez de seguir una trayectoria dada. La frecuencia de la dirección podría variarse, pero debería incluir maniobras por abajo y por arriba de las frecuencias de oleaje del fluido en el tonel del autotanque. La amplitud de la maniobra, sin embargo, no necesita ser peligrosamente alta.

III.2. Vuelta repentina. Otra maniobra a alta frecuencia podría consistir en una vuelta repentina (maniobra evasiva).

III.3. Impacto lateral. Teniendo el camión estacionado y con el motor apagado, alguna fuerza de empuje lateral provocará la oscilación del fluido contenido. El decaimiento de las vibraciones puede ser grabado para establecer la frecuencia lateral de oleaje.

IV. Caracterización de la respuesta modal del vehículo.

Se considera necesario obtener las frecuencias de vibración libre del vehículo, atendiendo sus distintas resonancias. Para ello se propone un esquema de perturbación del vehículo, consistente en hacerlo circular sobre artefactos colocados sobre el pavimento, que representen perturbaciones específicas para los distintos grados de libertad del vehículo:

IV.1. Paso del vehículo sobre polines: vibración vertical. Los polines pueden estar acomodados de tal manera que todas las ruedas del camión pasen sobre ellos simultáneamente, de tal suerte que se produzca un impacto de vibración vertical. Al respecto, se requiere una simultaneidad de estos impactos con objeto de evitar vibraciones de oscilación longitudinal.

IV.2. Impacto contra polines: vibración vertical – oscilación lateral. Una variante para el arreglo de los polines puede provocar que sólo las ruedas de un lado del camión impacten los polines, pero de manera simultánea para todas las ruedas de un lado. Esto provocará un movimiento el cual será mitad vibración vertical y mitad oscilación lateral.

Aquaro, M.J., Mucino, V.H., Gautam, M, y Salem, M A, Finite Element Modeling Approach for Stability Analysis of Partially Filled Tanker Trucks, SAE paper 1999-01-3708 (1999).

Ashby, J, Ensminger, A, Razo, A, y Rivas, E, Experimental and Simulated Tanker Truck Sloshing, West Virginia University Students Summer Visiting Report, Instituto Mexicano del Transporte, 48 pp (2002).

Clark, B A, et al, Dynamics and Roll Stability of a Loaded Class 8 Tractor-livestock Semi-trailers, SAE paper 1999-01-3732 (1999).

DSP, *DSP Development*, Rev. 3 (2000).

El-Gindy, M, An Overview of Performance Measures for Heavy Commercial Vehicles in North America, *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 16, Nos. 4/5, pp. 441-463 (1995).

Elmore, C W, Heald, M A, *Physics of waves*, Dover Publications, Inc. New York (1989).

Ervin, R D, Mallikarjunarau, C, y Gillespie, T D, Future Configuration of Tank Vehicles Hauling Flammable Liquids in Michigan, Final Technical Report, The University of Michigan Highway Safety Research Institute, UM-HSRI-80-73-1, 239 pp (1980).

Fancher, P S, Ervin, R D, y Winkler, C B, A Factbook of the Mechanical Properties of the Components for Single - unit and Articulated Heavy Trucks, The University of Michigan. Transportation Research Institute.

Gillespie, T, Heavy Truck Ride, SAE paper 850001 (1995).

Higdon, A, Ohlsen, E W, Stiles, W B, Weese, J A, y Riley, W F, *Mechanics of Materials*, John Wiley and Sons, Nueva York, 753 pp (1976).

Hildebrand, R, Aspects to Consider Relating Tank-trucks Stability, Notas de trabajo, Instituto Mexicano del Transporte, Sanfandila, Qro (2002).

Kreiszig, *Mathematicas para ingeniería*, Mc. Graw Hill, México (1976).

Newland, D E, *An Introduction to Random Vibrations, Spectral and Wavelet Analysis,* Longam Scientific and Technical, John Wiley and Sons, Inc, 3ra ed, Malasya. 477 pp (1993).

Popov, G, Sankar, S, y Sankar, T S, Optimal Shape of a Rectangular Road Container, *Journal of Fluids and Structures*, Vol 7, pp 56-86 (1993)

Quiroga, C A, y Bullock, D, Travel Time Studies With Global Positioning and Geographic Information Systems: an Integrated Methodology, Pergamon Press (1998)

Raju, S Isaac, Influence of Road Roughness and Directional Maneuvers on the Dynamic Performance of Heavy Vehicles. M S Thesis. Concordia University. Department of Mechanical Engineering (1998)

Rakheja, S, Ranganathan, R, y Sankar, S, Field Testing and Validation of Directional Dynamics Model of a Tank Truck, *Internacional Journal of Vehicle Design*, Vol 13, No. 3, 1992, pp 251-275 (1992)

Romero Navarrete, J A, Ramírez Cano, O, Fortanell Romero, J M, Hildebrand, R, Caracterización exeperimental del oleaje en tanques, Reporte de Avance IMT-PEMEX-G10-03. Instituto Mexicano del Transporte, 94 pp (2002)

Romero, J A, La respuesta dinámica de un cuarto de carro y el índice internacional de rugosidad, Publicación Técnica 67, Instituto Mexicano del Transporte (1995)

Romero, J A, et al, Modelado de la interacción carga sólida – vehículo, Publicación Técnica 189, Instituto Mexicano del Transporte (2002)

Romero, J A, et al, Influencia de la rugosidad del pavimento sobre la respuesta direccional de vehículos articulados, Publicación Técnica 157, Instituto Mexicano del Transporte (2001)

Romero, J A, Consideración de la energía de deformación en el análisis del daño de pavimentos causado por vehículos pesados, Tesis Doctoral, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México (2000)

Smartmeter, *User Manual* (1990)

Stewart, *Matemáticas para estudiantes de ingeniería*, Limusa (1998)

Strandberg, L, Lateral Stability of Road Tankers, VTI Report No 138 A, Suecia, Vol 1, (1978)

Winkler, C, Bogard, S, y Zhou, J, The Dynamics of Tank-vehicle Rollover ant the Implications for Rollover-protection Devices, Final report UMTRI-98-53, The University of Michigan Transportation Research Institute (1998)

Apéndice. Cálculo de la frecuencia natural de oleaje

Se presenta el cálculo de la frecuencia natural de oscilación del fluido contenido en las pruebas de campo del capítulo 5.

La metodología para la determinar las frecuencias de oscilación de los fluidos en recipientes, se basa en los principios físicos de las ondas gravitacionales (Elmore y Helad, 1969), de acuerdo con el desarrollo de Hildebrand (2002). Con base en lo anterior, la velocidad de propagación, c, de una onda superficial en un líquido, está dada por:

$$c = 2L\,f = \left(\frac{g}{\kappa}\tanh \kappa h\right)^{1/2} \qquad \text{(A1)}$$

Donde L es la longitud libre y h la profundidad del recipiente, como se muestra en la fig A1.

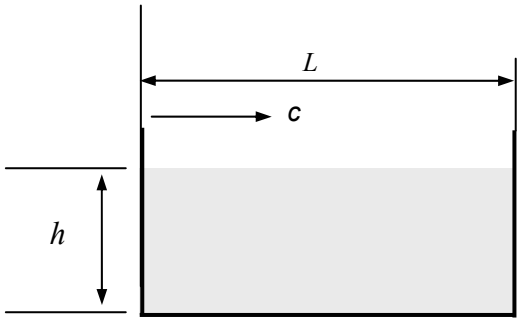

Fig A1. **Características del recipiente y el líquido para el cálculo de la frecuencia natural de oscilación**

Para el caso de recipientes de sección transversal distinta a la rectangular, en los que la altura, h, de la ecuación A1, varía como una función de la forma del recipiente, Hildebrand ideó un método consistente en asumir una altura equivalente, h_{eq}= h, obtenida del cociente del área de la sección transversal entre la longitud de la superficie libre del fluido, como se muestra en la fig A2.

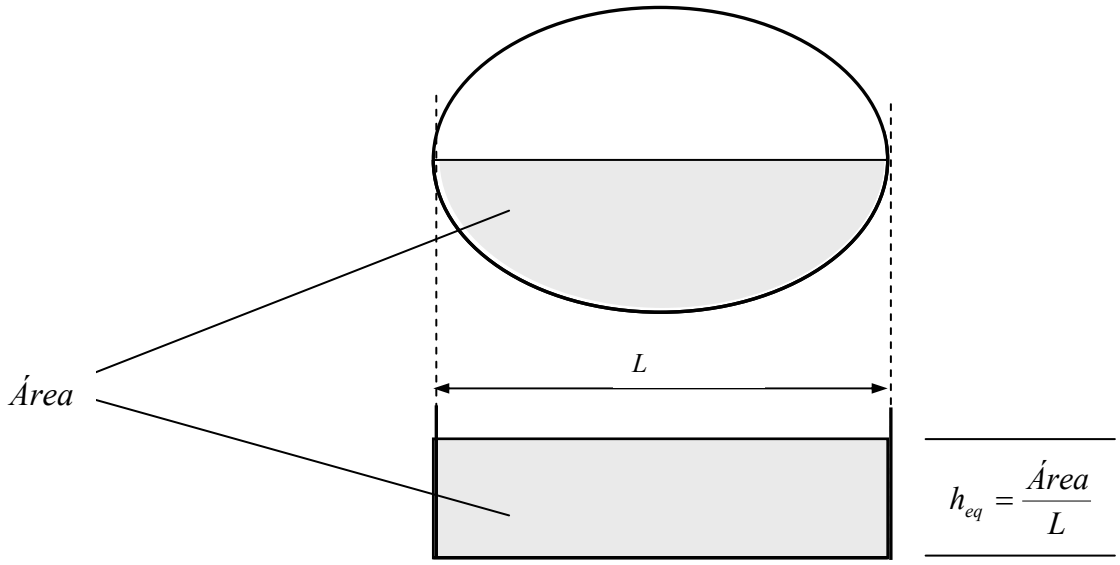

Fig A2. **Cálculo de la altura equivalente para la determinación de la frecuencia natural de oscilación de un fluido contenido**

Aplicación relativa a las pruebas de campo

Para el nivel de llenado considerado en las pruebas de campo del capítulo 5, la fig A3 muestra el nivel de llenado, y las dimensiones a ser empleadas para la determinación de una h_{eq}= h, y la correspondiente frecuencia natural de oscilación.

Tomando el área de la sección transversal, la altura equivalente resulta:

$$h_{eq} = \frac{Área}{L} = 2.31 \text{ m}$$

Al sustituir estos resultados en la ec A1, resulta que f = 0.78 Hz.

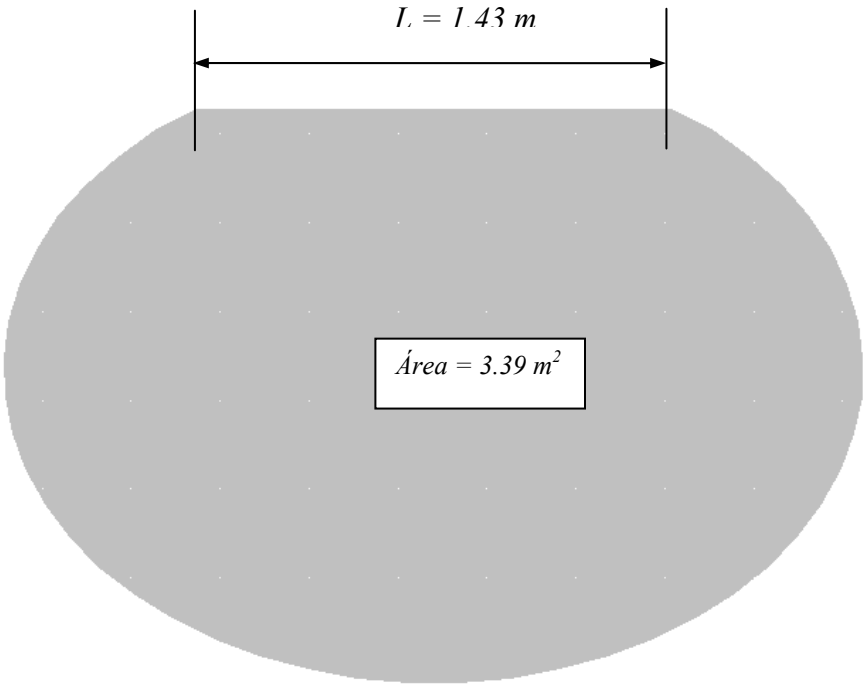

Fig A3. **Sección transversal del tonel del autotanque ensayado en campo**

CIUDAD DE MEXICO

Av. Patriotismo 683
Col. Mixcoac
03730, México, D. F.
Tel (55) 56 15 35 75
55 98 52 18
Fax (55) 55 98 64 57

SANFANDILA

Km. 12+000, Carretera
Querétaro-Galindo
76700, Sanfandila, Qro.
Tel (442) 2 16 97 77
2 16 96 46
Fax (442) 2 16 96 71

Internet: http://www.imt.mx
publicaciones@imt.mx