

ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE VEHÍCULOS COMBINADOS UTILIZADOS PARA LA TRANSPORTACIÓN DE CAÑA DE AZÚCAR POR CARRETERAS.

DYNAMIC PERFORMANCE ANALYSIS OF ROAD COMBINED VEHICLE FOR SUGAR CANE TRANSPORTATION

Dr. Juan Carlos Horta Gutiérrez *; Dr. Antônio Carlos Canale **.

*Universidad Federal de Minas Gerais, Brasil.

** Universidad de São Paulo, Escuela de Ingeniería de São Carlos, Brasil.

RESUMEN

Análisis del comportamiento dinámico de vehículos combinados utilizados para la transportación de cargas por carretera en la industria azucarera. El estudio evalúa el comportamiento direccional que puede ser esperado en función de la carga, del momento de inercia y de la posición del centro de gravedad del conjunto semi-remolque – carga. Se consideran aquí las especificidades de la caña de azúcar como carga que puede variar su posición durante la transportación. Los cambios principales de las características dinámicas con las variables que caracterizan la carga son mostradas partiendo de los movimientos característicos y los factores de amortiguación del movimiento del vehículo durante trayectorias curva y recta. Es modelado un vehículo articulado del tipo camión-tractor con semi-remolque aceptándose varias simplificaciones e hipótesis. Los resultados indican que se presentan variaciones significativas en la respuesta dinámica de los vehículos y que son necesarios cuidados máximos con relación a las condiciones del cargamento debido a su alta variabilidad y a su gran influencia en el uso seguro y eficiente de este tipo de vehículos en las carreteras.

PALABRAS CLAVES: Vehículo combinado, camión-tractor y semi-remolque, dinámica vehicular, estabilidad direccional.

ABSTRACT

Analysis of the dynamic behaviour of road combined vehicles for sugar cane transportation. The study is about the directional stability of the type commercial combined truck semi-trailer as a function of load, of moment of inertia and of the position of the centre of gravity of set semi-trailer - load. The curves are obtained that represent the characteristic movements and the ratio of damping for these movements during curved and straight trajectories, showing the main variations of dynamic characteristics with these variables. An articulated vehicle is modelling with acceptance of several simplifications and hypothesis, analysing a performance of vehicle and observing significant variations on dynamic response. Results show the necessity of that the users take a maximum care in relation with load conditions due to their high variability and their great influence on safety and use of these type road vehicles.

KEY WORDS: Articulated vehicles, tractor semi-trailer, vehicle dynamics, directional stability.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad son cada vez más utilizados los vehículos articulados pesados para el transporte de caña de azúcar, del campo hasta los centrales, por carreteras asfaltadas. Esto se debe a la necesidad de aumentar la eficiencia de la transportación y disminuir los costos.

Estos vehículos pueden ser formados por un, dos o más semi-remolques. Cuanto mayor el número de unidades vehiculares remolcadas menores serán los valores de velocidades de movimiento seguras, ya que estos vehículos presentan algunos movimientos característicos que pueden llevar a la pérdida del control direccional del vehículo con el aumento de la velocidad de movimiento y a la posibilidad de ocurrir accidentes.

Ejemplos de esos movimientos característicos son el coleo del semi-remolque y el acodillado del camión tractor y el semi-remolque, que en casos extremos puede llevar el vehículo a la invasión de sendas vecinas o hasta al vuelco, o sea, a la pérdida parcial o total del control del movimiento, como está representado en la Figura 1. En estos movimientos influyen factores como son la carga transportada, el momento de inercia de la unidad vehicular cargada, el tipo y distribución de la carga en el camión, la posición del centro de gravedad de la carga, etc. [1]. Las características anteriormente mencionadas pueden mantenerse bajo control por parte del usuario del vehículo siempre que sean realizados estudios previos que permitan determinar las condiciones de cargamento y operación menos seguras para que puedan ser evitadas, posibilitando así el uso más racional y seguro del vehículo y el aumento de la seguridad del tránsito en las vías.

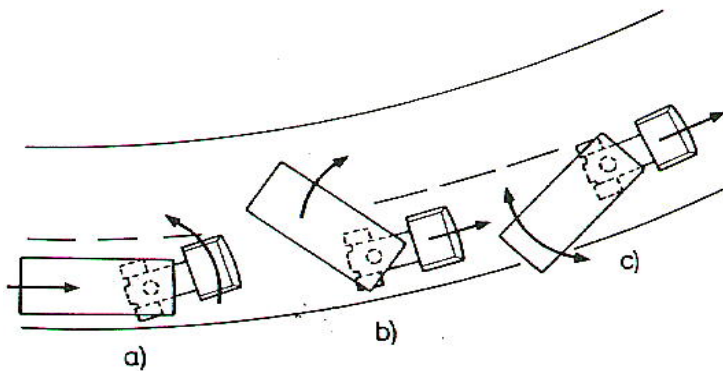


Figura 1. Movimientos característicos inestables de los vehículos articulados pesados.

Para el caso de la transportación de caña de azúcar estos problemas pueden agravarse debido a que es una carga móvil y a que no siempre las cargas en el vehículo son colocadas en una posición correcta. A veces también porque durante la transportación de las cargas, estas pueden, eventualmente, cambiar su posición y distribución sobre el vehículo. Por eso son necesarios estudios que permitan prever las peores condiciones de carga, que son las que pueden llevar al vehículo a tener bajos márgenes de seguridad dinámica. También para determinar los valores máximos de la velocidad de movimiento del vehículo a partir de los cuales pueden presentarse problemas de estabilidad direccional o pérdida de control del vehículo. El objetivo es entonces determinar las condiciones de peor comportamiento dinámico y menor margen de seguridad para que puedan ser evitadas por los usuarios de los vehículos.

METODOLOGIA PARA EL ANALISIS DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO

El estudio es realizado teóricamente a partir del modelo matemático de un vehículo combinado tipo camión-tractor semi-remolque que presenta tres grados de libertad: deslizamiento lateral del camión-tractor, giro ("yaw") del camión-tractor y ángulo de giro ($\ddot{y}aw$) del semi-remolque, siendo obtenidas las ecuaciones del movimiento del vehículo en las direcciones correspondientes a dichos grados de libertad. Varias simplificaciones e hipótesis son adoptadas para hacer viable el análisis, como por ejemplo las consideraciones de masa constante, cuerpo rígido y la hipótesis de las pequeñas

perturbaciones que permite la linealidad de las ecuaciones [2]. También es restringido el sistema de dirección a una posición fija y se omiten los movimientos de balanceo lateral (“roll”) del camión-tractor y del semi-remolque. El movimiento del vehículo es asumido en la condición inicial de movimiento curvilíneo o rectilíneo en régimen permanente.

La carga estática sobre cada eje es calculada a partir de la condición de equilibrio para el camión-tractor y para el semi-remolque. También es determinada la variación de la carga vertical sobre los neumáticos durante la realización de una curva debido a la acción de la fuerza centrífuga.

El cálculo del coeficiente de rigidez lateral (“cornering stiffness”) de los neumáticos es hecho a través de las ecuaciones semi-empíricas obtenidas por Smiley y Horne [3] y modificadas por Jindra [4]. El coeficiente de rigidez lateral es influenciado grandemente por la condición del cargamento vertical y por otros parámetros de diseño del neumático como son el diámetro del neumático no flexionado, el ancho máximo de la banda de rodamiento del neumático no flexionado y la presión del aire en el interior del neumático [5], [6]. La fuerza lateral (F_{ψ}) transmitida del pavimento al neumático puede entonces ser calculada:

$$F_{\psi} = N\psi \tag{1}$$

Donde $F_{\psi} \leq \mu fP$, siendo que N es el coeficiente de rigidez lateral del neumático, P es la carga vertical sobre el neumático, ψ es el ángulo de deslizamiento del neumático, y μf es el coeficiente de adherencia efectivo entre el pavimento y el neumático.

La consideración analítica de la estabilidad direccional de la combinación vehicular consiste en el cálculo y evaluación de las raíces del polinomio característico, que es obtenido a través de la solución complementaria de las ecuaciones de movimiento. Así, son calculados los coeficientes del polinomio característico de cuarto orden (K_4, K_3, K_2, K_1, K_0), dados en la siguiente ecuación:

$$K_4(V\lambda)^4 + K_3(V\lambda)^3 + K_2(V\lambda)^2 + K_1(V\lambda) + K_0 = 0 \tag{2}$$

Con ayuda de un programa computacional es realizado el cálculo de los cuatro valores de las raíces del polinomio (λ), lo que determina el carácter de la solución final [7]. Desde que todos los coeficientes del polinomio característico sean números reales, las raíces (λ) pueden ser valores reales o resultar en pares complejos con valores real e imaginario al mismo tiempo. La condición para considerar al vehículo como dinámicamente estable será aquella cuando las raíces reales sean negativas o cuando el par complejo tenga la parte real negativa. Una raíz real positiva va a significar una respuesta del vehículo exponencialmente divergente ante una determinada perturbación externa (fuerzas externas transitorias, racha de viento, irregularidades del pavimento, etc.); una raíz compleja con parte real positiva significará una respuesta oscilatoria no amortiguada.

También son calculados los factores de amortiguación y la frecuencia amortiguada correspondientes a cada movimiento característico del vehículo. Como la parte real de las raíces del polinomio representa el factor de amortiguación asociado con la atenuación de la amplitud (ξ), y la parte imaginaria es la frecuencia amortiguada de la oscilación (η), podemos hallar los factores de amortiguamiento de acuerdo con la siguiente ecuación.

$$\zeta = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\eta}{\xi}\right)^2}} \tag{3}$$

Características del vehículo en estudio.

Para el estudio fue seleccionado un conjunto camión-tractor con semi-remolque con las siguientes características:

Camión-tractor:

Número de ejes.....2

Número de ruedas por eje trasero.....	4
Distancia entre ejes.....	4,60 m
Ancho del vehículo.....	1,80 m
Distancia entre el eje frontal y el centro de gravedad.....	1,93 m
Distancia entre el eje trasero y el centro de gravedad.....	2,67 m
Altura del centro de gravedad.....	0,95 m
Distancia entre la quinta rueda y el eje trasero.....	0,66 m
Distancia entre la quinta rueda y el centro de gravedad.....	2,01 m
Peso vacío.....	73771N
Peso bruto total.....	56960 N
Momento de inercia (“yaw”).....	24983 N-m-s ²
Radio dinámico de las ruedas.....	0,55 m
Semi-remolque:	
Número de ejes.....	3
Número de ruedas por eje trasero.....	4
Distancia entre ejes.....	1,25 m
Ancho del vehículo.....	2,00 m
Altura del centro de gravedad.....	1,40 m
Distancia entre la quinta rueda y el centro de gravedad.....	6,133 m
Distancia entre el segundo eje y el centro de gravedad.....	0,867 m
Peso vacío.....	71368 N
Peso bruto total.....	333344 N
Momento de inercia (“yaw”).....	196648 N-m-s ²
Radio dinámico de las ruedas	0,55 m

Procedimiento para el análisis de las condiciones de carga.

Siendo conocidos los valores del peso y del momento de inercia para el conjunto totalmente cargado y para el conjunto con el semi-remolque vacío (SR vacío), son determinados los valores de estas variables para las condiciones de cargamento (peso (P)) correspondientes a 0; 25; 50; 75 y 100 % de la capacidad de carga total del semi-remolque. Las raíces del polinomio característico son entonces calculadas para el movimiento del vehículo durante la realización de una curva de radio (R) igual a 152 metros, aumentándose la velocidad del movimiento hasta 240 km/h. También la simulación es hecha para el movimiento en dirección recta.

Partiendo de la determinación de la posición del centro de gravedad (c.g.) del vehículo articulado [8] y siguiendo método descrito por [9], son determinadas cinco posiciones del c.g. longitudinal cuya proyección sobre el pavimento está dentro del polígono definido por el contacto de los neumáticos con el pavimento y por la proyección de la quinta rueda sobre el pavimento, lo que garantiza el equilibrio estático del vehículo. Estas posiciones son estaciones de carga o puntos que pueden coincidir con el centro de gravedad de cargas parciales colocadas en el semi-remolque en estas posiciones como puede verse en la literatura [10], [11], [8].

En la Figura 2 son mostradas las posiciones del c.g. más extremas (Pos. 1 y Pos. 2) que fueron determinadas para este semi-remolque; las tres posiciones restantes son posiciones intermedias. Para cada una de estas estaciones se calculan las raíces del polinomio característico para las mismas condiciones de movimiento que fueron explicadas anteriormente.

Por último, a través de cambios sistemáticos en el peso (P. 0%, P. 25 %, P. 50%, P. 75 %, y P. 100 %) y en el momento de inercia de giro (yaw), es investigada la influencia de estos dos factores en el comportamiento dinámico lateral y direccional de la combinación articulada compuesta por las dos unidades vehiculares en estudio.

En la Figura 2 la posición del centro de gravedad llamada de posición cero (Pos. 0) corresponde a la posición del c. g. del semi-remolque en el plano longitudinal en la condición de semi-remolque vacío (SR vacío) y que será aquí asumida también como la posición del c.g. para carga (peso) total (P. 100%) en ese mismo plano.

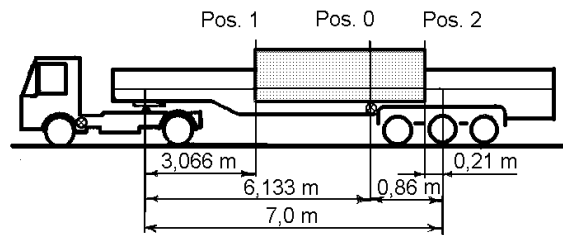


Figura 2. Posiciones principales del centro de gravedad de las cargas parciales asumidas para el estudio de la estabilidad dinámica direccional.

Análisis de los resultados obtenidos con el modelo y metodología adoptados.

Los resultados más significativos obtenidos durante el estudio son mostrados en las Figuras a continuación.

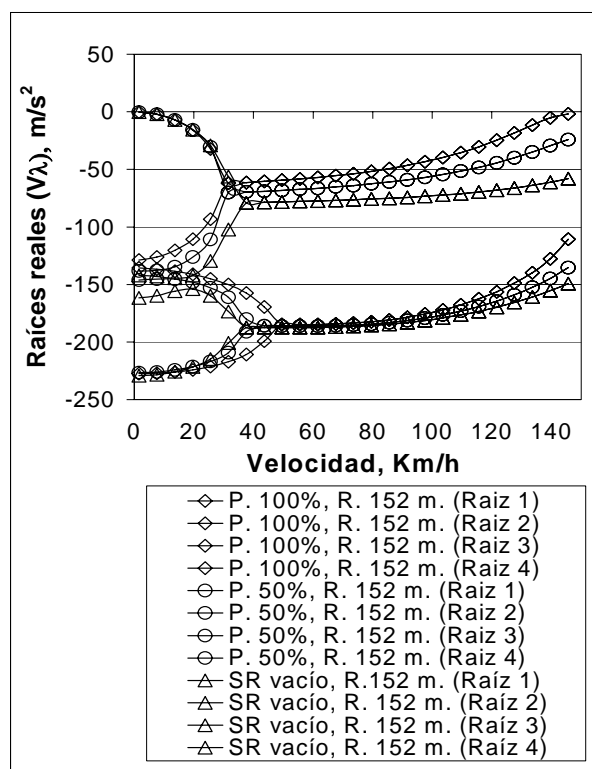


Figura 3. Raíces reales para diferentes cargamentos del semi-remolque durante la realización de una curva de radio (R) 152 m.

En la Figura 3 puede ser observado que el aumento de la carga y del momento de inercia del semi-remolque ocasiona la disminución del valor de la velocidad a partir de la cual el movimiento del vehículo se torna inestable. Así, para el caso del vehículo totalmente cargado vemos que, hasta una velocidad de 35 km/h (raíces reales negativas) la respuesta del vehículo es exponencialmente convergente; de aquí, y hasta 45 km/h es una suma de dos movimientos exponenciales y uno oscilatorio (dos raíces formando un par complejo), todos convergentes (dos raíces reales negativas y la parte real del par complejo también negativa); de 45 km/h y hasta 145 km/h (de acuerdo con los resultados teóricos mostrados en el gráfico) es la suma de dos movimientos oscilatorios convergentes (cuatro raíces formando dos pares complejos con la parte real negativa), hasta que a partir de ese valor, la parte real de un par complejo se torna positiva y el vehículo tendrá entonces una respuesta con un movimiento exponencial divergente y la posibilidad de pérdida de la estabilidad. En este caso, en que el vehículo realiza una curva de radio igual a 152 m, el vehículo realmente va a volcarse antes (a 90 km/h aproximadamente, tomándose como valor de velocidad de vuelco el valor a partir del cual los neumáticos del lado interno de la curva se separan del pavimento).

Del mismo modo, análisis semejantes pueden ser hechos para condiciones de cargamento parcial y para el semi-remolque vacío, observándose la tendencia al mejoramiento del desempeño con la disminución del peso y del momento de inercia correspondiente.

Los resultados producidos por la variación de la posición del c.g. en el plano longitudinal pueden ser observados en la Figura 4. Aquí aparecen solamente las raíces número 4 del polinomio característico (una de las dos raíces asociadas a los movimientos de respuesta del semi-remolque) porque ellas se tornan negativas primero que las otras. En esta Figura son mostrados los resultados del estudio hecho considerando la variación de la posición del c.g. de una carga parcial que corresponde al 75% de la carga total que puede cargar el semi-remolque, y con el vehículo realizando una curva de radio (R) de 152 m. y en movimiento recto.

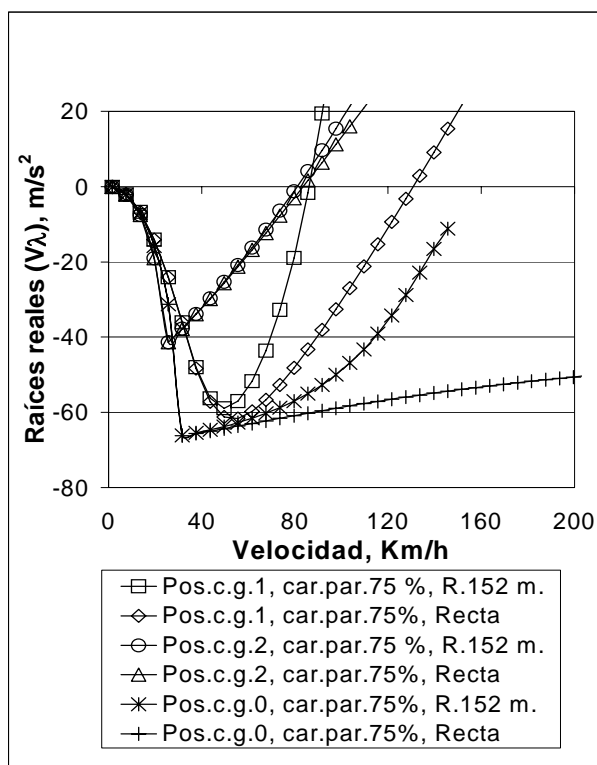


Figura 4. Raíces reales para diferentes posiciones del c.g. en el plano longitudinal de una carga parcial equivalente al 75 % del cargamento total y para el movimiento del vehículo realizando una curva (con radio (R) igual a 152 m) y en la recta.

Los resultados muestran que una posición del c.g. adelantada (Pos. 1 por ejemplo) perjudica el comportamiento del vehículo en la curva que, en este caso, va a perder la estabilidad a una velocidad de 87 km/h aproximadamente (cerca del valor de la velocidad de vuelco), mientras que con el c.g. en la posición “0” (Pos.0), el vehículo se volcará antes de alcanzar el valor de la velocidad crítica (valor de velocidad de pérdida de la estabilidad). Esta notable diferencia es observada también para el caso del movimiento en la recta donde la velocidad crítica para la posición del c.g. “1” es de 130 km/h aproximadamente, velocidad esta que es frecuentemente alcanzada en las carreteras modernas. Para la posición “0” no se observan valores positivos de la parte real del par complejo en la recta.

Para posiciones del c.g. situadas atrás de la posición “cero” (Pos. 2 por ejemplo), el comportamiento del vehículo se afecta aun más, lo que es evidenciado por el menor valor de la velocidad crítica para el movimiento con radio de 152 m, que es aquí de 80 km/h. Sin embargo, la afectación es mayor para el movimiento recto, donde la velocidad crítica (83 km/h) es casi la misma que para el movimiento realizando la curva de radio 152 m. Esto es significativo porque la pérdida de estabilidad ocurre a velocidades que están dentro de los límites permitidos y frecuentes durante el uso del vehículo, lo que aumenta la probabilidad de accidentes ante cualquier perturbación externa.

En relación con los factores de amortiguamiento correspondientes a los movimientos del vehículo descritos anteriormente, se tiene que para la posición del c.g. adelantada (Pos. 1) el factor de

amortiguamiento correspondiente a la raíz 4 es supercrítico (mayor que uno) tanto en la curva como en la recta debido al hecho de la raíz 4 tener solamente parte real. Esto significa que el vehículo va a tener una respuesta, ante una perturbación externa, siempre de tipo exponencial, que será divergente a partir del valor de la velocidad crítica. Para las posiciones del c.g. “0” y “2” la raíz 4, en el intervalo entre 20 km/h aproximadamente y hasta el valor de velocidad crítica, forma un par complejo con la raíz 3, siendo que la respuesta del vehículo ante perturbaciones externas será de tipo oscilatoria convergente, pero con factores de amortiguamiento que pueden ser bajos (menores que 0,5) en el intervalo de velocidades anteriormente indicados. A partir de la velocidad crítica para la posición “0” del c.g. tendremos respuesta exponencialmente divergente, y para la posición “2” respuesta oscilatoria y divergente.

En realidad, en cada una de estas situaciones la respuesta del vehículo también es influenciada por las otras dos raíces (raíces 1 y 2, asociadas con los movimientos de respuesta del camión-tractor), siendo la respuesta final una suma o combinación de cuatro movimientos (correspondientes a cada una de las 4 raíces) de acuerdo con el principio de la superposición lineal.

Como ejemplo se muestran en la Figura 5 los factores de amortiguamiento para las raíces 3 de las diferentes posiciones del c.g. indicadas antes. En la Figura 5 se evidencia nuevamente el hecho de que, para una posición del c.g. atrás de la posición “0”, el comportamiento dinámico del vehículo es muy afectado, llegando los factores de amortiguación a ser iguales a cero en las velocidades de pérdida de la estabilidad, hasta para el caso de movimiento recto. También se puede observar que para la posición adelantada del c.g. (Pos. 1) los valores del factor de amortiguamiento llegan a ser mas bajos que los valores preferibles (entre 0,6 y 0,8), lo que significa que para esta posición del c.g. los movimientos de respuesta combinados no van a ofrecer un buen margen de seguridad al vehículo, el cual, a pesar de ser estable, va a demorar mas de lo deseado para alcanzar la condición inicial antes de la perturbación. Aquí debe quedar claro que los valores del factor de amortiguamiento que en la figura aparecen como siendo iguales a uno, realmente son iguales o mayores que uno, pero no son mostrados en la figura por no ser de nuestro interés esos valores para el caso de este estudio.

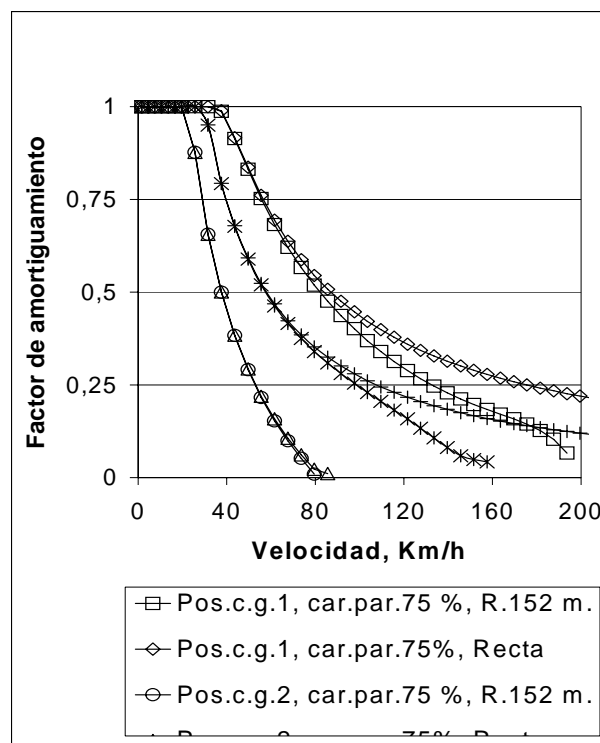


Figura 5. Factores de amortiguamiento para diferentes posiciones del c.g. de una carga equivalente a 75 % de la carga máxima y para el movimiento del vehículo realizando una curva (de radio (R) 152 m) y en la recta.

Finalmente, la influencia de cambios sistemáticos en el peso y en el momento de inercia de giro (plano de “yaw”) mostró que la influencia del peso en el comportamiento dinámico del vehículo es menor que

la influencia del momento de inercia de giro (“yaw”). El aumento de este último parámetro compromete grandemente la estabilidad dinámica del vehículo, teniéndose una relación prácticamente exponencial en relación con la disminución del valor de la velocidad de pérdida de la estabilidad. Esta misma relación, para el caso del peso del semi-remolque, muestra una relación más lineal.

CONCLUSIONES

1 - El aumento de la carga provoca que el vehículo se torne inestable a velocidades cada vez mas bajas según aumenta la carga. Con la inclusión en el análisis del efecto combinado de la fuerza longitudinal y lateral en los neumáticos, el valor de las velocidades a partir de las cuales el vehículo se torna inestable disminuye mucho más. Esto indica la necesidad de no sobrecargar el vehículo para no disminuir el margen de seguridad del movimiento.

2 - Para cargas parciales del semi-remolque, la posición del centro de gravedad del conjunto en el plano longitudinal es muy importante por la incidencia que tiene en la estabilidad dinámica del vehículo, siendo que hasta para cargas parciales bajas el comportamiento dinámico se puede perjudicar mucho con la variación de la posición del centro de gravedad.

3 - La posición “2” del c.g. en el plano longitudinal (Pos. 2), próxima de la extremidad trasera del semi-remolque, compromete mucho el comportamiento del vehículo, tanto en la curva como en la recta. Aquí es importante el hecho de que la velocidad de pérdida de la estabilidad es casi la misma para el movimiento en la curva y en la recta y los factores de amortiguamiento son prácticamente nulos para el movimiento a este valor de velocidad.

4 - La posición del c.g. adelantada (Pos. 1) en el plano longitudinal muestra también bajos valores del factor de amortiguamiento ante perturbaciones externas.

5 - La variación sistemática de la carga y del momento de inercia de giro (plano de “yaw”) mostró a este último parámetro como el de mayor influencia en el comprometimiento de las condiciones de estabilidad del movimiento del vehículo. Esto es muy importante en el caso de la transportación de caña ya que los cambios eventuales en la posición y distribución de la carga durante su transportación pueden cambiar significativamente el comportamiento del vehículo y aumentar la probabilidad de la pérdida del control del movimiento y la posibilidad de ocurrir un accidente con graves consecuencias.

En general el análisis de los resultados muestra que las condiciones del cargamento del vehículo articulado tienen una influencia significativa en su respuesta dinámica durante movimientos en la curva y también en la recta, y a velocidades que están dentro de los límites establecidos y permitidos para el uso del vehículo.

Todo lo anterior indica la necesidad de que los usuarios tomen cuidados máximos en relación a las condiciones de carga, debido a su alta variabilidad y a su gran influencia en la eficiencia de uso y la seguridad activa de este tipo de vehículos muy utilizados hoy para la transportación de caña en la industria azucarera y para la transportación de cargas en general.

REFERENCIAS

- [1] Ellis, J.R., *Vehicle handling dynamics*, Page Broos, London - UK (1994).
- [2] Dixon, J.C., *Tires, suspension and handling*, 2ª edición. SAE, Warrendale - USA (1996).
- [3] Goland, M.; Jindra, F., *Car handling characteristics*, *Automobile Engineer*: 51, 296 – 392 (1961).
- [4] Jindra, F., *Tractor and semi-trailer handling*, *Automobile Engineer*: 53 (10), 438-446 (1963).
- [5] Pacejka, H.B. *Tire and Vehicle Handling*. 1ª edición. SAE, Warrendale - USA (2001).
- [6] Reimpell, J. et. al. *The Automotive Chassi: Engineering Principles*. Butterworth Heinemann, 2001.
- [7] Horta, J.C.; Canale, A.C., *Características dinâmicas de um veículo combinado cavalo semi-reboque*, In: CIDIM – CONGRESO IBERO – AMERICANO DE INGENIERIA MECÁNICA, 3., La Habana - Cuba -1997. *Anales*. La Habana, Cuba, ISPJAE (1997).
- [8] Fernandes, D.L., *Estudo da freagem de autoveículos rodoviários articulados pesados*, *Dissertação de Mestrado*. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos – Brasil (1994).
- [9] Canale, A.C., *Automobilística: dinâmica e desempenho*, Érica, São Paulo – Brasil (1989).

- [10] Pflug, H.C., Lateral dynamic behaviour of truck-trailer combinations due to the influence of the load, *Vehicle System Dynamics*: 15, 155-175 (1986).
- [11] Canale, A.C., Estudo do desempenho de autoveículos rodoviários considerando o passeio do centro de gravidade e restrições impostas pelo binômio pneumático x pavimento, Tese de Doutorado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos - Brasil (1991).