

# **SIMULACIÓN E IMPORTANCIA DEL DESEMPEÑO DE UN VEHÍCULO DE PASEO EN TRAYECTORIA CURVA ESTABLE**

**Gustavo R. Di Rado**  
**Gustavo H. Devincenzi**  
**Facundo Silvero**

Universidad Nacional del Nordeste  
**Daniel Sergio Presta García**  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

## **RESUMO**

De acuerdo con la U.S. Federal Highway Administration cerca del 30% de los accidentes fatales cada año en Estados Unidos ocurren en trayectos curvos, y el 83% de ellos son por salida de pista en derrape lateral, trompo o volcamiento. La principal causa de este hecho, ocurre por exceso de velocidad en la curva, ausencia de señalización vertical que indique límites máximos, ausencia de estudios de ingeniería que determinen un índice de consistencia geométrica adecuada, inexistencia de un perfil de velocidades reales inducido por el trazado definitivo de la vía, deficiencia en la señalización horizontal en lo que respecta a visibilidad de sobrepaso. En este trabajo se aborda la problemática física y dinámica de un vehículo de paseo en trayectoria curva, y se desarrolla un modelo matemático simplificado para su utilización en un simulador de conducción de vehículos.

## **ABSTRACT**

According to the U.S. Federal Highway Administration, about 30% of fatal accidents each year in the United States occur in curved paths, and 83% of them are Run-off-Road, by skidding, spinning or overturning. The main cause of this is due to excessive speed in the curve; absence of vertical road signs indicating maximum limits, absence of engineering studies to determine an adequate geometric consistency index, absence of a velocity profile induced by the final tracing of the road, deficiency in overtaking sight distance regulations. This paper deals with the physical and dynamic problems that affect a vehicle in a curved path, and develops a simplified mathematical model for use in a vehicle-driving simulator.

## **1. INTRODUCCIÓN**

De acuerdo con la U.S. Federal Highway Administration (Roess R. et al, 2004) cerca del 30% de los accidentes fatales cada año en Estados Unidos ocurren en trayectos curvos, y el 83% de ellos son por salida de pista en derrape lateral, trompo o volcamiento. En Gran Bretaña, estudios realizados (Taylor y Baker, 1992), encontraron que el 18.5% de los accidentes en carreteras rurales se producían en curvas, así como estudios similares en Dinamarca con el 20% de siniestros con lesiones y 13% de accidentes fatales. En Francia el 21% de las fatalidades ocurren en curvas rurales. Estudios realizados por (Lamm et al, 1995), determinaron que en Alemania el 30% de accidentes fatales en carreteras rurales se produce en curvas.

Según un informe del SIAT (Sistema de Información de Accidentes de Tránsito), el 20% de los accidentes totales en Argentina en el año 2008 ocurrieron en trayectos curvos, y en un 70% de ellos hubo víctimas. La incidencia de la lluvia agrega solo un 2%. En las rutas nacionales de la provincia del Chaco tras 9 años de relevamiento de accidentes de diferente índole en diferentes sectores del territorio (Garrido A., 2014), se determinó que el 16% de los accidentes sucedieron en trayectos curvos y un 59.8% tuvo víctimas.

Las estadísticas mencionadas toman un promedio de carreteras montañosas, onduladas y planas, sin embargo, la provincia de Chaco se caracteriza por tener una topografía plana, y los resultados porcentuales son similares variando entre 16% y 30%, pero con un alto número de víctimas. Una visión importante que se puede deducir es que independientemente de la topografía general, los tramos curvos presentan una dificultad importante al conductor

promedio.

En este sentido, el simulador de conducción se torna en una herramienta fundamental para analizar tramos de carreteras en proyecto y/o existentes, y trazar perfiles de velocidades adecuados a su geometría sin riesgo alguno como objetivo principal. Esto puede realizarse en flujo libre o con tránsito.

Cualquier tipo de vehículo puede ser identificado a partir de su dispositivo de control (Genta G., 2006), esto es, por propulsión, en donde las fuerzas necesarias para lograr el cambio de dirección son ejercidas por hélices, cohetes, etc. o por trayectoria guiada, la que podemos subdividirla además en dos categorías:

- Vehículos guiados con trayecto rígido.
- Vehículos conducidos, equipados con un sistema de dirección que actúa ejerciendo fuerzas sobre él, y que le permite tener una trayectoria flexible.

En el primer caso la contracción lateral genera todas las fuerzas necesarias para efectuar el cambio de sentido sin deformación, (tren, tranvía, etc.). En el segundo caso las fuerzas son generadas por el cambio de sentido del vehículo, el cual a su vez es causado por fuerzas y momentos debido al sistema de dirección.

En este trabajo se desarrolla un modelo matemático simplificado de simulación de circulación de un vehículo en trayectoria curva, tomando en consideración la segunda opción. Las simplificaciones realizadas aportan a una mayor velocidad de procesamiento, menor necesidad de utilizar un gran número de parámetros específicos del neumático, y cumple con los objetivos generales planteados de verificación de los índices de consistencia geométrica y peligrosidad en carreteras con perfiles topográficos diversos.

## 2. FUERZA LATERAL SOBRE EL NEUMÁTICO, ANGULO DE DERIVA

La generación de fuerzas laterales en la interface neumático – carretera, es fundamental para que el vehículo pueda efectuar una maniobra de giro y cambiar su dirección, y para que esto ocurra, el compuesto con el cual es fabricado, debe necesariamente permitir deformaciones laterales. Estas deformaciones son denominadas “Angulo de deriva”.

Al principio la fuerza lateral crece casi linealmente a medida que la deriva también crece, hasta aproximadamente un valor de ángulo de deriva de 4° o 5° (neumáticos radiales comunes de calle), en este entorno se considera proporcionalidad y la ecuación viene dada por

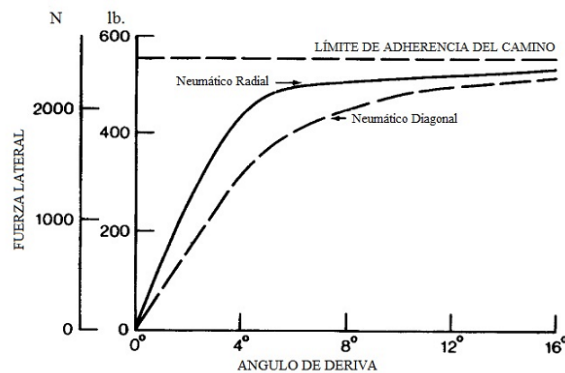
$$C_{\alpha} = \left. \frac{\partial F_y}{\partial \alpha} \right|_{\alpha=0} \quad (1)$$

La constante de proporcionalidad  $C_{\alpha}$  se denomina rigidez lateral, y se define como la pendiente de la curva para un ángulo de deriva  $\alpha = 0$ . Si  $\alpha > 0$ , se genera la fuerza lateral negativa  $F_y$  sobre el neumático, que viene dada por:

$$F_y = -C_{\alpha} \cdot \alpha \quad (2)$$

$C_{\alpha}$  es considerado negativo. La [Ecuación 2](#) es usada para estudiar el comportamiento dinámico de vehículos asumiendo ángulos de deriva pequeños, como ocurre en condiciones de conducción normal (objetivo del presente trabajo). Cuando se acerca el límite de

deslizamiento,  $F_y$  crece de manera no lineal mucho más lentamente, y eventualmente se mantiene constante o decrece levemente cuando se produce el derrape.

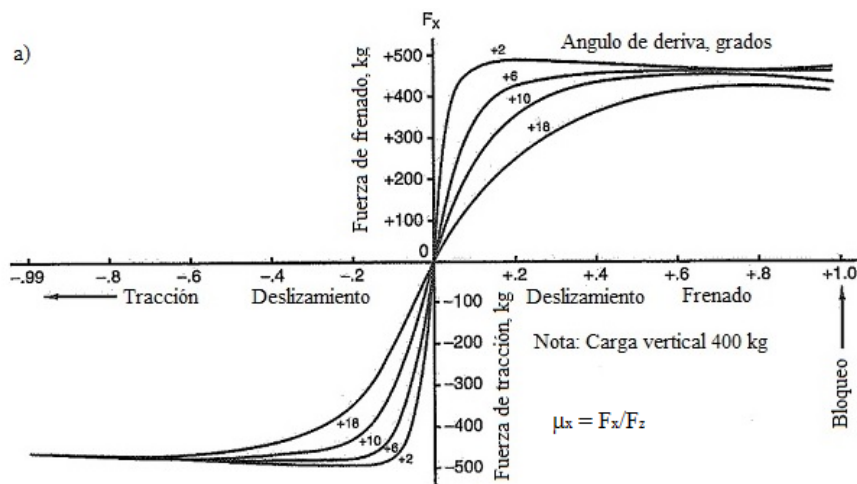


**Figura 1:** diagrama de fuerza lateral contra ángulo de deriva. Fuente: (Wong J. Y., 2001)

En la discusión del comportamiento dinámico lateral de un neumático expuesta, no se ha hecho mención al efecto que produce la fuerza longitudinal. Sin embargo, normalmente cuando se transita un trayecto curvo, existe la presencia de fuerzas de tracción en aceleración, y fuerzas de frenado en combinación con la fuerza lateral. En general, esto produce una reducción gradual de la fuerza lateral a medida que aumenta la fuerza de tracción o frenado, es decir, que se necesita de un mayor ángulo de deriva para generar la misma fuerza lateral.

Para valores bajos de fuerzas longitudinales, la reducción de la fuerza lateral es principalmente debido a una reducción del coeficiente de rigidez transversal. Si se dan valores altos, la fuerza lateral cae de manera pronunciada, debido a la ampliación de la zona de deslizamiento, lo que reduce la adherencia local transversal disponible.

Un ejemplo de este fenómeno, puede verse en [Figura 2](#) (Milliken, 1995), en la que se representan las fuerzas longitudinal  $F_x$  y lateral  $F_y$ , en función del deslizamiento longitudinal y para diferentes ángulos de deriva.



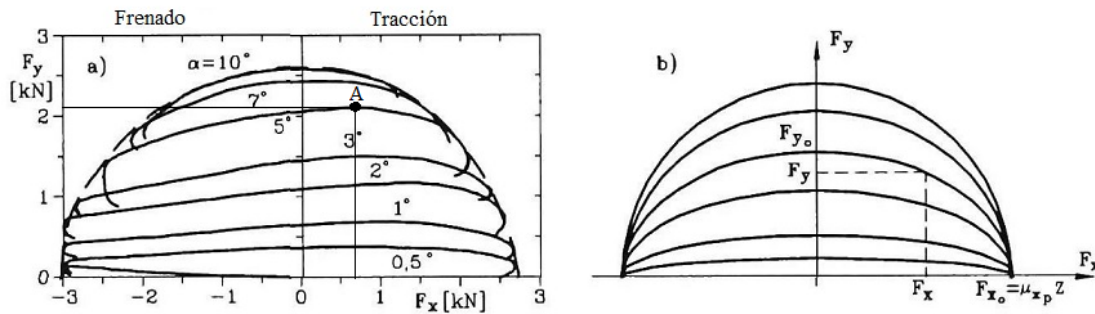
**Figura 2:** efecto combinado de fuerza longitudinal y lateral. Fuente: (Milliken, 1995)

Puede observarse que la capacidad de tracción o frenado longitudinal ( $F_x$ ,  $(\mu_x)$ ), disminuye

notoriamente a medida que el ángulo de deriva aumenta, y así mismo ocurre a medida que aumenta el deslizamiento longitudinal para un mismo ángulo de deriva.

En [Figura 3a](#) ([Genta G., 2006](#)), se representan un grupo de curvas experimentales  $F_y(F_x)$ , que se originan de someter a un neumático radial al esfuerzo combinado de sollicitación lateral y tracción o frenado, para diferentes situaciones de ángulos de deriva. Este diagrama es denominado elipse de fricción o círculo de fricción.

El círculo de fricción o contorno (en línea de trazo), representa el límite de capacidad del neumático para ejercer fuerza en su interface con la carretera para un grupo de condiciones definidas (tipo, carga, temperatura, superficie de rodadura etc.).



**Figura 3:** Elipse de fricción. Fuente: ([Genta G., 2006](#))

La [Figura 3b](#), muestra una aproximación elíptica simplificada a la curva experimental. El coeficiente de rigidez transversal  $C$  en un neumático cuando se aplica una fuerza longitudinal, se expresa como una función de  $C_\alpha$ , [Ecuación 1](#) ([Genta G., 2006](#)):

$$C = C_\alpha \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{F_x}{F_{x0}}\right)^2} = C_\alpha \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{F_x}{\mu_x \cdot F_z}\right)^2} \quad (3)$$

Para materializar la simulación del vehículo en trayectoria curva en el presente trabajo, se utiliza este modelo, y se considera una relación simplificada  $F_y - \alpha$ , de manera tal que permanezca en zona lineal, trabajando con ángulos de deriva de  $\sim 5^\circ$  (depende del neumático), y una vez alcanzado este límite, verificar la estabilidad del vehículo con el coeficiente de adherencia lateral  $\mu_y$ . Es necesario entonces, determinar el valor del coeficiente de rigidez transversal.

Un modelo de cálculo basado en la rigidez lateral de la banda de rodadura (cinturón) de cubiertas radiales, toma en cuenta las dimensiones del neumático para fijar el coeficiente de rigidez tangencial con un  $\pm 30\%$  de entorno respecto a las mediciones de laboratorio con un nivel de confianza del 95% ([Hewson P., 2005](#)). La ecuación que lo rige y que es adoptada en este trabajo es:

$$C_\alpha = \frac{2 \cdot E \cdot b \cdot w^3}{(r + w \cdot a)^2 \cdot \left[ \pi - \sin \left\{ a \cos \left[ 1 - \frac{(s \cdot w \cdot a)}{(r + w \cdot a)} \right] \right\} \cdot \left( \pi - \sin \left\{ a \cos \left[ 1 - \frac{(s \cdot w \cdot a)}{(r + w \cdot a)} \right] \right\} \right) \right]} \quad (4)$$

Donde,

- $E$  módulo de compresión de la banda de rodadura ( $\text{N/m}^2$ ) ( $27 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ )
- $b$  espesor de la banda de rodadura (m) (0.015 m)
- $w$  ancho de la banda de rodadura
- $r$  radio de la llanta (m)
- $a$  altura de talón / ancho de la banda de rodadura
- $s$  deformación vertical de talón con neumático cargado (porcentaje unificado) (0.15)

Finalmente se afecta al coeficiente de rigidez transversal del peso sobre cada rueda (Gillespie T. D., 1992).

### 3. TRÁNSITO EN CURVA A BAJA VELOCIDAD

El primer paso para entender la dinámica del proceso de giro en un vehículo es analizar el tránsito en curva a baja velocidad, sin el efecto de la incidencia de la fuerza centrífuga. En esta etapa los neumáticos generan fuerzas laterales insignificantes, los ángulo de deriva son extremadamente pequeños, la velocidad en el centro de la rueda yace en el plano central y el vehículo puede recorrer la curva respondiendo casi exactamente al giro  $\delta_i$  que se le imprime a la rueda.

Si tomamos un modelo simplificado (bicicleta), considerando el promedio de  $\delta_1$  y  $\delta_2$  en cada rueda  $\delta$ , como se representa en Figura 4, se obtiene:

$$\cot(\delta) = \frac{R_1}{l} \quad (5)$$

Y finalmente, el radio de la trayectoria del centro de masa del vehículo  $R$  es:

$$R = \sqrt{c^2 + R_1^2} = \sqrt{c^2 + l^2 \cdot \cot^2(\delta)} \quad (6)$$

Si el radio de giro es mucho mayor que la distancia entre ejes, como generalmente ocurre, tendremos:

$$R \approx l \cdot \cot(\delta) \approx \frac{l}{\delta} \quad (7)$$

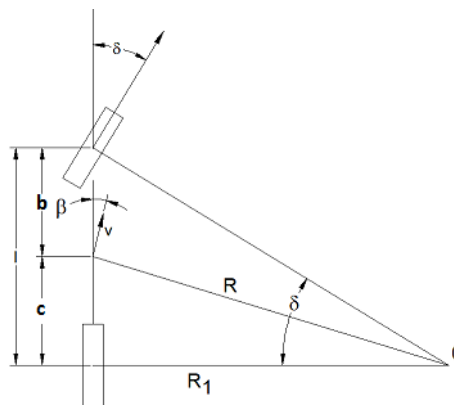


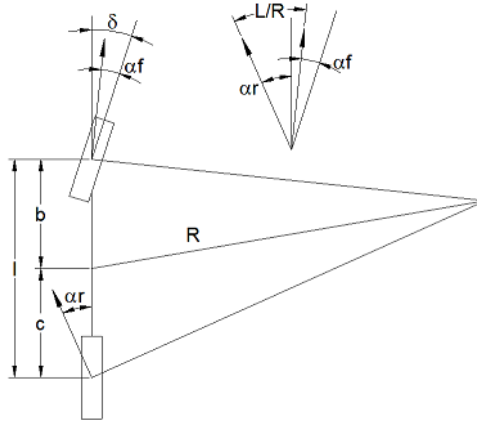
Figura 4: modelo simplificado (bicicleta). Fuente: Autor

### 4. TRÁNSITO ESTABLE EN CURVA A ALTA VELOCIDAD

En el tránsito en curvas a alta velocidad, los neumáticos del vehículo deben generar fuerzas laterales de sustentación para contrarrestar la fuerza centrífuga que se genera debido al giro.

Como resultado, aparecen ángulos de deriva en cada una de las ruedas como se analizó en el capítulo 2.

Para simplificar el análisis, cada eje es representado por una sola rueda como en Figura 4, con el doble de rigidez lateral y peso en cada una, como se muestra en figura 5. En esta circunstancia la respuesta al giro estable, depende fundamentalmente de los ángulos de deriva en cada eje,  $\alpha_f$  y  $\alpha_r$ .



**Figura 5:** modelo simplificado con ángulos de deriva. Fuente: Autor

La relación entre el ángulo direccional  $\delta$ , la distancia entre ejes  $L$ , el radio de giro  $R$ , y los ángulos de deriva puede expresarse como:

$$\delta = \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \quad (8)$$

Los ángulos de deriva frontales y traseros en cada rueda son:

$$\alpha_f = \frac{W_f \cdot v^2}{C_{af} \cdot g \cdot R}, \quad \alpha_r = \frac{W_r \cdot v^2}{C_{ar} \cdot g \cdot R} \quad (9)$$

Donde  $W_f$  y  $W_r$  son los pesos adelante y atrás,  $v$  la velocidad y  $g$  la gravedad. Luego:

$$\delta = \frac{l}{R} + K \cdot \frac{a_y}{g} \quad (10)$$

Donde  $K$ , expresado en radianes, es usualmente referido como coeficiente de sub viraje, y  $a_y$  es la aceleración lateral. Basado en los valores del coeficiente  $K$ , la conducción estable en trayectoria curva puede ser dividida en tres partes: neutra, sub viraje y sobre viraje.

**Conducción Neutra:** Radio de giro en concordancia con el ángulo direccional  $\delta$ .

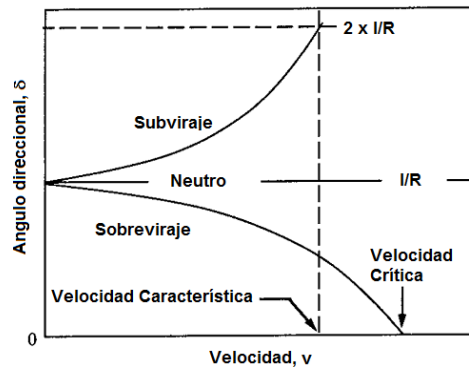
$$K = 0 \Rightarrow \frac{W_f}{C_{af}} = \frac{W_r}{C_{ar}} \quad (11)$$

**Sub viraje:** Radio de giro mayor al que corresponde al ángulo direccional  $\delta$ .

$$K > 0 \Rightarrow \frac{W_f}{C_{af}} > \frac{W_r}{C_{ar}} \quad (12)$$

En un vehículo sub virado, su velocidad característica  $v_{car}$ , es aquella en que se necesita el doble del ángulo de Ackerman para transitar la curva (Figura 6), y viene dada por:

$$v_{car} = \sqrt{\frac{g \cdot l}{K}} \quad (13)$$



**Figura 6:** relación del ángulo direccional con la velocidad. Fuente: (Gillespie T. D., 1992)

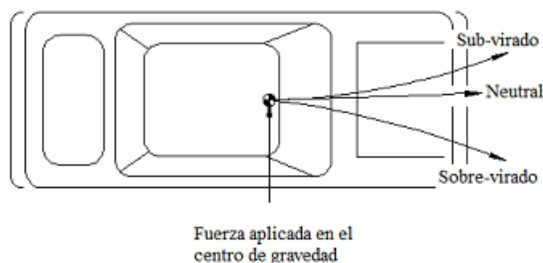
**Sobre viraje:** Radio de giro menor al que corresponde al ángulo direccional  $\delta$ .

$$K < 0 \Rightarrow \frac{W_f}{C_{af}} < \frac{W_r}{C_{ar}} \quad (14)$$

Es importante identificar la velocidad crítica  $v_{ct}$ , que es aquella en la cual el ángulo direccional para dibujar la curva es cero Figura 6,

$$v_{cr} = \sqrt{\frac{g \cdot l}{-K}} \quad (15)$$

Donde K es negativo en valor Ecuación 14, por lo que la raíz es positiva y tiene número real.



**Figura 7:** trayectoria según condición geométrica por aplicación de fuerza lateral. Fuente: Autor

## 5. RESPUESTA DEL VEHÍCULO AL DIRECCIONAMIENTO

El direccionamiento de un vehículo se rige por los siguientes parámetros fundamentales:

### 5.1. Efecto sobre la aceleración lateral

La ganancia en aceleración lateral, es la variación de la relación aceleración lateral / ángulo direccional, causada por el aumento de velocidad longitudinal, y se puede analizar partiendo de la [Ecuación 10](#), y operando para llegar a la relación:

$$\frac{a_y}{\delta} = \frac{\frac{v^2}{l \cdot g}}{1 + K \cdot \frac{v^2}{l \cdot g}} \quad (16)$$

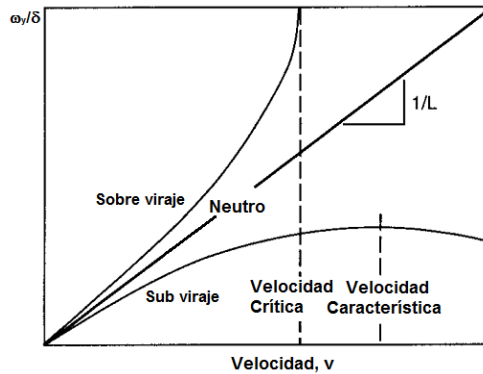
### 5.2. Efecto sobre la velocidad de rotación

La principal razón para maniobrar un vehículo es su cambio de dirección, y para lograrlo se debe generar en él, una rotación en la unidad de tiempo. La velocidad de rotación viene dada por:

$$\omega_z = \frac{v}{R} \quad (17)$$

La ganancia en rotación, es el aumento en la relación velocidad de giro del vehículo / ángulo direccional, causada por el aumento en la velocidad longitudinal. Para caracterizar al vehículo, relacionamos esta variable con el ángulo direccional [Ecuación 10](#), y nos queda:

$$\frac{\omega_z}{\delta} = \frac{\frac{v}{l}}{1 + K \cdot \frac{v^2}{l \cdot g}} \quad (18)$$



**Figura 8:** ganancia en rotación. Fuente: ([Gillespie T. D., 1992](#))

### 5.3. Efecto sobre la curvatura

Este parámetro es importante para determinar en qué medida el vehículo varía su curvatura ( $1/R$ ), con el aumento de la velocidad longitudinal y para diferentes respuestas direccionales. Está íntimamente ligado al ítem anterior. Tomando en cuenta nuevamente la [Ecuación 10](#), tenemos:



$$\frac{1}{R} = \frac{1}{l} \frac{1}{1 + K \cdot \frac{v^2}{l \cdot g}}$$
(19)

## 6. PROCESO Y RESULTADOS OBTENIDOS DE LA SIMULACIÓN

El modelo de simulación se realizó en base a un automóvil, cuyas características técnicas son:

- Tamaño de neumáticos: 195 – 60 – R16
- Distancia entre ejes: 2588 mm
- Peso total: 1250 kg
- Distribución de peso: 62 % adelante – 38 % atrás

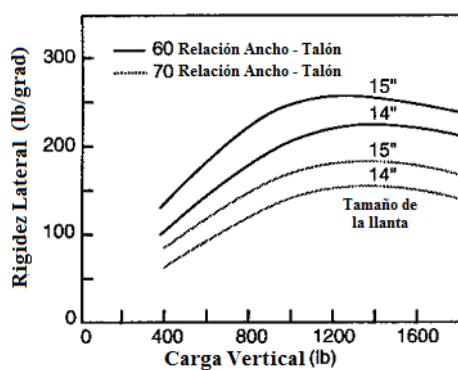
Se consideró una carretera de asfalto seco en buen estado con  $\mu_y = 0.75$ . El modelado geométrico de la pista de ensayo se realizó con las siguientes características:

- Pendiente 0 %
- Una curva de 160 mts de radio con peralte promedio de 4 %.
- tangentes de 50 mts antes y 200 mts posterior a la curva para lograr la aceleración y desaceleración necesarias.

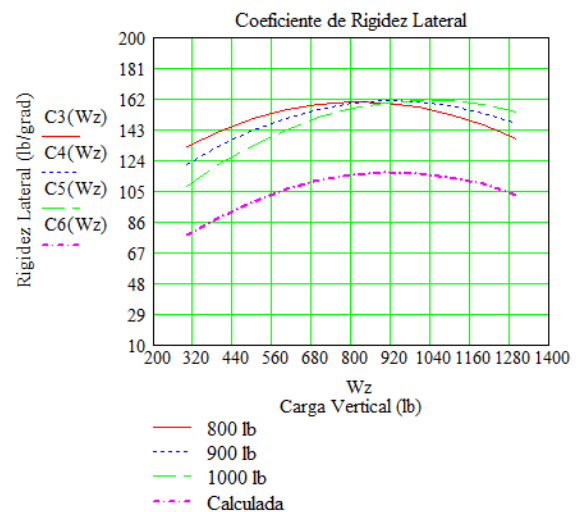
La velocidad de circulación en la curva se varió según el ensayo realizado y se obtuvieron gráficos para el análisis.

### 6.1. Coeficiente de rigidez lateral

En el presente trabajo se han respetado las Ecuaciones 3 y 4, para reflejar el efecto de aceleración y frenado en curva, y la conformación geométrica del neumático. Para poder modelar el efecto de la carga vertical, se han utilizado las curvas experimentales de [Figura 9a](#) (Gillespie T. D., 1992).



(a)



(b)

**Figura 9:** (a) Curvas experimentales del coeficiente de rigidez lateral. Fuente: (Gillespie T. D., 1992) y (b) curvas modificadas. Fuente: Autor

En la gráfica se representa la interdependencia entre la rigidez transversal, la geometría y la carga sobre el neumático mencionada. Para realizar la simulación, se efectuaron algunas

correcciones en las curvas.

- Se modificaron los valores de carga vertical en planilla de cálculo, de manera de conservar la forma de la curva (aproximación cuadrática), pero que la carga nominal tenga valores entre 320 kg y 455 kg por rueda (se movieron las curvas horizontalmente). Esto equivale a un grupo de vehículos con pesos de entre 1000 kg y 1500 kg.
- Se obtuvieron tres curvas para ser utilizadas en el entorno de 317 kg – 362 kg (700 lb – 800 lb), 363 kg – 408 kg (801 lb – 900 lb) y 409 kg – 454 kg (901 lb – 1000 lb) de carga nominal por rueda (Figura 9b).
- Se determinaron las líneas de tendencia y las ecuaciones cuadráticas correspondientes con forma general:

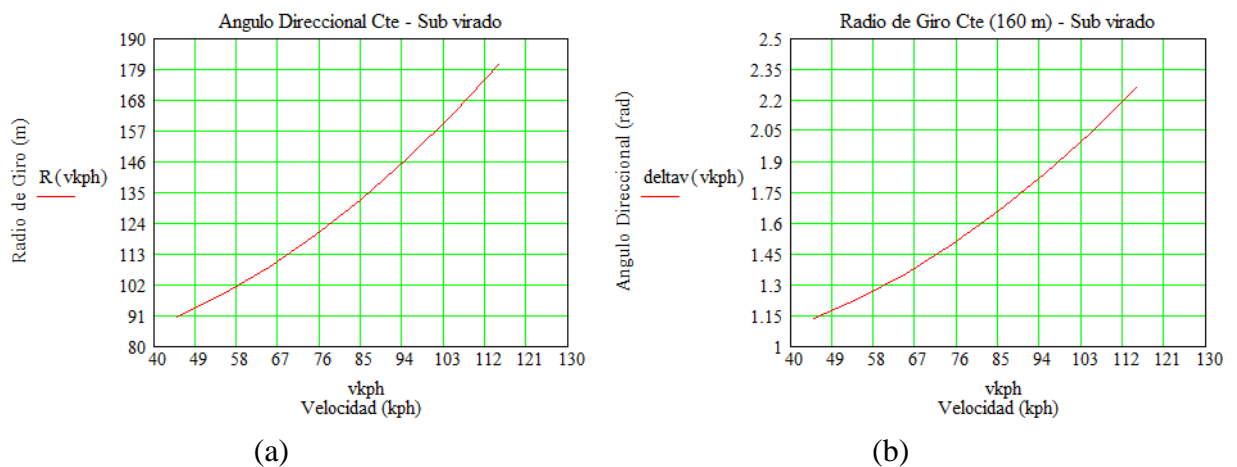
$$C_{\alpha}(W) = A \cdot W^2 + B \cdot W + C \quad (20)$$

Donde  $A$  es  $-1 \times 10^{-4}$  en las tres ecuaciones,  $B$  es 0.1644 para el entorno 1, 0.1851 para el entorno 2, y 0.2058 para el entorno 3. El término independiente  $C$  debe ser calculado para cada valor de rigidez lateral obtenido por Ecuación 4, materializando el corrimiento vertical de la curva según la geometría del neumático (Figura 9a). Para nuestro caso,  $C_{\alpha}$  calculado es 29.57 KN/rad (116.126 lb/grad) y el peso mayor sobre la rueda delantera es de 854 lb. Con el valor  $C_{\alpha}$ , y escogiendo la curva correspondiente a 900 lb, cuyo máximo más se aproxima, se calculó el término independiente, y se obtuvo la curva rotulada como “Calculada”.

- Por último se aplica la ecuación deducida de la nueva curva para determinar la rigidez lateral del neumático menos cargado.

## 6.2. Pruebas realizadas al vehículo virtual

En la Figura 10a, se representa el primer ensayo, en el cuál se condujo el vehículo virtual con un ángulo direccional de 2 grados constante, manteniendo el “volante” fijo en esa posición durante la prueba. Se registró la variación en el radio de giro ( $R(vkph)$ ) a medida que se fue aumentando su velocidad ( $vkph$ ) desde 45 kph a 120 kph. En la gráfica se observa una relación parabólica entre las variables (Ecuación 19), con un aumento de ambas en el transcurso del tiempo.



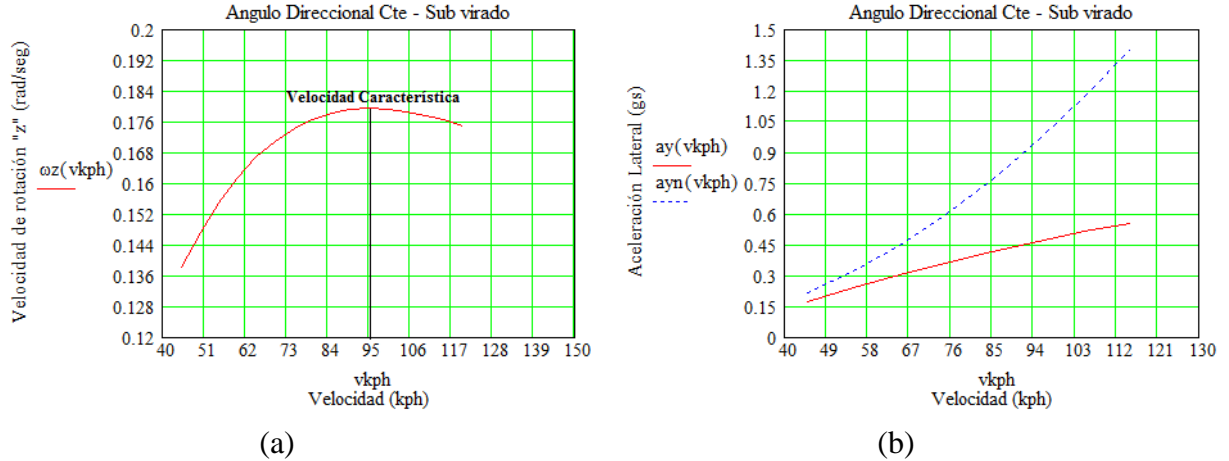
**Figura 10:** (a) Variación del radio de giro del vehículo sub virado. Fuente: Autor y (b) variación del ángulo direccional del vehículo sub virado. Fuente: Autor

Esta variación nos indica que el vehículo testeado, es sub virado, con ángulos de deriva delanteros, mayores que los traseros, producida por la distribución de peso indicada en las características técnicas, y por el coeficiente de rigidez transversal calculado en los neumáticos utilizando el modelo de la [Ecuación 4](#).

El efecto físico, es que el vehículo se aleja sistemáticamente del centro de la curva por el resultado de la acción de la fuerza lateral y la deformación de los neumáticos explicada en el capítulo 2. Se puede observar que para velocidades entorno a los 100 kph, el ángulo direccional aplicado, hace que el vehículo recorra la curva modelada sin salirse de calzada.

En la [figura 10 b](#), se muestra la gráfica obtenida por la realización del procedimiento inverso, es decir, se mantuvo un radio de giro constante de 160 mts para transitar la curva modelada, se aumentó la velocidad del vehículo de 45 kph a 120 kph, y se registró la variación del ángulo de direccional para lograr la maniobra. La gráfica demuestra que a medida que la velocidad se acrecienta, el conductor debe ir corrigiendo la trayectoria dándole mayor ángulo al volante para mantener el radio de la curva, lo que es coincidente con un vehículo sub virado ([figura 6](#)).

El siguiente ensayo consistió en transitar la curva manteniendo el ángulo direccional constante en  $2^\circ$ , e ir registrando la velocidad de rotación del vehículo en la dirección del eje local "z" ([figura 11 a](#)). Se ascendió nuevamente la velocidad hasta los 120 kph, verificándose que a aproximadamente 95 kph se arriba a la velocidad característica. En ese instante se da el valor de máxima rotación para luego comenzar a descender, coincidente con lo presentado en [figura 8](#).



**Figura 11:** (a) Variación de la velocidad rotacional. Fuente: Autor y (b) variación de la aceleración lateral. Fuente: Autor

La velocidad de rotación  $\omega_z$ , permite al vehículo ir siguiendo una trayectoria curva, es decir, que a medida que crece la velocidad longitudinal, debe crecer también la velocidad de rotación. Cuando se llega a la velocidad crítica, ocurre que a pesar de aumentar la velocidad longitudinal, decrece la tasa de rotación, lo que conlleva a que el vehículo comience a transitar una trayectoria con menor curvatura. La curva presentada en la gráfica de [figura 11 a](#), es exclusiva para las características técnicas del vehículo analizado.

En la [figura 11 b](#), se muestra el análisis de la variación de la aceleración lateral en gs, con la velocidad longitudinal. En línea llena roja se representa la aceleración lateral correspondiente

al vehículo modelado en el ensayo, y en línea de trazo azul la aceleración lateral correspondiente al mismo vehículo, pero redistribuyendo los pesos, de manera que se torne neutro. Se puede observar claramente que la curva roja gana aceleración de manera mucho más lenta que la curva azul, coincidiendo nuevamente con las características técnicas de un vehículo sub virado, según se explicó en el capítulo 5.1.

## 7. CONCLUSIONES

La importancia del desempeño de un vehículo en trayectoria curva es un tema central en la elaboración y evaluación de proyectos viales desde el punto de vista de la seguridad y el trazado geométrico, así como también en la planificación de colocación de señalización horizontal y vertical.

Por las características del móvil analizado y teniendo en cuenta una base comparativa en gráficos experimentales, el modelo responde al comportamiento de un vehículo real subvirado. Su calibración para otros casos de vehículos sobre-virados y neutros puede ser realizada mediante cambios en los parámetros y especificaciones técnicas iniciales.

Se ha logrado obtener una herramienta para verificar la seguridad vial en tramos curvos de carreteras, relacionando sus parámetros de proyecto, construcción y señalización con los de circulación del vehículo virtual.

Este trabajo forma parte de un conjunto de publicaciones presentadas a varios congresos y revistas, y que tiene por objetivo integrar el diseño de un simulador microscópico de conducción de vehículos de paseo, para verificación de la consistencia geométrica de carreteras.

## REFERÊNCIAS

- Di Rado G. R., D. S. P. García, G. H. Devincenzi (2014) *Modelo De Simulación De Desaceleración De Un Vehículo De Paseo Terrestre Utilizando Freno De Motor*. Mecánica Computacional Vol. XXXIII, págs. 2287-2301, AMCA.
- Garrido A. (2014) *Legibilidad, Consistencia y Siniestralidad en Rutas Nacionales de la provincia del Chaco*. Revista Carreteras N° 214, 2014.
- Genta G. (2006) *Motor Vehicle Dynamics Modeling and Simulation*. World Scientific, 2006.
- Gillespie T. D. (1992) *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, Inc, 1992
- Hewson P. (2005) *Method for estimating tyre cornering stiffness from basic tyre information*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering, 219 (12). pp. 1407-1412. ISSN 0954-4070, 2005
- Lamm R., A. Guenther, E. Choueiri (1995) *Safety Module for Highway Geometric Design*. Transportation Research Record, 1512, pp 7-15, 1995.
- Milliken W., D. Milliken (1995) *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE international, 1995.
- Roess R., E. Prassas, Mc Shane W. (2004) *Traffic Engineering*. Pearson Prentice Hall, 2004.
- SIAT (2013), *Estudio especial sobre seguridad vial*, [https://www.agn.gov.ar/files/informes/2014\\_004info.pdf](https://www.agn.gov.ar/files/informes/2014_004info.pdf)
- Taylor M.C., Barker (1992) *Injury Accidents on Rural Single-Carriageway Roads: An Analysis of STATS19 Data*. Report No. 365. Crowthorne, United Kingdom: Transport Research Laboratory, 1992.
- Wong J. Y. (2001) *Theory of Ground Vehicles*. John Wiley & Sons INC., 2001.

---

Gustavo R. Di Rado ([gdirado@ing.unne.edu.ar](mailto:gdirado@ing.unne.edu.ar))

Gustavo H. Devincenzic ([gdevin@ing.unne.edu.ar](mailto:gdevin@ing.unne.edu.ar))

Facundo Silvero ([facundosilvero@hotmail.com](mailto:facundosilvero@hotmail.com))

Daniel Sergio Presta García ([daniel.garcia@ufrgs.br](mailto:daniel.garcia@ufrgs.br))

Departamento de Vías de Comunicación – Universidad Nacional del Nordeste  
Av. Las Heras 727, 3500 Resistencia, Chaco, Argentina