

MODELO DE SIMULACIÓN DE DESACELERACIÓN DE UN VEHÍCULO DE PASEO TERRESTRE UTILIZANDO FRENO DE MOTOR

Gustavo R. Di Rado^a, Daniel S. Presta García^b, Gustavo H. Devincenzi^c

^a*Departamento de Vías de Comunicación, Universidad Nacional del Nordeste, Av. Las Heras 727, 3500 Resistencia, Chaco, Argentina, gdirado@ing.unne.edu.ar, <http://ing.unne.edu.ar>*

^b*Departamento de Expressão Gráfica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Av. Osvaldo Aranha 99 sala 408/5, Porto Alegre, RS - Brasil, daniel.garcia@ufrgs.br*

^c*Departamento de Computación, Universidad Nacional del Nordeste, Av. Las Heras 727, 3500 Resistencia, Chaco, Argentina, gdevin@ing.unne.edu.ar*

Palabras Clave: Desaceleración Estable, Simulación, Dinámica vehicular

Resumen. La desaceleración de un vehículo es un problema que debe tener una resolución muy precisa, ya que entran en juego factores muy importantes que atañen a la seguridad vial, y en general la falla en el proceso físico de este fenómeno, es el causal de gran cantidad de accidentes de tránsito. Los principales elementos mecánicos de detención son: el frenado por fricción, con elevadas pendientes de desaceleración, y el frenado con asistencia del motor, muy importante como refuerzo del anterior, sobre todo en lugares en donde se puede generar inestabilidad (nieve, hielo, barro) o sobrecalentamiento excesivo en el sistema de frenos (camino sinuosos con pendientes diversas). En este trabajo se presenta un análisis de las fuerzas que se contraponen al avance del vehículo y que contribuyen al frenado (gravedad, rodadura, y aerodinámica), más la acción de desaceleración del motor sin considerar aún en el modelo matemático, el frenado por fricción. El objetivo principal del proyecto general es el diseño de un simulador de conducción de automóviles para su utilización en la verificación de la consistencia geométrica de carreteras en condiciones de uso diversas.

1 INTRODUCCIÓN

La seguridad vial es el objetivo primordial de la ingeniería de tránsito. En ella intervienen diversos factores que involucran el tipo y estado de la vía, las condiciones climáticas, el estado y características del vehículo, y el usuario.

Esto implica que el accionar del usuario debe contar con la suficiente pericia y lucidez para afrontar diferentes situaciones que se planteen en correspondencia con los demás elementos citados, esto es, tener definido un plan de acción adecuado en cuanto a la conducción del vehículo, en correspondencia con la situación imperante en la vía.

En este sentido, la circulación por caminos rurales sinuosos con pendientes medias o pronunciadas, la caída de lluvia o nieve y la formación de capas de hielo sobre la calzada (hielo negro), implican bajas velocidades de desplazamiento y condiciones seguras y estables de desaceleración y frenado.

Es sabido que cuando se transita en zonas montañosas el uso excesivo del freno por fricción, genera un calentamiento elevado del sistema y por lo tanto una merma considerable del rendimiento.

Asimismo, en situaciones de lluvia, nieve o hielo, el coeficiente de adherencia disminuye considerablemente, originando inestabilidad extrema y pérdida de control del vehículo en desaceleración elevada y en curvas, incluso en pendientes nulas.

El uso del motor como elemento de frenado en vehículos de paseo y principalmente en aquellos de gran tamaño, resulta una práctica muy importante para superar con éxito los inconvenientes mencionados.

En lo que respecta a vehículos de gran porte, con transporte de mercaderías o de pasajeros, existen diferentes sistemas de asistencia, que mejoran y potencian la desaceleración por frenado de motor, sin perder estabilidad. Estos sistemas sin embargo, generan un alto valor de ruido al ser activados, lo que provoca que en ciertos lugares en donde se miden los niveles de contaminación sonora sean prohibidos, principalmente en los Estados Unidos y Europa.

A los efectos de simular el comportamiento dinámico de un vehículo a través del desarrollo de un simulador de conducción, es fundamental considerar este efecto, por lo que en este trabajo se realizarán pruebas de aceleración y desaceleración sobre las superficies anteriormente mencionadas, así como en pendientes suaves, medias y pronunciadas.

2 FRENADO CON ASISTENCIA DEL MOTOR:

Al soltar el acelerador en un vehículo, el motor deja de proporcionar impulso, aunque siguen actuando todas las fuerzas que se oponen al movimiento, esto es, resistencia a la rodadura, resistencia aerodinámica, y resistencia gravitacional en pendiente positiva (hacia arriba).

Si no se presiona el pedal de embrague o se coloca la caja de cambios en "punto muerto", una fuerza de frenado muy importante entra en escena, la del motor, y de hecho, en muchos de los casos citados en el capítulo de introducción, la señalización vial recomienda especialmente su uso.

Para los vehículos de gran porte (diesel), existen diferentes tipos de frenos auxiliares que proveen estabilidad en la desaceleración:

- Retardador de transmisión hidráulico
- Retardador de transmisión electromagnético
- Freno de motor con liberación en la compresión (jake)
- Freno de motor con asistencia en la válvula de escape

Los retardadores de transmisión hidráulicos generan una fuerza de frenado a través de paletas ajustables que giran dentro de un baño de aceite. Pueden ser colocadas entre el motor y la caja de cambios o dentro mismo de la última. Requieren un sistema de enfriamiento.

Los retardadores de transmisión electromagnética son instalados en el árbol de transmisión, y la fuerza de frenado es generada por campos magnéticos que generan corrientes parásitas en un disco conductor. El sistema de enfriamiento es por aire.

Los dos sistemas anteriormente mencionados generan muy bajos niveles de ruido.

El freno de motor con liberación en la compresión funciona cambiando el método operativo de la válvula de escape que se abre parcialmente durante el proceso de compresión (fig. 2.1). Con el acelerador liberado, en el período de admisión (fig. 2.1 a), no hay inyección de combustible, pero sí de aire, que ingresa al pistón. Sobre la finalización del período de compresión (fig. 2.1 b), la válvula de escape se abre parcialmente dejando salir parte del aire que ingresó, e impidiendo que el aire al expandirse ayude al pistón a bajar, lo que en (fig. 2.1 c), se ve como etapa de "liberación".

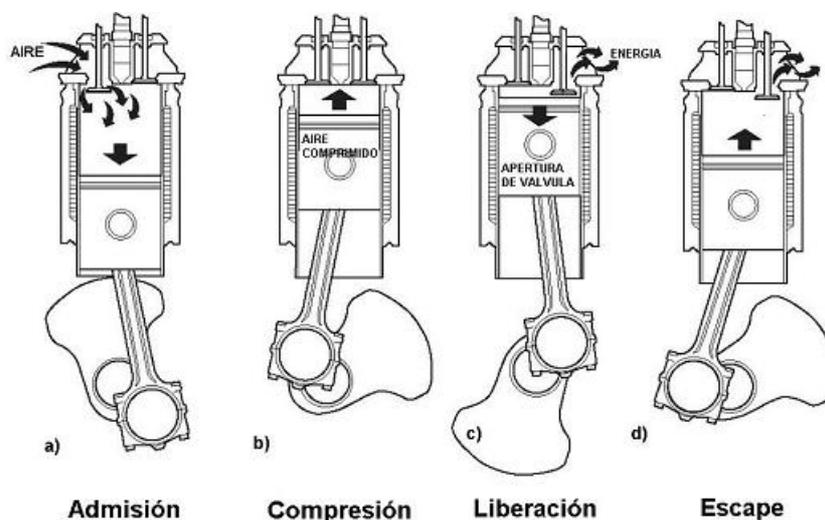


Fig. 2.1 Freno de motor con liberación de la compresión.

Cuando el pistón baja, la válvula se cierra, generando un vacío parcial que frena su carrera, baja las revoluciones del motor, y a través de la transmisión, frena al vehículo. El período de escape en el convencional (fig. 2.1 d).

El freno de motor con asistencia en la válvula de escape se puede observar en la fig. 2.2, en donde en este caso los tres primeros períodos son iguales al del funcionamiento normal del motor, con la diferencia que en el período de "admisión", el fluido ingresante es solamente aire. En el cuarto período, la válvula de escape se abre, pero se mantiene cerrada la válvula mariposa asistente, lo que genera un reflujo de los gases que frena la carrera del pistón y por lo tanto al vehículo en cuestión.

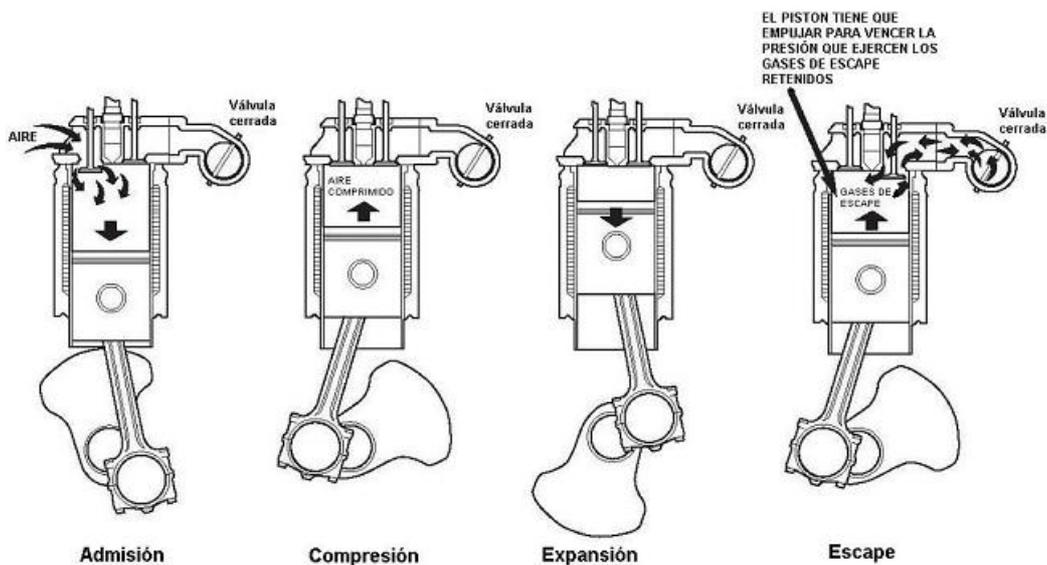


Figura 2.2 Freno de motor con asistencia en la válvula de escape.

El sistema entrega una fuerza de retardo sustancialmente menor que aquella del freno de motor con liberación en la compresión (Dr. Hart Peter M. 2006).

Es posible combinar estos dos sistemas para obtener mayor fuerza de frenado, pero con gran polución sonora.

En los motores de gasolina o por propulsión a nafta, no es necesario modificar el trabajo de la válvula de escape o el uso de una válvula especial para producir el efecto de frenado del motor. En este caso, el acelerador controla la entrada de aire en el período de admisión (en el motor diesel no), y cuando es liberado, el flujo de aire al colector de admisión es restringido en gran medida, esto provoca un vacío parcial, que limita el movimiento del pistón en la succión.

El trabajo que tiene que hacer el motor frente a este flujo de aire restringido proporciona el efecto de frenado.

El resultado general del fenómeno es similar al obtenido por un motor diesel con freno Jake.

En (fig. 2.3) se representa solo el período de admisión, en donde se produce el efecto principal, el resto de los períodos (compresión, expansión y escape) son los convencionales.

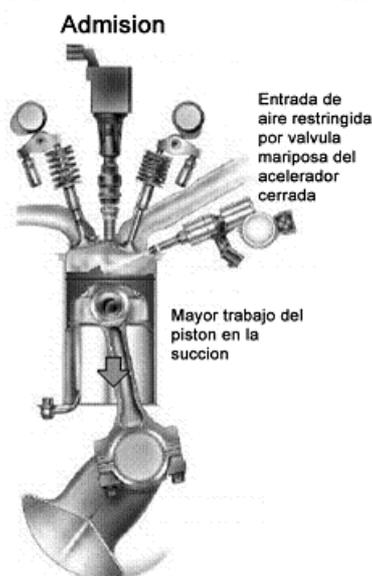


Figura 2.3 Efecto de frenado en un motor de gasolina a inyección

En la [fig. 2.4](#), vemos las dos curvas características que describen a un motor de combustión interna, esto es, la que corresponde a la relación Potencia – RPM, y la que corresponde a la relación Torque – RPM.

Se muestran también puntos singulares sobre las curvas mencionadas, que definen características especiales de cada motor, como por ejemplo:

$$\tau = \frac{T_{\max}}{T_n} \quad (1)$$

Que es definida como elasticidad de torque, es decir, la relación entre el torque máximo T_{\max} y el torque nominal T_n , que es el valor de torque cuando se alcanza la máxima potencia ([fig. 2.4](#)).

Otra característica importante es la elasticidad en las revoluciones o velocidad del motor, que es definida como:

$$\nu = \frac{\omega_n}{\omega(T_{\max})} \quad (2)$$

En donde ω_n es la velocidad del motor a máxima potencia, y $\omega(T_{\max})$ es la velocidad a torque máximo.

Se considera que un motor tiene mayor elasticidad cuando mayor es el producto $\tau \cdot \nu$, lo que implica mejor performance de potencia a revoluciones bajas y medias, y menor frecuencia en el uso de la caja de cambios ([Naunheimer Harald et al. 2011](#)).

El máximo torque de frenado del motor (acelerador totalmente liberado), crece de manera prácticamente lineal con la velocidad angular del motor hasta un máximo de aproximadamente 30 % del torque nominal ([fig 2.4](#)) ([Naunheimer Harald et al. 2011](#)).

El torque de frenado del motor se transmite a través de la transmisión de la misma forma en que lo hace el torque para impulsarlo, y por lo tanto se lo debe calcular de la misma manera, teniendo en cuenta que en este caso el rendimiento mecánico y viscoso actúa a favor.

Las ecuaciones (3) y (4) muestran los modelos utilizados para el cálculo de la fuerza de tracción ([Di Rado et. al. 2011](#)) y frenado respectivamente, y puede observarse que las

diferencias fundamentales son dos:

- El valor del torque $T_M(\omega_M)$ en Ec. (3) es el total entregado por la posición del acelerador del vehículo y en Ec. (4), $T_{fM}(\omega_M)$ es hasta un 30% del torque nominal.
- El rendimiento mecánico en Ec. (3) de aproximadamente 0.9, se encuentra multiplicando en el numerador, disminuyendo la fuerza de impulso, y en la Ec. (4), se posiciona en el denominador y esto es así porque las pérdidas en el tren de transmisión favorecen a la generación e incremento de la fuerza de frenado.

$$F_I = \frac{T_M(\omega_M) \cdot N_t \cdot N_d \cdot \eta_{td}}{r_{ef}} \quad (3)$$

$$F_{fM} = \frac{T_{fM}(\omega_M) \cdot N_t \cdot N_d}{r_{ef} \cdot \eta_{td}} \quad (4)$$

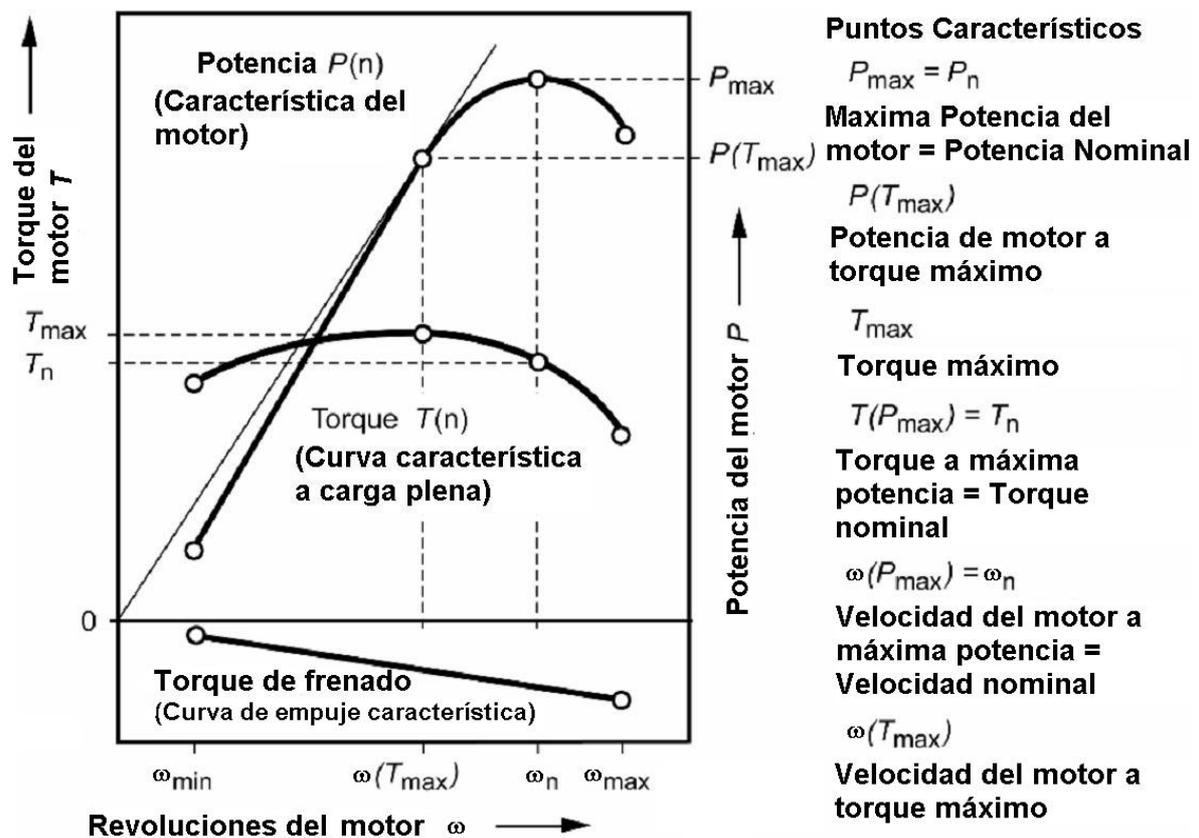


Figura 2.4: Puntos característicos en las curva de potencia y torque.

El modelo matemático lineal utilizado, en correspondencia con lo explicado anteriormente para simular este fenómeno, es el indicado a continuación (Palmer Grant, 2005):

$$T_{fM} = \mu_{fM} \frac{\omega_M}{60} \quad (5)$$

Se puede observar que representa claramente a la ecuación de una recta, en donde la variable es la velocidad del motor. T_{fM} es el torque de frenado en N-m, μ_{fM} es el coeficiente

de torque de frenado y la pendiente de la curva de empuje característica, ω_M es la velocidad del motor en RPM.

El coeficiente μ_{fM} , es calculado tomando en cuenta que el torque nominal en (lbs-pies) es:

$$T_n = \frac{P_{\max} \cdot 550 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot \omega_n(P_{\max})} \quad (6)$$

Donde P_{\max} es la potencia máxima en (hp), $\omega_n(P_{\max})$ es la velocidad nominal del motor en RPM.

El torque de frenado máximo en (lbs-pies) es:

$$T_{fM \max} = \mu_{fM} \cdot \frac{\omega_{M \max}}{60} \cdot 0.73756 \quad (7)$$

Donde $\omega_{M \max}$ es la velocidad máxima permitida para el motor en RPM.

Combinando las ecuaciones (6) y (7), y teniendo en cuenta la condición de máximo valor de torque de frenado en un 30 % del torque nominal, tenemos:

$$\frac{T_{fM \max}}{T_n} = 0.30 \quad (8)$$

$$\mu_{fM} = \frac{P_{\max} \cdot 550 \cdot 60^2}{\omega_{M \max} \cdot \omega_n(P_{\max}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.73756} \cdot 0.30 \quad (9)$$

Finalmente la fuerza de frenado debido al motor será la expresada en Ec. (4), que nos indica que a mayor relación de transmisión y mayor número de revoluciones del motor, mayor será la fuerza de desaceleración del vehículo, esto es congruente con la práctica de disminuir la velocidad colocando relaciones de caja más bajas, "rebaje", para una cierta velocidad, y consecuentemente elevando las RPM y contribuyendo a que el vehículo desacelere con mayor torque.

Finalmente, la ecuación de desaceleración es:

$$-m \cdot \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = -F(x(t)) = -\frac{W}{g} \cdot a(x(t)) = -F_{fM} - R_a - R_r \pm R_g \quad (10)$$

Donde R_r , R_a , y R_g fueron definidas y explicadas en (Di Rado et. al. 2008) y (Di Rado et. al. 2009), y colaboran con el frenado que es ejercido por el motor. R_a es muy significativo a altas velocidades, R_r es muy significativo a bajas velocidades (Di Rado et. al. 2011), y R_g prolonga o acorta la distancia de frenado según sea la pendiente abordada positiva o negativa.

3 FRENADO DE MOTOR EN LA SIMULACIÓN:

Hasta el momento de escribir el presente artículo, el funcionamiento del simulador para efectuar las maniobras de conducción (giro, aceleración, frenado, cambio de marcha, etc.), está basado en el uso del teclado (Fig. 3.1), en donde las flechas a izquierda y derecha controlan las maniobras de giro, la tecla hacia arriba la aceleración, la tecla hacia abajo el frenado, y la tecla de espacio, el cambio de marcha ascendente y descendente. Esto ha sido diseñado pensando en la metodología más común empleada en la mayoría de los juegos de video, y en la familiarización de los usuarios con este formato. Además se han añadido las

teclas "A", y "C" que aportan a una función fundamental, mantener la velocidad constante en los tramos en que se lo necesite, y las teclas "E" y "D", para embragar y desembragar el vehículo en desaceleración. Al presionar la tecla de avance, el vehículo entra en aceleración permanente, y al soltarla en desaceleración. Si se pretende mantener la velocidad constante, en el momento de acelerar, con la tecla de avance sujeta, y en una determinada relación de marcha, se presiona la tecla "C", lo cual activa una variable que indica un cambio en el bucle de ejecución, y mantiene la velocidad del vehículo. Cuando se desea volver a acelerar se presiona la tecla "A".

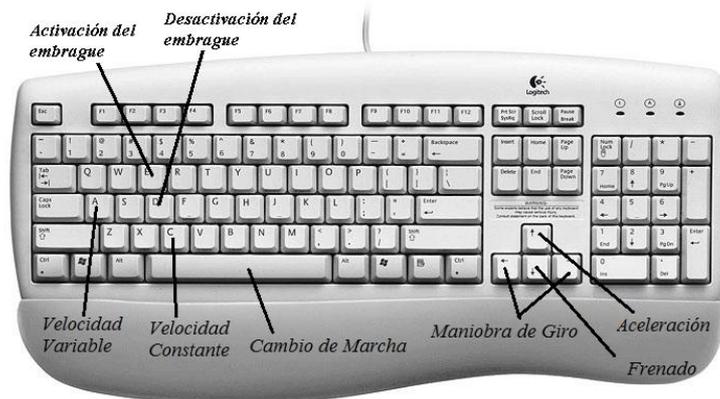


Figura 3.1: Teclas utilizadas en la simulación.

Se destaca que cuando se ha presionado la tecla "C", quedando la variable activada, y se suelta la tecla de avance (aceleración), el vehículo entra en desaceleración hasta que se vuelve a presionar la tecla de avance, manteniendo la velocidad constante a partir de ese momento.

En el modo desaceleración, entran en acción todas las fuerzas que se oponen al desplazamiento, inclusive la fuerza de frenado del motor.

Si se presiona en este período la tecla "E", se simula el desacople del embrague, y por lo tanto la desactivación del frenado de motor. Para volver a activarlo se presiona la tecla "D". Si se presiona la tecla de espacio (Fig. 3.1), la relación de transmisión retrocede un cambio, aumentando en consecuencia la desaceleración por acción del motor.

3.1 Desaceleración con asistencia de freno de motor:

En el presente trabajo se ha simulado este procedimiento de gran importancia para afrontar diferentes situaciones que se pueden presentar durante la conducción de un vehículo. Se ha tenido en cuenta el funcionamiento de un motor de combustión interna con propulsión a nafta, y se han obtenido gráficos para su análisis.

Cuando se libera la tecla de avance, y no se presiona la tecla de retroceso, el vehículo virtual ingresa en el módulo de desaceleración y continúa en este proceso repetitivo, hasta que se vuelve a presionar la tecla de avance o retroceso para aceleración o frenado asistido respectivamente.

Si durante este intervalo, se presionan las teclas de flecha a izquierda o derecha (Fig. 3.1) se ejecuta la maniobra de giro en desaceleración.

En Fig. 3.1.2, Fig. 3.1.3, Fig. 3.1.4 y Fig. 3.1.5, se observan las gráficas obtenidas en la simulación.

En el procedimiento se generó un tramo de carretera recto y horizontal de 4 km de

longitud, y se utilizó un Renault Clío 1.2 16v (Fig. 3.1.1). El valor del coeficiente μ_{FM} , se calculó en 0.301 Ec. (9).

Se aceleró sostenidamente el vehículo en 1ª, 2ª, 3ª, 4ª y 5ª marcha hasta una velocidad de aproximadamente 100 kph, para luego soltar la tecla de avance y dejar que pierda velocidad hasta cero sin recurrir a la asistencia de frenos de fricción, en tres situaciones diferentes:

- Presionando la tecla "E" (Simulación del pedal de embrague presionado o colocación de "punto muerto" en caja de cambios).
- Dejando la relación de marcha en 5ta, ya que es la práctica más común en rutas cuando es necesario abordar una curva a altas velocidades, solo que en este caso se prolongó el proceso hasta la detención.
- Realizando rebajes hasta la 1ra marcha.

Fueron evaluadas todas las fuerzas que contrarrestan a la velocidad. Se simuló al asfalto como superficie de rodamiento y se graficó la velocidad en kph, contra el tiempo en segundos y contra el espacio en metros respectivamente.



Figura 3.1.1: Interfaz del simulador

La secuencia de cambio de relación de marcha hacia abajo en la prueba fue la siguiente:

- Se colocó 4ta a 90 kph (\approx 3000 RPM)
- Se colocó 3ta a 80 kph (\approx 3800 RPM)
- Se colocó 2da a 65 kph (\approx 5200 RPM)
- Se colocó 1ra a 40 kph (\approx 5350 RPM)

Esto se puede observar en el quiebre de las curvas de las Fig. 3.1.2 y Fig. 3.1.3.

Las diferencias de tiempo o distancia en valor absoluto $((t,d)dif_{ab})$ y porcentual $((t,d)dif_{\%})$, son calculadas utilizando las siguientes ecuaciones:

$$(t,d)dif_{ab} = (t,d)_{(sm,ff)} - (t,d)_{fm} \quad (11)$$

$$(t,d)dif_{\%} = \frac{(t,d)_{(sm,ff)} - (t,d)_{fm}}{(t,d)_{(sm,ff)}} \cdot 100 \quad (12)$$

Donde $(t,d)_{(sm,ff)}$ es el tiempo o distancia de detención sin motor o utilizando freno por fricción, $(t,d)_{fm}$ es el tiempo o distancia de detención con freno de motor.

El tiempo de detención del vehículo sin la asistencia del freno de motor es de aprox. 106

seg, con freno de motor en 5ta marcha de aprox. 86 seg., lo que implica una mejora de aproximadamente un 19%, Ec. (12). Ya realizando los rebajes hasta la 1ra marcha, en la secuencia explicada, el tiempo de frenado es de aprox. 40 seg., con una mejora considerable de un 63% Fig. 3.1.2.

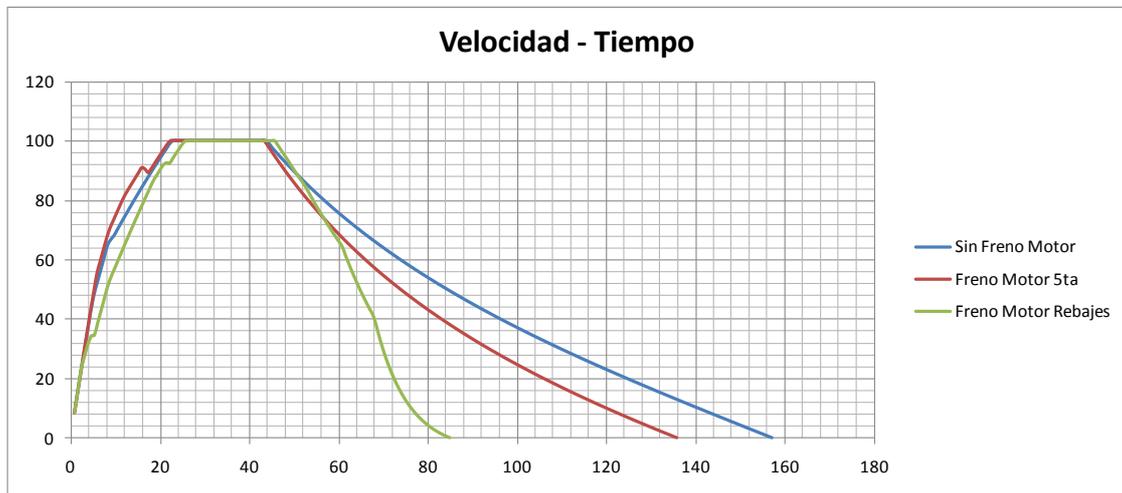


Figura 3.1.2: Desaceleración en el tiempo sobre asfalto y pendiente cero.

El espacio recorrido en la detención, que es de fundamental importancia en la evaluación de la seguridad se muestra en la Fig. 3.1.3:

Sin freno de motor ≈ 1300 m

Con freno de motor en 5ta marcha ≈ 1000 m

Con el cambio de relación de caja descendente ≈ 505 m

En este caso los porcentajes de mejora son de $\approx 23\%$ en el segundo caso con respecto al primero, y de $\approx 61\%$ con los rebajes.

Si observamos ahora la parte superior de la curva, vemos que para que el vehículo pase de 100 kph a 80 kph, recorre 320 m sin freno de motor, y 250 m con la 5ta marcha posicionada, con una ganancia de 70 m (23%), diferencia fundamental en el abordaje de curvas.

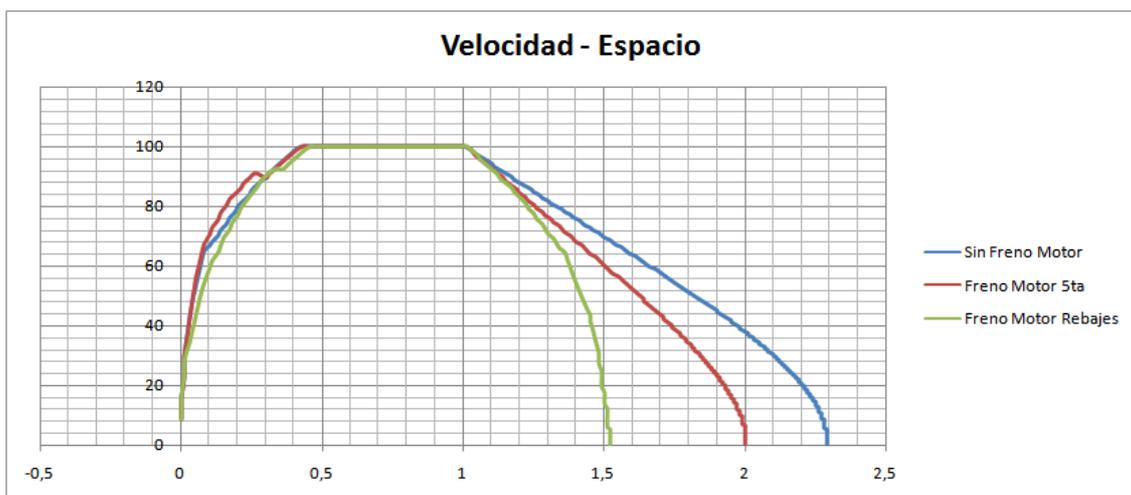


Figura 3.1.3: Desaceleración en el espacio sobre asfalto y pendiente cero.

Asimismo se realizó una prueba de frenado sobre una superficie de rodamiento extrema como lo es el hielo, el cuál disminuye radicalmente el coeficiente de adherencia con los neumáticos, y torna peligroso e inestable el uso de los frenos por fricción. En este caso la normativa vial aconseja el uso del motor para disminuir la velocidad e incluso detener el vehículo.

El ensayo consistió en acelerar nuevamente el vehículo sostenidamente hasta 100 kph, y luego desacelerarlo con frenos del tipo ABS (en el límite de adherencia), con freno de motor con la relación de marcha en 5ta, y efectuando rebajes hasta 1ra, al igual que se hizo con el ensayo sobre asfalto, Fig. 3.1.4.

El coeficiente de adherencia estático, se fijó en 0.15, y el dinámico en 0.1.

El objetivo en este caso, es determinar la conveniencia de uso de un método de desaceleración estable (freno de motor), frente a uno inestable (freno por fricción), y la diferencia existente en las distancias de frenado.

Los valores de los desplazamientos del vehículo desde 100 kph hasta la detención con la asistencia del freno de motor, son los mismos que los obtenidos en el ensayo sobre superficie asfáltica, ya que se operó de manera tal que el torque de frenado sobre la rueda motora no superara las condiciones de adherencia (esto puede ocurrir a altas RPM en la primera marcha).

El valor de distancia de frenado utilizando el sistema ABS al límite de su capacidad es de 320 m.

La diferencia con el frenado de motor realizando rebajes hasta la 1ra marcha (≈ 505 m) es de ≈ 185 m Ec. (11), aproximadamente un 37 % Ec. (12), lo cual no es significativo de no mediar una situación de emergencia, y considerando una estabilidad dinámica ampliamente superior. Esta práctica resulta de gran importancia para desaceleraciones a velocidades intermedias. En esta prueba se excluyen los vehículos que no cuenten con sistemas ABS.

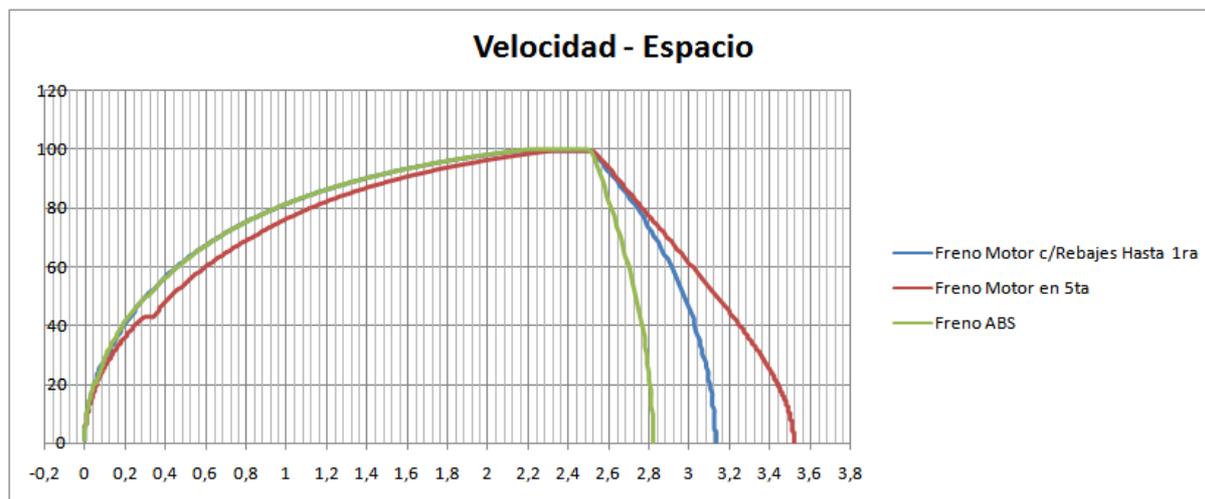


Figura 3.1.4: Desaceleración en el espacio sobre hielo y pendiente cero.

Finalmente, se efectuaron pruebas sobre asfalto en buenas condiciones, en pendientes de diferente inclinación y de 1 km de longitud, para observar y comparar el comportamiento del vehículo soltando el acelerador a una velocidad determinada (100 kph), y dejándolo desacelerar con y sin la asistencia del freno de motor.

En la Fig. 3.1.6, se puede observar que las pendientes analizadas son del 2% (P 2%), 4% (P4%), 6% (P 6%) y 8% (P 8%), y en cada una se efectuaron las tres pruebas

correspondientes.

La secuencia de cambio de relación de marcha hacia abajo es la misma que para pista con pendiente 0% enunciada anteriormente.

A medida que la pendiente descendente se torna más pronunciada, se hace más necesario el uso de algún sistema de frenado para mantener la velocidad y evitar que aumente de manera peligrosa.

Se debe tener en cuenta que cuando se circula por carreteras con pendientes pronunciadas, también existen curvas de radios pequeños, lo que aumenta considerablemente el riesgo de accidentes por salida de pista.



Figura 3.1.5: Pruebas efectuadas en zona montañosa.

En estos casos el uso del freno de motor es altamente recomendado por la señalización vial y de vital importancia para evitar la pérdida de control del vehículo y el deterioro y sobrecalentamiento del sistema de frenos por fricción. Esto se agrava en situaciones de climas adversos como por ejemplo, lluvia o nieve Fig. 3.1.5.

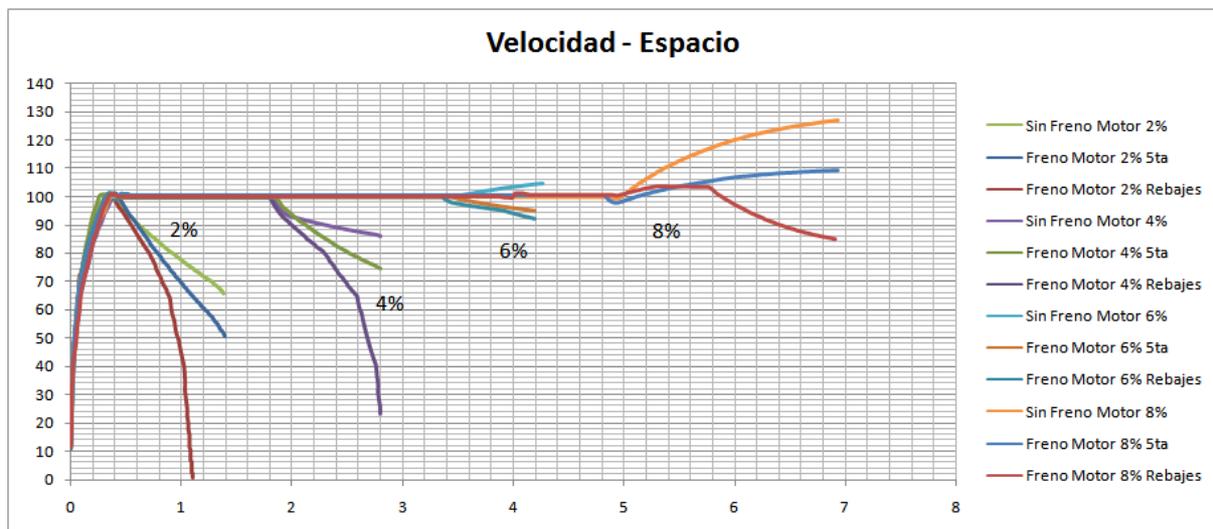


Figura 3.1.5: Desaceleración en pendiente variando freno de motor y sin freno de motor.

Cuando el vehículo desacelera sin la asistencia del freno de motor, las fuerzas que inciden

son: aerodinámica, rodadura y gravedad.

La fuerza aerodinámica, es más significativa hasta ≈ 65 kph, en donde la rodadura comienza a ser más importante (Di Rado et. al. 2009).

La fuerza de gravedad, en este caso, es la que favorece la aceleración por ser pendientes descendentes.

En el análisis realizado para pendientes leves de 2% y de 4%, soltando el acelerador a los 100 kph, se llega al final de la recta a ≈ 65 kph en el primer caso y a ≈ 86 kph en el segundo con el vehículo en "punto muerto", es decir, efectivamente las fuerzas mencionadas actúan frenando el vehículo, con más incidencia aerodinámica que de rodadura.

Cuando se activa el freno de motor, se ve claramente su efecto, y en 5ta marcha la velocidad disminuye a ≈ 50 kph (P 2%) y 74 kph (P 4%) respectivamente, con una ganancia en el frenado de aproximadamente 23% y 14% respectivamente. Al efectuar los rebajes a relaciones de caja menores, en P 2% se detiene el vehículo en ≈ 600 m, y en P 4% se llega a ≈ 22 kph a los 1000 m.

En la pendiente de 6%, el vehículo sin asistencia del freno de motor eleva su velocidad debido a la fuerza de gravedad hasta ≈ 104 kph, con freno de motor en 5ta marcha, disminuye a ≈ 94 kph, y realizando los rebajes, se llega a colocar solo la 4ta marcha a ≈ 96 kph (≈ 3180 RPM), debido a la longitud e inclinación de la pista, y alcanzar una velocidad de ≈ 92 kph, que es apenas menor que la anterior.

En el caso de la pendiente correspondiente al 8%, se ha extendido su longitud hasta 2000 m con el fin de tener más margen para realizar los rebajes.

Por el grado de severidad que tiene su inclinación, el vehículo aumenta drásticamente su velocidad hasta ≈ 128 kph sin freno de motor, y aún con freno de motor en 5ta marcha asciende a ≈ 110 kph.

Al efectuar los rebajes a 4ta marcha, a 104 kph (≈ 3400 RPM), se logra mantener la velocidad y pasando a 3ra marcha (≈ 4870 RPM), se logra bajar su velocidad a ≈ 85 kph.

Si las pendientes fueran aún más largas, la diferencia se acentúa notablemente por la tendencia de las curvas Fig. 3.1.5.

De las pruebas realizadas, puede observarse que el modelo responde correctamente a la variación de desaceleración ajustada a la superficie de rodamiento sobre la cual se desplaza el vehículo, y a la utilización o no del freno de motor sobre la misma superficie.

4 MÉTODO DE INTEGRACIÓN:

En el presente trabajo se ha utilizado el método de Runge-Kutta 4, a los efectos de obtener la aceleración del vehículo según el modelo presentado en la Ec. (10).

4.1 Método de Runge-Kutta 4:

Los métodos de Runge-Kutta expresan la solución de la siguiente manera:

$$y_{i+1} = y_i + \phi(x_i, y_i, h) \cdot h \quad (13)$$

En donde $\phi(x_i, y_i, h)$ se denomina función incremental, y puede ser interpretada como la pendiente representativa del intervalo. La función incremental puede ser escrita como:

$$\phi = a_1 \cdot k_1 + a_2 \cdot k_2 + \dots + a_n \cdot k_n \quad (14)$$

La forma clásica del método de Runge-Kutta de 4º orden es la siguiente:

$$\begin{aligned}
 \Delta y &= \frac{1}{6} [k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4] \\
 k_1 &= \Delta h [f(x, y)] \\
 k_2 &= \Delta h \left[f \left(x + \frac{1}{2} \Delta h, y + \frac{1}{2} k_1 \right) \right] \\
 k_3 &= \Delta h \left[f \left(x + \frac{1}{2} \Delta h, y + \frac{1}{2} k_2 \right) \right] \\
 k_4 &= \Delta h [f(x + \Delta h, y + k_3)]
 \end{aligned} \tag{15}$$

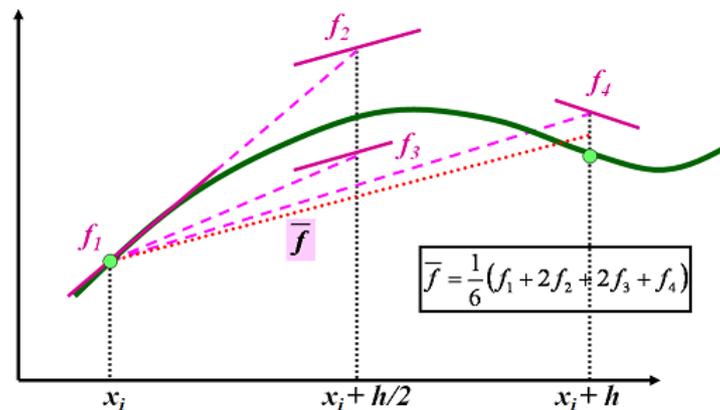


Figura 3.2.1 Obtención de la pendiente promedio para aproximación a la solución.

Cada uno de los ks de la Ec. (15) representa una pendiente, y Δy el promedio pesado de la pendiente mejorada.

5 CONCLUSIONES:

Las pruebas efectuadas con el modelo desarrollado, han demostrado que el uso del freno de motor es de gran importancia como asistente para la desaceleración de un vehículo, en especial, sobre superficies de rodamiento con baja adherencia, y en carretas montañosas u onduladas con pendientes pronunciadas y gran cantidad de curvas con pequeños radios.

Las ganancias calculadas en el frenado y las curvas obtenidas, demuestran una buena representación de la performance general del vehículo en desaceleración, elemento indispensable a los efectos de simular el abordaje de una curva o el análisis de la distancia necesaria de frenado, en una determinada relación de marcha en tramos peligrosos, que es donde se focalizan la mayoría de los accidentes de tránsito en las rutas.

En futuros trabajos, se abordará el tránsito en curvas y su estabilidad, en carreteras planas, onduladas y montañosas.

REFERENCIAS

- Di Rado G. R., Devincenzi G. H., *Use of rolling resistance's empiric equations in a driving simulator*, Revista Carreteras, Index Scopus, Asociación Española de Carreteras, ISSN: 0212 – 6389, Número de la edición 161, Pág. 70 a Pág. 78, Madrid, España, Septiembre – Octubre 2008.
- Di Rado G. R., Devincenzi G. H., *Effect of Aerodynamic Resistance on car's Acceleration*,

- Revista Carreteras, Index Scopus, Asociación Española de Carreteras, ISSN: 0212 – 6389, Número de la edición 163, Pág. 76 a Pág. 80, Madrid, España, Enero – Febrero 2009.
- Dr. Hart Peter M., Engine Brake Safety and Operational Considerations, National Transport Commission report, 2006.
- Gillespie T. D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, Inc, 1992
- Rajamani R., *Vehicle Dynamics and Control*, Springer, 2006.
- Roess R., Prassas E., Mc Shane W., *Traffic Engineering*, Pearson Prentice Hall, 2004.
- Di Rado G. R., Devincenzi G. H., Presta García Daniel S., *Aplicación del Método de Integración Numérica de Ecuaciones Diferenciales Runge Y Kutta 4 (Rk4) a un Modelo de Simulación Longitudinal de Dinámica Vehicular Terrestre*, Mecánica Computacional Vol. XXX, págs. 2907-2927, Asociación Argentina de Mecánica Computacional AMCA.
- Palmer Grant, *Physics for Game Programmers*, Apress, 2005
- Naunheimer Harald, Bertsche Bernd, Ryborz Joachim, Novak Wolfgang, *Automotive Transmissions*, Springer, 2011.