

## ANEXO 2. ESTIMACIÓN DE LA LONGITUD DE LOS CARRILES DE CAMBIO DE VELOCIDAD.

En los modelos utilizados en la presente Norma se considera el vehículo como un sólido rígido, despreciando el efecto del sistema de suspensión.

### Modelo de aceleración

Para la estimación del comportamiento de un vehículo frente a la situación de aceleración se considera que las condiciones de la maniobra se encuentran determinadas fundamentalmente por las prestaciones del vehículo.

Asumiendo que la maniobra puede ser descrita con suficiente precisión en una dimensión, la exigencia de equilibrio conduce al siguiente sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias:

$$\begin{cases} \frac{P}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = F - R_T \\ v = \frac{dx}{dt} \end{cases}$$

Siendo:

- P      Peso del vehículo (N).
- g      Intensidad del campo gravitatorio (N/kg).
- F      Fuerza de avance del vehículo (N).
- R<sub>T</sub>    Resistencias longitudinales al avance del vehículo (N).
- v      Velocidad longitudinal del vehículo (m/s).

Considerada la potencia del motor constante durante toda la maniobra, la fuerza de avance del vehículo puede ser estimada mediante la siguiente expresión:

$$F = \eta \cdot \frac{H}{v}$$

Siendo:

- H      Potencia del motor (W).
- η      Coeficiente de eficiencia de la transmisión.

Esta expresión define una hipérbola equilátera referida a sus propias asíntotas, paralelas a los ejes coordenados. No obstante, la fuerza de avance vendrá acotada por la máxima fuerza de tracción asumible por el pavimento, condición que se pone exclusivamente de manifiesto en los instantes iniciales de la maniobra. Esta reacción se puede estimar por:

$$F_{\max} = \mu \cdot g \cdot M_{tr}$$

Siendo:

$\mu$  Coeficiente de rozamiento máximo entre el neumático y el pavimento.

$M_{tr}$  Masa que descansa sobre el eje tractor del vehículo (kg).

Por otro lado, la resistencia total ( $R_T$ ) al avance de un vehículo se estima por la expresión:

$$R_T = R_a + R_r \pm R_g$$

Siendo:

$R_a$  Resistencia aerodinámica longitudinal (N).

$R_r$  Resistencia a la rodadura (N).

$R_g$  Resistencia debida a la existencia de una inclinación (N).

Estas tres resistencias se pueden estimar mediante las siguientes expresiones:

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_d \cdot A \cdot v^2$$

$$R_r = f_r \cdot P = \frac{C_r \cdot (c_1 + c_2 \cdot v)}{1.000} P$$

$$R_g = Pi$$

Siendo:

$\rho$  Densidad del aire a la temperatura y cota considerada ( $\text{kg/m}^3$ ).

$C_d$  Coeficiente de resistencia aerodinámica longitudinal del vehículo.

$A$  Área frontal del vehículo ( $\text{m}^2$ ).

$f_r$  Coeficiente de resistencia a la rodadura.

$C_r$  Coeficiente básico de resistencia a la rodadura (1,25).

$c_1, c_2$  Coeficientes empíricos que describen la variación de la resistencia a la rodadura con la velocidad, para neumáticos radiales ( $c_1 = 4,575$  y  $c_2 = 0,0328$ ).

$i$  Inclinación de la rasante (en tanto por uno, y con signo positivo para rampas y negativo para pendientes).

Los vehículos patrón considerados en la simulación son los incluidos en la Tabla A2.1.

TABLA A2.1.

## CARACTERÍSTICAS DINÁMICAS DE LOS VEHÍCULOS PATRÓN.

VEHÍCULO	POTENCIA (CV)	P/H (kg/kW)	ÁREA FRONTAL (m <sup>2</sup> )	C <sub>d</sub>
Ligero	85	20	2,5	0,4
Pesado	450	120	10	1,1

El sistema planteado puede ser finalmente resuelto numéricamente de forma elemental mediante un esquema de primer orden de Euler. Dado que en el modelo no se incorpora el efecto de los cambios de marchas, los resultados pueden sobrevalorar ligeramente las velocidades en distancias cortas. Con estas premisas se han obtenido los valores de la Tabla 8.2.

Si se despreciase el efecto de la resistencia aerodinámica y se considerase la resistencia a la rodadura constante, se puede obtener una solución analítica sencilla, de la forma:

$$x = \frac{v_f}{g \cdot K} \cdot \left[ \left( \frac{v_o - v}{2} \right) \cdot (v_o + 2 \cdot v_f + v) + v_f^2 \cdot \ln \left( \frac{v_o - v_f}{v - v_f} \right) \right] + x_o$$

Con:

$$K = \eta \cdot \frac{H}{P} \quad y \quad v_f = \frac{K}{(f_r \pm i)}$$

Siendo:

$v_o$  Velocidad inicial del vehículo (m/s).

$v_f$  Velocidad final del vehículo (m/s).

Esta simplificación es especialmente útil en el caso de los vehículos pesados.

#### Modelo de deceleración

Para la estimación del comportamiento de un vehículo frente a la situación de frenado se considera que las condiciones de la maniobra se encuentran determinadas fundamentalmente por las preferencias del conductor más que por las prestaciones del vehículo.

Disponiendo de un espacio aceptable que mantenga la maniobra, es el conductor en última instancia el que determina la magnitud de las aceleraciones que quiere asumir y su distribución longitudinal.

En estas condiciones, para la determinación de la distancia recorrida por un vehículo que pasa de una velocidad inicial ( $V_{do}$ ) a otra velocidad final ( $V_{df}$ ) se utiliza un modelo simplificado que considera una deceleración longitudinal uniforme, sin tener en cuenta las resistencias a la rodadura y las aerodinámicas. Conforme a esta hipótesis, la longitud necesaria de carril, en metros, vendría dada por la expresión:

$$L = \frac{(V_{do})^2 - (V_{df})^2}{254 \cdot i + 50}$$

Siendo:

- i           Inclinación de la rasante en tanto por uno (positiva en rampa y negativa en pendiente).

En esta fórmula las velocidades deben expresarse en km/h.

#### Vehículo patrón

Los valores de las longitudes de los carriles de cambio de velocidad que figuran en la Tabla 8.2 corresponden a las prestaciones de un vehículo ligero de 20 kg/kW.

La utilización de un vehículo patrón de diferentes prestaciones para el cálculo de las longitudes de los carriles de cambio de velocidad exigirá una justificación exhaustiva de la elección del vehículo y el cálculo de las correspondientes longitudes.