

## Desempeño dinámico y energético de un autobús operando con gas natural vehicular

### Dynamic and energy behavior of a bus fuelled with natural gas

John Agudelo<sup>1</sup>, Ricardo Moreno<sup>2</sup>, Juan Pérez<sup>\*1</sup>

<sup>1</sup>Grupo de manejo eficiente de la energía –GIMEL–, Facultad de Ingeniería, Universidad de Antioquia, Calle 67 N.º 53-108, Medellín, Colombia

<sup>2</sup>Grupo de Diseño Mecánico. Facultad de Ingeniería, Universidad de Antioquia, Calle 67 N.º 53-108, Medellín, Colombia

(Recibido el 20 de febrero de 2009. Aceptado el 24 de Agosto de 2009)

#### Resumen

En este artículo se calculó la potencia teórica requerida por un vehículo para cuatro casos de funcionamiento (2 velocidades y dos pendientes diferentes) con la ayuda de la dinámica longitudinal. Mediciones experimentales del consumo instantáneo de combustible, en conjunto con las potencias teóricas permitieron hallar la eficiencia energética global de un bus con motor a gas natural. Al aumentar la pendiente de la carretera o aumentar la velocidad del bus, la eficiencia energética global se incrementó. La variación de la pendiente de 0 a 7% hizo cambiar la eficiencia de 25,4 a 27,6% mientras que el cambio de velocidad de 15 a 40 km/h hizo que la eficiencia pasara de 25,9 a 27,1%. Para los rangos seleccionados de velocidad y pendiente, la eficiencia presentó un incremento al aumentar velocidad y pendiente, siendo un poco mayor con la pendiente.

--- *Palabras clave:* Dinámica longitudinal, gas natural vehicular, autobús, eficiencia energética

#### Abstract

In this paper the theoretical power of a vehicle under four operating conditions was calculated using longitudinal dynamics. Experimental measurements were carried out in order to find the specific fuel consumption under those operating conditions, in such a way that the global energy efficiency was obtained for a bus provided with natural gas engine. When the slope was changed from 0 to 7%, the efficiency varied from 25.4 to 27.6%; while the

---

\* Autor de correspondencia: Teléfono: + 57 + 4 + 219 85 49, Fax + 57 + 4 + 211 05 07, correo electrónico: juanpb@udea.edu.co (J. Pérez).

velocity change from 15 to 40 km/h, produced a change of 25.9 to 27.1% in energy efficiency. Both, velocity and slope produced an increase in energy efficiency when moved from low to high values. The slope has higher effect on efficiency than velocity.

----- **Keywords:** longitudinal dynamic, vehicular natural gas, bus, energy efficiency

## Introducción

Buscando alternativas a la crisis energética que también afecta a Colombia, así como mejorar la calidad del aire en las principales ciudades, el gobierno está promoviendo la introducción de vehículos con motores diseñados a gas natural en los sistemas de transporte masivo. Mantilla *et al.* mostraron que el comportamiento de un bus articulado con motor a gas natural depende de la altura a la que opere y que la autonomía es igual tanto para vehículos dedicados a diesel como a gas natural [1]. En otro estudio realizado por la empresa colombiana de petróleos (Ecopetrol), sobre un bus RENNO 280 GA operando con gas natural, se encontró un ahorro económico del 27% (de gas natural con respecto al diesel para un mismo recorrido) [2]. Dado que las condiciones de operación, así como las características constructivas del vehículo, y el tipo de motor del que está provisto se ven afectadas con la orografía del terreno y las condiciones de prueba, en este trabajo se ha calculado la potencia teórica necesaria para mover el vehículo con la ayuda de un modelo de dinámica longitudinal. Por otra parte, mediante mediciones experimentales se obtuvo el consumo instantáneo de combustible, que combinado con los resultados de potencia teóricos, permitieron conocer la eficiencia global del vehículo bajo diferentes condiciones de operación.

La respuesta dinámica de los vehículos está influenciada principalmente por la fuerza longitudinal de las ruedas, fuerzas de arrastre aerodinámico, fuerzas de resistencia a la rodadura y fuerzas gravitacionales [3-6]. Las pendientes de carretera, velocidades de circulación, coeficiente de adherencia rueda-carretera, aceleraciones y el

número de pasajeros máximos a transportar fueron tenidos en cuenta ya que están directamente relacionados con las fuerzas involucradas en el análisis, y se convierten en los principales requerimientos para obtener la potencia teórica del motor. Los cálculos se realizaron partiendo del reposo con el fin de observar el comportamiento dinámico del motor durante el arranque. Para las simulaciones dinámicas se tuvo en cuenta que los motores de combustión interna utilizados normalmente en los vehículos de transporte, proporcionan par y potencia en un rango limitado de régimen de giro, pero que gracias a la relación de transmisión de la caja de cambios se pueden obtener distintos rangos de velocidad del vehículo. Con la ayuda del modelo de dinámica longitudinal y los datos experimentales, se comparó la eficiencia energética para dos pendientes típicas en la topografía de las carreteras en las rutas de buses urbanas de Medellín 0% y 7%, y dos velocidades típicas: 15 km/h y 40 km/h.

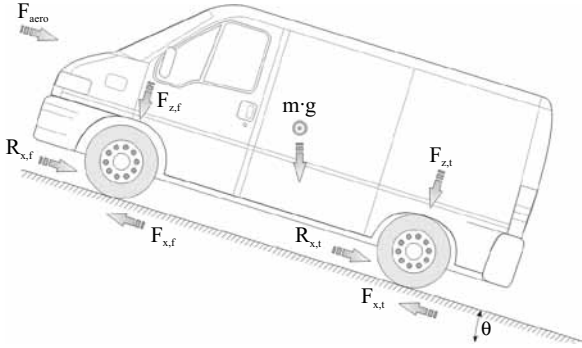
## Metodología

### *Descripción del modelo*

El modelo de cálculo de dinámica longitudinal que se describe a continuación está fundamentado en ecuaciones clásicas de dinámica analítica, especialmente la segunda ley de Newton, por tanto no se considera necesaria su validación experimental. Como se dijo anteriormente fue utilizado para obtener la potencia teórica del vehículo a partir de su velocidad.

Las fuerzas externas más relevantes que actúan sobre el movimiento de un vehículo son las gravitatorias, de arrastre aerodinámico, longitudina-

les y de resistencia a la rodadura en las ruedas (Figura 1).



**Figura 1** Diagrama esquemático de fuerzas para el análisis de la dinámica longitudinal

El balance de fuerzas a lo largo del eje longitudinal del vehículo permite obtener la ecuación 1.

$$m\ddot{x} = F_{xf} + F_{xt} - F_{aero} - R_{xf} - R_{xt} - mg\sin\theta \quad (1)$$

donde la fuerza aerodinámica se puede obtener a partir de la siguiente expresión:

$$F_{aero} = \frac{1}{2}\rho C_a A_f (V_x + V_{viento}) \quad (2)$$

Las condiciones atmosféricas pueden afectar la densidad del aire y por ende pueden afectar significativamente la fuerza de arrastre aerodinámica. El término  $C_a$  se puede determinar experimentalmente sin transmisión de potencia desde el motor y sin utilizar los frenos, se lleva el vehículo a una carretera plana ( $\theta = 0$ ) y sin viento  $V_{viento} = 0$ . Esto conllevaría que la ecuación 1 se convierta en:

$$-m\frac{dV_x}{dt} = \frac{1}{2}\rho V_x^2 A_F C_a + R_x \quad (3)$$

Despejando el diferencial de tiempo, se obtiene:

$$dt = -\frac{dV_x}{\frac{\rho A_F C_a V_x^2}{2m} + \frac{R_x}{m}} \quad (4)$$

Integrando la ecuación 4 y asumiendo que la velocidad inicial del vehículo es  $V_o$ , se llega a:

$$t = \left( \frac{2m^2}{\rho A_F C_a R_x} \right)^{\frac{1}{2}} \left\{ \tan^{-1} \left[ V_o \left( \frac{\rho A_F C_a}{2R_x} \right)^{\frac{1}{2}} \right] - \tan^{-1} \left[ V_x \left( \frac{\rho A_F C_a}{2R_x} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right\} \quad (5)$$

Asumiendo que el tiempo que transcurre desde que el vehículo tiene una velocidad inicial  $V_o$  hasta detenerse ( $V_f = 0$ ) es  $t = T$ , y definiendo el parámetro adimensional  $\beta$  como:

$$\beta = V_o \left( \frac{\rho A_F C_a}{2R_x} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

Se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{V_x}{V_o} = \frac{1}{\beta} \tan \left[ \left( 1 - \frac{t}{T} \right) \tan^{-1}(\beta) \right] \quad (7)$$

Los términos  $V_o$  y  $T$  son medidos durante el experimento. La ecuación 7 permite graficar el parámetro adimensional de velocidades  $V_x/V_o$  con respecto al parámetro adimensional de tiempos  $t/T_o$ . Esto arroja como resultado el valor de  $\beta$  para el vehículo en particular. Con este dato, se pueden emplear las ecuaciones 8 y 9 para obtener  $C_a$  y  $R_x$ .

$$C_a = \frac{2m\beta \tan^{-1}(\beta)}{V_o T \rho A_F} \quad (8)$$

$$R_x = \frac{V_o m \tan^{-1}(\beta)}{\beta T} \quad (9)$$

Las fuerzas longitudinales en las ruedas por la fricción con la carretera  $F_{xf}$  y  $F_{xt}$  dependen principalmente de la carga normal sobre la rueda, el coeficiente de fricción entre la rueda y la carretera y la relación de deslizamiento longitudinal. La carga normal depende a su vez de la distribución geométrica de los ejes respecto al centro de gravedad y cambia al modificar el ángulo de pen-

diente de la carretera, la aceleración longitudinal del vehículo y las fuerzas aerodinámicas como se muestra más adelante. La diferencia que existe entre la velocidad longitudinal de las ruedas y su velocidad equivalente partiendo de la velocidad angular ( $r_{efectivo} \omega_r$ ) es llamada diferencia longitudinal de deslizamiento. Esta diferencia de velocidades se presenta principalmente por la deformación de las ruedas. La relación de deslizamiento longitudinal durante el frenado o aceleración se obtiene mediante [4, 5]:

$$\sigma_{xacel} = \frac{r_{efectivo} \omega_r - V_x}{r_{efectivo} \omega_r} \quad (10)$$

$$\sigma_{xfreno} = \frac{r_{efectivo} \omega_r - V_x}{V_x} \quad (11)$$

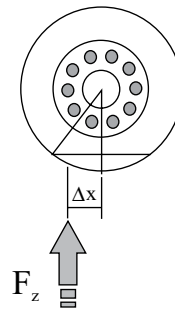
Las fuerzas de resistencia a la rodadura aparecen debido a que las ruedas tienen un “amortiguamiento” que hace que la energía invertida en deformar la rueda no se recupere plenamente cuando el material vuelve a su forma original. Esta pérdida de energía puede ser representada por una fuerza de resistencia a la rodadura que actúa de forma opuesta al movimiento del vehículo. Este mismo fenómeno hace que la fuerza normal en la rueda no se distribuya simétricamente en el área de contacto.

Típicamente las fuerzas normales con las fuerzas de resistencia a la rodadura se modelan proporcionales, como se ilustra en la ecuación 12. El coeficiente de resistencia a la rodadura “ $f$ ” es el coeficiente de proporcionalidad:

$$R_{xf} + R_{xr} = f(F_{zf} + F_{zr}) \quad (12)$$

Esta proporcionalidad se puede entender al analizar la figura 2, la cual ilustra cómo la ubicación asimétrica de la fuerza normal genera un momento que puede ser visto como una fuerza de rodadura equivalente situada en el eje de la rueda que se opone al movimiento, acorde a la siguiente expresión:

$$R_x = \frac{F_z (\Delta x)}{r_{estatico}} \quad (13)$$



**Figura 2** Diagrama para describir la resistencia a la rodadura

Tomando momentos alrededor del punto de contacto de la rueda trasera en la figura 1, se obtiene:

$$F_{zf} (l_f + l_r) + F_{aero} h_{aero} + m \ddot{x} h + mgh \sin \theta - mgl_r \cos \theta = 0 \quad (14)$$

Resolviendo para la fuerza normal frontal,  $F_{zf}$  se obtiene:

$$F_{zf} = \frac{-F_{aero} h_{aero} - m \ddot{x} h - mgh \sin \theta + mgl_r \cos \theta}{l_f + l_r} \quad (15)$$

Tomando momentos alrededor del punto de contacto de la rueda frontal:

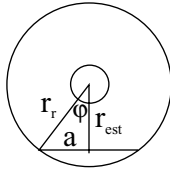
$$F_{zt} (l_f + l_r) - F_{aero} h_{aero} - m \ddot{x} h - mgh \sin \theta - mgl_f \cos \theta = 0 \quad (16)$$

Resolviendo para la fuerza normal trasera,  $F_{zt}$  se obtiene:

$$F_{zt} = \frac{F_{aero} h_{aero} + m \ddot{x} h + mgh \sin \theta + mgl_f \cos \theta}{l_f + l_r} \quad (17)$$

El radio efectivo de la rueda relaciona la velocidad lineal y la velocidad angular de la rueda acorde a la ecuación 18, donde “ $2a$ ” es la longitud de contacto de la rueda con la carretera y  $\phi$  el ángulo de contacto (Figura 3).

$$V_{efectiva} = r_{efectiva} \omega_r = \frac{a}{t} \quad (18)$$



**Figura 3** Radio estático y radio no deformado

La velocidad angular de la rueda se define como:

$$\omega_r = \frac{d\phi}{dt} \quad (19)$$

El radio estático es la diferencia entre el radio indeformado de la rueda “ $r_r$ ” y la deflexión estática vertical:

$$r_{estático} = r_r - \frac{F_z}{k_t} \quad (20)$$

Donde  $k_t$  es la rigidez vertical de la rueda. El radio estático “ $r_{estático}$ ” y el radio de la rueda  $r_r$  están relacionados de la siguiente manera:

$$r_{estático} = r_r \cos \phi \quad (21)$$

$$a = r_r \sin \phi \quad (22)$$

donde el radio efectivo estaría dado por:

$$r_{efectivo} = \frac{\sin \left\{ \cos^{-1} \left( \frac{r_{estático}}{r_r} \right) \right\}}{\cos^{-1} \left( \frac{r_{estático}}{r_r} \right)} \quad (23)$$

El radio efectivo siempre toma un valor intermedio entre el radio estático y el radio indeformado de la rueda ( $r_{estático} < r_{efectivo} < r_r$ ). Debido a que no se conoce la curva experimental del motor se utilizó la ecuación 24 como aproximación teórica a partir del punto de máxima potencia (potencia y rpm) y las revoluciones máximas de operación del motor [7].

$$p(w) = c_1 w + c_2 w^2 + c_3 w^3 \quad (24)$$

donde  $p$  es potencia y  $w$  la velocidad angular, la relación utilizada entre los coeficientes  $c_1$  a  $c_3$  fue:  $c_1 + c_2 - c_3 = 1$  y  $c_1 + 2c_2 - 3c_3 = 0$ , obtenida

en un motor similar al utilizado en este trabajo montado en banco de ensayos.

Al modelo propuesto se deben introducir como parámetros de entrada las relaciones de transmisión, las velocidades y las fuerzas longitudinales en las ruedas, con lo cual se puede obtener la potencia teórica requerida por el motor. Con esta potencia teórica y el consumo de combustible medido según se describe más adelante, se usa la ecuación (25) para calcular la eficiencia energética global.

$$Eficiencia = \frac{Potencia\ teórica}{Consumo\ de\ combustible \cdot poder\ calorífico\ GNV} \quad (25)$$

Para este caso el poder calorífico del gas natural para uso vehicular (GNV) es 50 MJ/kg. La eficiencia global no dependerá sólo del consumo del motor, por ejemplo, al subir por una pendiente las fuerzas normales en las ruedas cambian, modificando el deslizamiento en las mismas y por ende la disipación de energía. Otro ejemplo sería que la eficiencia en la caja de cambios depende del cambio seleccionado, su velocidad angular y el torque transmitido.

### Procedimiento experimental y equipos

En la tabla 1 se muestran las características técnicas del bus que fueron usadas en los cálculos de dinámica longitudinal.

El bus estaba dotado de un sistema de adquisición de datos instalado por personal técnico de Iveco que permitió, mediante conexión con la unidad de control electrónica del vehículo, capturar su velocidad y el consumo de combustible instantáneos en función del tiempo. El vehículo se cargó con sacos de arena con un 15% por encima del peso vehicular bruto según ficha técnica (Tabla 1). En la tabla 2 se muestran los cuatro casos analizados, combinando dos pendientes y dos velocidades. Las mediciones se realizaron a condiciones de aceleración máxima (mariposa totalmente abierta) partiendo desde el reposo. Cuando el autobús llegaba a la velocidad especificada (15

km/h o 40 km/h según el caso) se tomaba la lectura instantánea del consumo de combustible.

**Tabla 1** Datos de entrada al modelo de dinámica longitudinal

<i>Dinámica longitudinal</i>	<i>Valor</i>
Masa total del vehículo con carga [kg]	6.500
Distancia del eje frontal al centroide [m]	2,8
Distancia del eje trasero al centroide [m]	1,55
Altura del centroide [m]	1,6
Área frontal [m <sup>2</sup> ]	4,6
Inercia de ejes conductores [kgm <sup>2</sup> ]	12
Inercia de ejes en ruedas [kgm <sup>2</sup> ]	2,1
Coefficiente de arrastre aerodinámico	0,8
Ruedas	
Radio de rueda efectivo [m]	0,4
Diferencial	
Relación de transmisión	4,56:1
Relaciones de transmisión en caja	
Primera	6,5
Segunda	4
Tercera	2,4
Cuarta	1,5
Quinta	1
Coefficiente de progresión geométrica aproximado	1,625
Motor	
Potencia [kW (Cv)] a 3500rpm	100 (136)
Torque [Nm] a 2730rpm	350
Ralentí del motor [rpm]	960
Apertura de la mariposa [%]	100

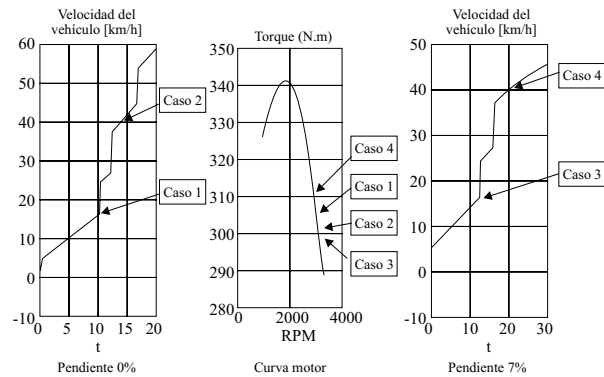
**Tabla 2** Casos considerados para los cálculos de dinámica longitudinal

<i>Caso N.º</i>	<i>Velocidad [km/h]</i>	<i>Pendiente [%]</i>
1	15	0
2	40	0
3	15	7
4	40	7

### Resultados y discusión

En la tabla 3 se muestran los resultados de eficiencia global a partir de la potencia teórica y el consumo de combustible medido para cada caso.

La figura 4 muestra las curvas teóricas de velocidad del vehículo cuando va en plano (Fig. 4a), cuando va por una pendiente del 7% (Fig. 4c) y la curva de operación del motor (Fig. 4b).



**Figura 4.** (a) Velocidad del vehículo en plano (0%), (b) curva del motor y (c) velocidad del vehículo con pendiente 7%.

Las velocidades evaluadas (15 km/h y 40 km/h) en el vehículo se alcanzaron en menor tiempo cuando este se desplazaba en terreno plano (10,5 s y 14 s aproximadamente) respecto a cuando el vehículo se encontraba en una pendiente de 7% (11 s y 20,1 s aproximadamente). Esto muestra como la aceleración del vehículo es menor cuando va subiendo por una pendiente del 7%.

El caso 1 (v=15 km/h, pendiente=0%) presentó una potencia de 98 kW, mientras que el caso 3

( $v=15$  km/h, pendiente=7%) presentó una potencia de 96 kW. En el caso 3 la aceleración del vehículo es menor (por ir subiendo una pendiente del 7%), por ende las fuerzas longitudinales del vehículo son menores en el caso 3, requiriendo una potencia menor (debido a que los casos 1 y 3

tienen igual velocidad, 15 km/h). Luego, el caso 3 requiere una potencia menor y el consumo específico de combustible medido es notablemente inferior (haciendo que la energía consumida sea mucho menor) por lo tanto presentará una eficiencia mayor.

**Tabla 3** Eficiencias calculadas para cada uno de los casos

Caso	Velocidad [km/h]	Pendiente [%]	Potencia teórica [kW]	Consumo combustible [kg/h]	Eficiencia global [%]
1	15	0	98	28,5	24,7
2	40	0	94	25,8	26,2
3	15	7	96	25,4	27,2
4	40	7	95	24,3	28,1

Se realizó un análisis de varianza sobre los cuatro casos anteriores para conocer el efecto estadísticamente significativo de la velocidad y la pendiente sobre la eficiencia energética global del

autobús (Tabla 4). Dado que el valor-P para ambos factores es menor de 0,05, se puede concluir que los dos factores tienen efecto estadísticamente significativo con un 95% de confiabilidad.

**Tabla 4** Análisis de varianza (ANOVA)

Fuente	Suma de cuadrados	gdl	Media cuadrática	F-Ratio <sup>1</sup>	P-Value
Efectos principales					
Velocidad	2,88	1	2,88	72,00	0,0004
Pendiente	9,68	1	9,68	242,00	0,0000
Residual	0,2	5	0,04		
Total (corregido)	12,76	7			

<sup>1</sup>Todos los F-ratios están basados en el error cuadrático medio.

La figura 5 muestra el efecto de ambos factores respecto a los residuales. Los niveles de la pendiente están más alejados del centro y por ende de los residuales lo que muestra que la pendiente tiene un efecto mayor que la velocidad para los intervalos considerados en este estudio.

La figura 6 muestra el gráfico de medias de la eficiencia al variar con cada factor. La figura 6a expone la variación de la eficiencia con la pendiente

mientras que la figura 6b muestra la variación de la eficiencia con la velocidad. La variación de la pendiente de 0% a 7% hizo cambiar la eficiencia de 25,4% a 27,6% mientras que el cambio de velocidad hizo que la eficiencia pasara de 25,9% a 27,1%. Para los rangos seleccionados de velocidad y pendiente, la eficiencia presentó un incremento al aumentar los factores, siendo un poco mayor con la pendiente.



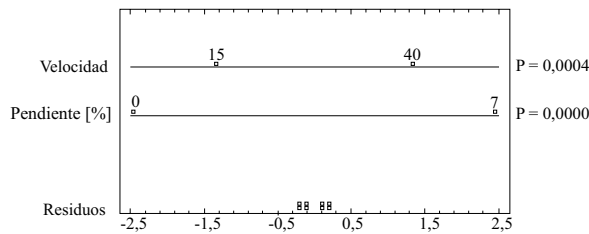


Figura 5 ANOVA para la eficiencia energética global

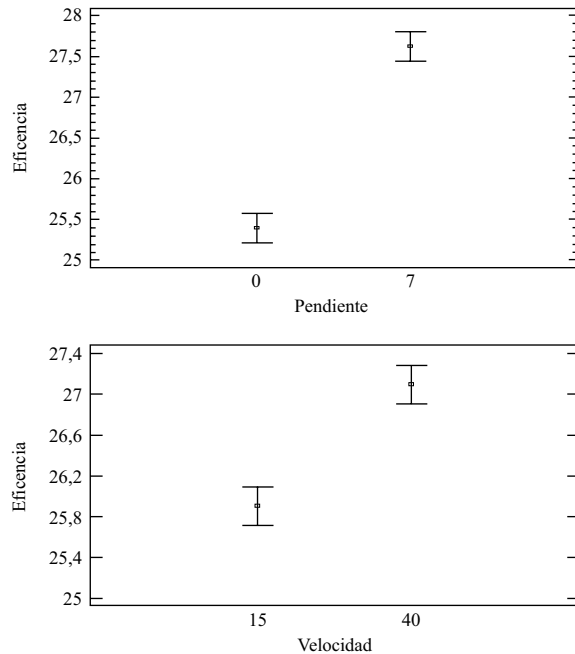


Figura 6 Medias de la eficiencia energética global respecto a cada factor

### Conclusiones

El modelo de dinámica longitudinal planteado permitió obtener las curvas teóricas de potencia del bus para diferentes condiciones de operación (velocidad y pendiente). Por otra parte de las mediciones experimentales se logró obtener para dichas condiciones los consumos específicos de combustible, y así, combinando estos dos parámetros, se logró determinar la eficiencia energética global del bus para cada caso analizado.

El análisis de varianza mostró que aunque se trabaje dentro de rangos de regímenes de funcionamiento de motor cercanos a la zona de consumo mínimo de combustible, la velocidad del bus y la pendiente de la carretera tienen efecto estadísti-

camente significativo sobre la eficiencia energética global del autobús. Al aumentar la pendiente de la carretera o aumentar la velocidad del bus, la eficiencia energética global se incrementa.

La variación de la pendiente de 0% a 7% hizo cambiar la eficiencia de 25,4% a 27,6% mientras que el cambio de velocidad hizo que la eficiencia pasara de 25,9% a 27,1%. Para los rangos seleccionados de velocidad y pendiente, la eficiencia presentó un incremento al aumentar los factores, siendo un poco mayor con la pendiente.

### Nomenclatura

$F_{xf}$	Fuerza longitudinal de las ruedas frontales
$F_{xt}$	Fuerza longitudinal de las ruedas traseras
$F_{aero}$	Fuerza de arrastre aerodinámica
$R_{xf}$	Resistencia a la rodadura de las ruedas frontales
$R_{xt}$	Resistencia a la rodadura de las ruedas traseras
$m$	Masa del vehículo
$g$	Aceleración debida a la gravedad
$\theta$	Angulo de inclinación de la carretera respecto a la horizontal
$h$	Altura del centro de gravedad del vehículo respecto a la carretera
$h_{aero}$	Altura donde actúa la fuerza aerodinámica equivalente
$l_f$	Distancia longitudinal entre el eje frontal y el centro de gravedad
$l_t$	Distancia longitudinal entre el eje trasero y el centro de gravedad
$r_{efectivo}$	Radio efectivo de las ruedas
$\omega_r$	Velocidad angular de las ruedas
$\rho$	Densidad del aire
$C_a$	Coefficiente de arrastre aerodinámico
$A_F$	Área frontal proyectada
$V_x$	Velocidad longitudinal del vehículo
$V_{viento}$	Velocidad del viento



## Referencias

1. G. J. Mantilla, C. Galeano, H. Acevedo, C. Duque, "Implementación de un bus articulado con motor dedicado a gas natural en los sistemas de transporte masivo de Colombia: estudio técnico", Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia, N.º 43. Marzo 2008. pp 18-31.
2. Grupo de Investigación Conversión y Transferencia de Energía, Universidad Nacional Sede Bogotá. "Evaluación de vehículos dedicados a gas bus RENNO 280 GA articulado para sistemas masivos de transporte". 2005. [http://www.ecopetrol.com.co/documentos/37788\\_Informe\\_Final\\_Colcha-18-02-2006.pdf](http://www.ecopetrol.com.co/documentos/37788_Informe_Final_Colcha-18-02-2006.pdf). Consultada el 15 de Septiembre de 2008.
3. H. Heisler, "Advanced Vehicle Technology". Ed. Butterworth Heinemann, Elsevier science. 2002.
4. D. Karnopp, "Vehicle Stability". University of California Ed. Marcel Dekker Inc. 2004.
5. R. Rajamani, "Vehicle Dynamics and Control". Springer US. 2006.
6. P. Pintado. "Un Curso de Automoción". Ed. Universidad de Sevilla. España. 1994.
7. R. Moreno. Análisis Mecánico y termodinámico en motores de encendido provocado adaptados a funcionamiento bicomcombustible gas natural-gasolina. Tesis de Maestría en Ingeniería. Universidad de Antioquia. 2004.