

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE MONTERREY
CAMPUS ESTADO DE MÉXICO



**Metodología para minimizar el consumo de combustible
en autobuses, que sirven rutas fijas, mediante la
reconfiguración del tren motriz**

Tesis para optar el grado de Doctor en Ciencias de la Ingeniería

Presenta:

Daniel Guillermo Cordero Moreno

Atizapán de Zaragoza, Estado de México.
Abril de 2015

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE MONTERREY
CAMPUS ESTADO DE MÉXICO



**Metodología para minimizar el consumo de combustible
en autobuses, que sirven rutas fijas, mediante la
reconfiguración del tren motriz**

Tesis para optar el grado de Doctor en Ciencias de la Ingeniería

Presenta:

Daniel Guillermo Cordero Moreno

Asesores: Dr. José Ignacio Huertas
Dra. Jenny Díaz Ramírez

Sinodales: Dr. Alfredo Santana Díaz
Dr. Vicente Colomer Romero

Atizapán de Zaragoza, Estado de México.
Abril de 2015

Dedicatoria

A mis padres, por su apoyo, confianza y por motivarme a dar pasos de gigante.

Agradecimientos

A Dios por la vida y por tantas bendiciones que he recibido, a mis padres, hermano y hermana, cuñada y cuñado, sobrinas y familia en general, por su apoyo y cariño.

A mis amigos Sebastián y Chino por su empuje.

A mis profesores, muchas gracias por sus enseñanzas, sobre todo a quienes apoyaron mi trabajo como Dr. César Maldonado, Dr. Alfredo Santana, Dr. José Carlos Miranda y muy especialmente a mis asesores Dra. Jenny Díaz y a quien yo considero como mi maestro el Doc José Ignacio Huertas.

A mis compañeros y amigos del CIMA, quienes se convirtieron en mi familia durante mis años en México. Especialmente a los de la ¡AD!, Niko, María, Jéssica, Carlitos, Natalia, Iván y Nora.

A Gus y Karem muchas gracias por ser parte de este trabajo.

A Tere muchísimas gracias por todo.

Gracias a Gina, Fer, Marcelo, Marco, Daniel, Lina y Diego por su apoyo con las pruebas y los datos.

Muchísimas gracias a Pedro Gómez, Arcelia Hernández, Fernando Chanocua y todo el personal de la empresa Flecha Roja por su apertura y confianza en este trabajo, sin ellos esto no se hubiera podido realizar.

Muchas gracias a DIDCOM por acompañarnos en las mediciones y por toda la colaboración durante las pruebas.

Gracias a la CANAPAT por la confianza en este proyecto.

Al CONACYT gracias por el apoyo para realizar el doctorado y la realización de los proyectos.

Al Tec de Monterrey por estos fabulosos años de aprendizaje a todo nivel.

Al equipo IDF Shell Eco-Marathon de la UPV de Valencia, sobre todo al Cap, el Doc Vicente Colomer, por haberme acogido por 5 maravillosas semanas.

A mis amig@s de “Dramiselos en apuros” por su amistad y cariño.

A Carolina gracias por la motivación final

Resumen

En la actualidad existen varias estrategias para reducir el consumo de combustible en vehículos. Una estrategia poco explorada es la optimización de la configuración del tren motriz, en función del ciclo de trabajo que sigue el vehículo.

El tren motriz de un vehículo está conformado principalmente por el motor, la caja de cambios, el diferencial y los neumáticos. El ciclo de trabajo está dado por un ciclo de conducción (diagrama velocidad vs tiempo) que representa lo que los conductores realizan típicamente en una ruta.

Para este trabajo se obtuvo un ciclo de conducción para una ruta fija, que incluye el perfil de altitud y se desarrolló una metodología para la configuración de las relaciones de transmisión de la caja de cambios y el diferencial. Al configurar una transmisión se deben satisfacer varios criterios, como son: desempeño mecánico del vehículo, emisiones, consumo de combustible y confort.

Esto hace que la optimización de la caja de cambios sea un problema de varios objetivos. Para resolver el problema de optimización se seleccionó el método de búsqueda de variables múltiples restringidas utilizando el algoritmo del gradiente reducido generalizado.

Los resultados obtenidos en la optimización fueron implementados en el vehículo y se realizó la validación de la metodología con una prueba en pista antes y después de las modificaciones en las relaciones de transmisión.

Abstract

Currently there are several strategies to reduce fuel consumption in vehicles. An unexplored strategy is to optimize powertrain configuration depending on the duty cycle that follows the vehicle.

The powertrain of a vehicle is mainly composed of the engine, gearbox, differential and tyres. The duty cycle is given by a driving cycle (speed vs. time diagram) representing what drivers typically do in a route.

For this work, a driving cycle for a fixed route that includes the altitude profile was used and a methodology for setting the gear ratios of the gearbox was developed. The configuration of a transmission must meet several criteria, such as: mechanical vehicle performance, emissions, fuel consumption and comfort.

That is why, the powertrain optimization is a multi-objective problem. To solve the optimization problem, the search method selected was the multivariate restricted using the generalized reduced gradient algorithm.

The results in optimization were implemented in the vehicle. The method was validated with a road test before and after the changes in the transmission of a bus. The route covers a fixed route from Toluca to Mexico City.

Indice

1.	Introducción.....	1
1.1	Estrategias para reducir el consumo de combustible.....	3
1.2	Tren motriz de un vehículo.....	7
1.3	Realidad del transporte de carga y de pasajeros en Latinoamérica	11
1.4	Propuesta y aportes.....	12
1.5	Objetivo	13
1.6	Alcance	13
1.7	Pregunta de investigación.....	14
1.8	Hipótesis	14
2.	Configuración del tren motriz	15
2.1	Evaluación de vehículos	17
2.2	Características del vehículo	18
2.3	Metodología para la obtención de los coeficientes de arrastre (<i>C_d</i>) y de resistencia a la rodadura (<i>f_r</i>) mediante pruebas en carretera.....	21
2.4	Ciclo de trabajo.....	28
3.	Modelos	29
3.1	Modelo de consumo de combustible	30
3.2	Modelo de capacidad de aceleración y velocidad máxima en plano y pendiente (capacidad de ascenso)	40
3.3	Modelo combinado.....	43
4.	Optimización	45
4.1	Descripción del problema de optimización	46
4.2	Formulación.....	47
4.3	Solución.....	52
4.4	Verificación	54
5.	Validación experimental.....	59
5.1	Ruta seleccionada	59
5.2	Vehículo utilizado	60
5.3	Conductor	61

5.4	Instrumentación.....	62
5.5	Resultados	64
5.6	Curva de cubrimiento modificada.....	65
6.	Análisis y conclusiones.....	67
6.1	Análisis de resultados.....	67
6.2	Análisis financiero	72
6.3	Conclusiones	74
6.4	Trabajo futuro	75

Nomenclatura

Lista de símbolos

Símbolos griegos

Símbolo	Descripción	Unidad
δ_w	Deformación en rueda	m
η_c	Eficiencia de combustión del motor	%
η_m	Eficiencia mecánica del motor	%
η_{tdi}	Eficiencia relación total de transmisión	%
η_ϑ	Eficiencia volumétrica del motor	%
θ	Ángulo de pendiente de la carretera	rad
ρ_a	Densidad del aire	kg/m ³
ρ_f	Densidad del combustible	kg/m ³
τ_w	Torque en rueda	Nm
τ_e	Torque en el motor	Nm
ϑ	Volumen	m ³
$\dot{\vartheta}_f$	Consumo instantáneo de combustible	L/s
ω_w	Velocidad angular en la rueda	rpm
ω_e	Velocidad angular en el moto	rpm

Símbolos romanos

Símbolo	Descripción	Unidad
a	Aceleración	m/s ²
A	Área frontal del vehículo	m ²
C_d	Coefficiente de arrastre	-
f_r	Coefficiente de resistencia a la rodadura	-
F	Fuerza	N
F_d	Fuerza de arrastre	N
F_g	Fuerza debida a la pendiente	N
G_R	Relación geométrica	-
F_x	Fuerza en rueda	N
LHV	Poder calorífico inferior del combustible	kJ/kg
L	Porcentaje de carga en el motor	%
M	Masa	kg
m_e	Masa equivalente	kg
\dot{m}_f	Flujo másico de combustible	kg/s
m_{fi}	Factor de masa en el cambio i	-

N_d	Relación de transmisión final	-
N_{td_i}	Relación total de transmisión en el cambio i	-
N_{t_i}	Relación de transmisión en el cambio i	-
P	Presión ambiental	kPa
P_w	Potencia en la rueda	kW
P_e	Potencia en el motor	kW
PR_i	Relación progresiva en el cambio i	-
R_c	Radio estático bajo carga	m
R_d	Radio dinámico del neumático	m
R_i	Fuerza debida a la inercia del vehículo	N
R_g	Fuerza debida a la pendiente	N
R_n	Radio nominal del neumático	m
R_x	Resistencia a la rodadura	N
t	tiempo	s
T	Temperatura	K
V	Velocidad	m/s
V_e	Velocidad experimental	m/s

Constantes

Símbolo	Descripción	Unidad
g	Gravedad	m/s ²
R_a	Constante del aire	kJ/kg.K

Capítulo I

1. Introducción

Aproximadamente el 30% de toda la energía global es consumida por el sector del transporte (Figura 1-1), en donde, alrededor del 81% es consumida por el transporte terrestre. Las proyecciones para los siguientes años muestran un aumento, de la demanda de combustibles, de aproximadamente el 40% (Atabani, Badruddin, Mekhilef, & Silitonga, 2011).

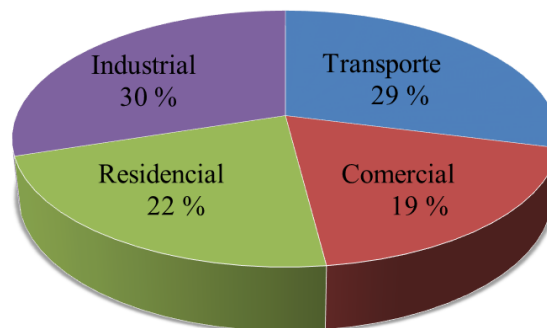


Figura 1-1
Consumo global de energía por sector (Atabani et al., 2011)

Existen varios problemas que actualmente afectan al transporte, entre los que destacan:

- **Escasez de combustible**, en la Figura 1-2, se observa la distribución de las reservas de petróleo confirmadas a nivel mundial. Estas reservas alcanzan para abastecer la demanda de petróleo mundial por 53 años (BP, 2013).
- **Emisiones contaminantes**, en el caso de la Zona Metropolitana del Valle de México (ZMVM) el 85% de los contaminantes gaseosos y particulados son emitidos por vehículos, de los cuales un 36% de los PM 2.5 y el 25% de los NO_x son producidos por el transporte de carga y por los autobuses ("Inventario de emisiones de contaminantes criterio de la ZMVM," 2008)
- **Costos**, la Figura 1-3 indica que aproximadamente un 50% del costo de operación, con el que trabajan las empresas de transporte de carga y de pasajeros, está destinado al pago de combustible (Autotransportes Azteca).

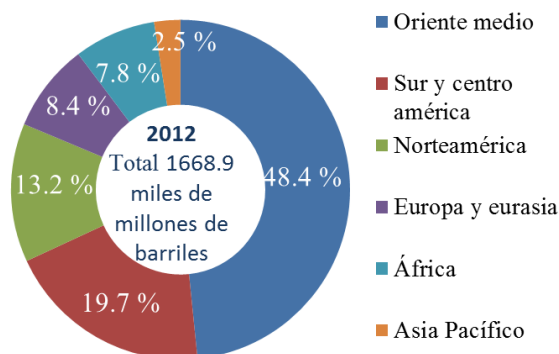


Figura 1-2
Reservas globales de petróleo probadas (BP, 2013)

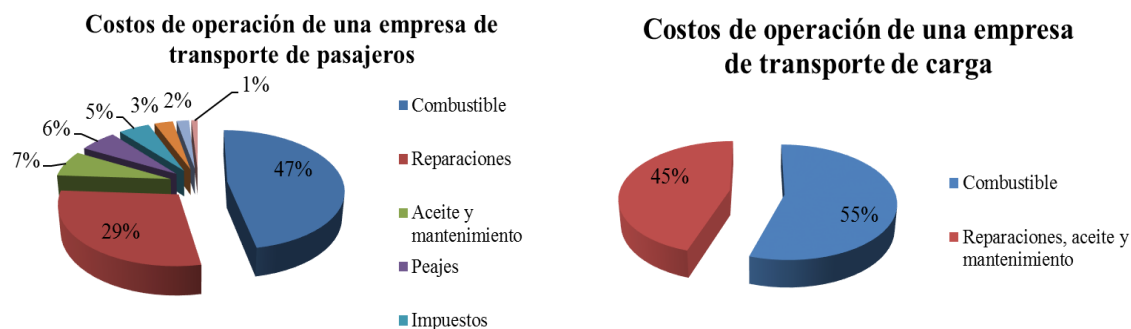


Figura 1-3
Costos de operación de empresas de transporte de carga y pasajeros (Autotransportes Azteca)

1.1 Estrategias para reducir el consumo de combustible

Las primeras ayudas para el conductor destinadas a la reducción del consumo de combustible, a bordo de los vehículos, aparecieron luego de 1973-1974 (M. Van der Voort & Dougherty, 1999). Alrededor del mundo existen varias acciones destinadas para reducir el consumo de combustible (Atabani et al., 2011). Se pueden dividir en 7 categorías:

- Reducción de la demanda de energía
- Mejoras tecnológicas en los motores
- Hábitos de manejo ecológico (Eco-driving)
- Fuentes de potencia alternativa
- Mejoras en las transmisiones
- Selección de rutas y logística
- Configuración del tren motriz

A continuación se describe cada una de ellas:

Reducción de la demanda energética: La segunda Ley de Newton (ecuación 1-1) establece:

$$\sum F = Ma \quad (1-1)$$

Donde F [N] es la fuerza, M [kg] es la masa y a [m/s^2] la aceleración.

Al reducir la masa del vehículo, reducimos la fuerza necesaria para moverlo y de esta manera se reduce la demanda energética al combustible. Globalmente existen varios trabajos sobre este tema, donde además se relaciona la reducción de masa con la seguridad (Tolouei & Titheridge, 2009).

Para reducir la demanda energética también se pueden reducir las cargas sobre el vehículo. Estas cargas son la fuerza de arrastre (F_d), resistencia a la rodadura (R_x), resistencia debida a la inercia (R_i) y resistencia debida a la pendiente (R_g) (Gillespie, 1992).

Para reducir la fuerza de arrastre se realizan mejoras en la aerodinámica del vehículo, esto es, reducir el coeficiente de arrastre del vehículo (C_d). En este tema existen varios trabajos donde se ha logrado reducir un 2% el arrastre en los vehículos (Khaled, El Hage, Harambat, & Peerhossaini, 2012; Mohamed-Kassim & Filippone, 2010; Rose, 1981).

En el caso de la resistencia a la rodadura, los esfuerzos se enfocan a reducir las pérdidas por la deformación que existe entre el neumático y la vía; esto busca reducir el coeficiente de resistencia a la rodadura (f_r), como lo indican los siguientes trabajos (Schmidt & Dyre, 2012; Wang et al., 2012) donde no sólo se enfocan en mejoras para los neumáticos (Figura 1-4), sino también en las vías, mejoras en las vías pueden reducir el consumo de combustible y las emisiones de CO_2 .



Figura 1-4

Neumático más ancho utilizado en camiones de carga en lugar de doble rodado.
<http://www.rceasy.com/wp-content/uploads/2008/03/56319photo6.jpg>

Mejoras tecnológicas en los motores: Los motores de combustión interna se iniciaron a finales del siglo XIX, aunque muchos autores apuesten por las energías alternativas, todavía hay oportunidad de desarrollo en esta tecnología (Atabani et al., 2011), cuya mayor ventaja sigue siendo la autonomía de combustible comparada con sus competidoras. Algunos ejemplos de nuevas tecnologías aplicadas en motores son las siguientes:

- **Motores multi-válvulares y tiempos de válvulas variables.** Con esta tecnología se mejora la entrada y salida de gases en el motor, mejorando su eficiencia (Atashkari, Nariman-Zadeh, Gölcü, Khalkhali, & Jamali, 2007; Bianchi, Cazzoli, Forte, Costa, & Oliva, 2014; Fabio, Vincenzo, Valentino, Alfredo, & Massimiliano, 2014; Mahrous et al., 2009; Zhao & Xu, 2013)
- **Utilizar motores de menor cilindrada turbo o súper cargados:** Al reducir la cilindrada de los motores y mejorar su eficiencia, los consumos y las emisiones se reducen (Katrašnik, 2007a, 2007c; Nozawa, Morita, & Shimizu, 1994; Sprei & Karlsson, 2013).
- **Desactivación de cilindros:** Existen momentos en los que no es necesaria toda la potencia del motor, en los que se podría utilizar sólo parte del motor; esto se logra haciendo que unos cilindros no trabajen, reduciendo así el consumo de combustible (Kutlar, Arslan, & Calik, 2007; Mahlia, Saidur, Memon, Zulkifli, & Masjuki, 2010; Yüksek, Özener, & Sandalci, 2012).
- **Sistemas stop-start:** Cuando un vehículo se detiene momentáneamente, en un semáforo por ejemplo, el motor se apaga para evitar un consumo innecesario (Fonseca, Casanova, & Valdés, 2011).
- **Reducción de la fricción en el motor:** Al hablar de fricción, se tiene en cuenta no solamente la lubricación del mecanismo del motor (biela, pistón, cigüeñal) sino que se refiere también a los rodamientos que se utilizan en los motores (Bartz, 1998; Holmberg, Andersson, & Erdemir, 2012).

Hábitos de manejo ecológico (Eco-driving): *Eco-driving* es un término que se emplea para nombrar a las técnicas de manejo utilizadas para reducir el consumo de combustible. Algunas técnicas son: control de la velocidad y de la aceleración del vehículo, adelantarse a las condiciones del tráfico, utilizar relaciones de transmisión (N_t 's) más bajas (conducir en los cambios superiores), de manera que el motor funcione a bajas revoluciones y con alto torque (zona más eficiente), pues las emisiones dependen del torque en el motor. En un trabajo realizado en Francia (Mensing, Bideaux, Trigui, Ribet, & Jeanneret, 2014), se encontró que las emisiones de un motor son más altas si se utiliza el acelerador

al 100% de carga, que si se limita su uso al 85% de carga, esto debido a que el motor trabaja con mezclas ricas. Buscar regiones de alto torque limitadas al 85% de carga en el acelerador es lo recomendado ya que al reducir el consumo de combustible no necesariamente se reducen las emisiones contaminantes (Mensing et al., 2014; Mascha Van der Voort, Dougherty, & van Maarseveen, 2001).

Fuentes de potencia alternativa: De acuerdo con las nuevas tecnologías que existen para los vehículos, éstas se pueden clasificar de la siguiente manera:

- **Vehículos híbridos.** Los vehículos híbridos combinan al menos dos fuentes de energía, el motor de combustión interna funciona en conjunto con un motor eléctrico. Al reducirse la demanda al motor de combustión interna se reducen el consumo y las emisiones contaminantes a bordo. Dependiendo de la participación de cada uno de los motores en la tracción de los vehículos, los vehículos híbridos se clasifican en:
 - **Híbridos micro (micro hybrids),** el motor eléctrico no participa en la tracción del vehículo, únicamente se utiliza en otros sistemas del vehículo como aire acondicionado, dirección asistida entre otros (Fabio Orecchini, 2010).
 - **Híbridos medios (mild hybrids),** el motor eléctrico funciona en la tracción del vehículo, sin embargo lo hace a velocidades bajas (<30km/h) (Fabio Orecchini, 2010).
 - **Híbridos completos (full hybrids),** el motor eléctrico funciona en la tracción del vehículo hasta velocidades <100km/h (Fabio Orecchini, 2010).
 - **Híbridos enchufables (plug-in hybrids),** el gran inconveniente de los vehículos híbridos que funcionan en el modo eléctrico (únicamente el motor eléctrico participa en la tracción del vehículo), es la baja autonomía que alcanzan. En el caso de los vehículos híbridos (micro, leve y completos) la recarga de las baterías se realiza gracias a la energía cinética aprovechada por el frenado regenerativo y por el motor de combustión interna; esto hace que los límites de descarga de las baterías sean muy altos, es decir, que las baterías no se descarguen excesivamente. Si la recarga de las baterías se realiza de manera externa (híbridos enchufables), los límites de descarga de las baterías pueden disminuir y así la autonomía crece. (Fabio Orecchini, 2010)
- **Vehículos eléctricos.** Utilizan baterías para alimentar los motores eléctricos que son los que proveen la tracción al vehículo. Los vehículos eléctricos están propulsados por baterías que son recargadas con electricidad tomada de la red doméstica. El consumo de combustible y las emisiones tienen que ser evaluadas mediante un análisis del tanque a la rueda (*well to wheel*). Existen vehículos eléctricos que incluyen un motor de combustión interna que no participa en la tracción del vehículo, conocidos como vehículos eléctricos de rango extendido. El motor térmico en estos casos es utilizado para recargar las baterías a bordo y así aumentar la autonomía (Fabio Orecchini, 2010).
- **Vehículos con celda de combustible.** El hidrógeno es para muchos, el combustible del futuro (Bossel, 2006; Institute of Transportation Studies University of California, 2009; Satyapal, 2009). Cuando la celda de combustible se utiliza en vehículos, ésta debe trabajar con baterías o súper capacitores para satisfacer las demandas del usuario (Fabio Orecchini, 2010). El problema actual es de dónde y cómo se obtiene el hidrógeno. Existen varios métodos tales como electrólisis,

reformación del metano, biomasa, entre otras. Es necesario evaluar el consumo de combustible y emisiones mediante un análisis del tanque a la rueda como en el punto anterior.

Mejoras en las transmisiones: La caja de cambios tiene un papel muy importante en el vehículo, ya que es la encargada de transmitir el torque y la velocidad del motor (τ_e , ω_e) a la rueda (τ_w , ω_w). Además de transmitir las variables mencionadas, son capaces de cambiar las relaciones entre éstas, con lo cual es posible obtener un amplio rango de funcionamiento en cuanto a la velocidad y al torque en el vehículo. Las transmisiones buscan que el motor funcione en su zona más eficiente (bajas revoluciones y alto torque) para mejorar el rendimiento de combustible.

Algunas innovaciones en cuanto a las cajas de cambios son las siguientes:

- **CVT (Continuos variable transmission-Transmisión continuamente variable)**, formadas por dos poleas que varían su diámetro para tener cambios variables constantemente. El objetivo de las CVT es que el motor funcione en la zona eficiente (Atabani et al., 2011; Boretti, 2010; Bottiglione, De Pinto, & Mantriota, 2014; Pennestrì, Mariti, Valentini, & Mucino, 2012).
- **AMT (Automated manual transmission-Transmisiones manuales automatizadas)**, combinan las ventajas de la transmisión manual con la automática. Las transmisiones automáticas son muy ineficientes debido al embrague hidráulico, mientras que las cajas manuales dependen de la habilidad del conductor para realizar el cambio en el instante preciso para mantener el motor en la zona más eficiente. Las AMT combinan las ventajas de estas dos ya que el sistema de acople es mediante un embrague pero su activación, así como la selección de los cambios, son controladas electrónicamente mediante un motor eléctrico (Atabani et al., 2011).
- **DCT (Dual clutch transmissions-Transmisiones de doble embrague)**, como su nombre lo indican estas transmisiones cuentan con dos embragues, uno para los cambios impares y otro para los pares, cuando el conductor realiza el cambio, se engranan dos cambios al mismo tiempo sin embargo sólo se acopla un embrague a la vez. En el momento de cambiar de primera a segunda o de tercera a cuarta y así sucesivamente, no hay necesidad de engranar un cambio, simplemente se cambia de embrague activado. Esto permite que los tiempos entre cambio y cambio se acorten. El control de los cambios puede ser electrónico y la eficiencia de la transmisión mejora, mientras mayor sea el número de cambios menor será el consumo de combustible (Liu, Qin, Jiang, Liu, & Zhang, 2011; Moawad, 2012; Walker, Zhang, & Tamba, 2011; Yulong, Xingzhong, Weipeng, & Hanyong, 2011).
- **Split transmissions-Transmisiones divididas**, este tipo de transmisión combina la CVT con una transmisión mecánica o automática. Pueden incluir dos convertidores de par, siendo uno de ellos mecánico y el otro hidráulico, interactuantes entre sí conectados a la salida del motor para modificar gradualmente el esfuerzo par, en correspondencia con las necesidades momentáneas de marcha del vehículo, pasando automáticamente del régimen mecánico, esto es, en el arranque o máxima resistencia, al régimen hidráulico, variable en el resto de las condiciones (Macor & Rossetti, 2013; Meitin & Meitin, 2001).

Selección de ruta y logística: Las empresas que necesitan comercializar y entregar sus productos, tienen un campo de oportunidad muy grande para reducir el consumo de combustible en sus flotas. Esto lo pueden realizar con el apoyo de software, lo que se conoce como logística electrónica (Sarkis, Meade, & Talluri, 2004) . En muchos casos estos transportes son multimodales (Rondinelli & Berry, 2000). Existen trabajos como (Zhu, Garcia-Diaz, Jin, & Zhang, 2014), donde se propone limitar el recorrido y el peso que pueden transportar los camiones de carga, para evitar consumo excesivo de combustible ya que son operaciones con un alto costo ambiental y económico.

Muchas veces se prefieren evitar los embotellamientos de tránsito mediante la selección de rutas más fluidas, aunque sean más largas en distancia. En el trabajo de (Ahn & Rakha, 2008) se analiza que elegir una ruta más fluida no siempre es la de menor consumo.

También se está trabajando en la movilidad verde a través de límites de velocidad variable (Zegeye, De Schutter, Hellendoorn, & Breunese, 2011), en este trabajo se analizan las reducciones de consumo de combustible y emisiones que pueden significar el control de tráfico en las ciudades.

Configuración del tren motriz: Normalmente el tren motriz de los vehículos está diseñado para satisfacer condiciones diferentes de operación. Los fabricantes de vehículos deben asegurarse que sus productos se comporten bien en distintas geografías y ciclos de trabajo, por lo que hay una oportunidad para optimizar la configuración del tren motriz y reducir el consumo de combustible.

Para la selección y configuración de las relaciones de transmisión se utilizan dos formas que serán descritas posteriormente: transmisión geométrica (Jazar, 2008; Razzacki, 2005) y transmisión progresiva (Jazar, 2008).

En México se han realizado trabajos al respecto como el de (Rafael Morales, Cervantes de Gortari, & Lozano Guzmán, 2011) donde se propone una metodología para la configuración del tren motriz en vehículos pesados tomando en cuenta el vehículo, la ruta, la pendiente máxima, la capacidad de carga del vehículo y el consumo de combustible además de evaluar la capacidad de ascenso y arranque. En este trabajo se utilizar un software para la configuración del tren motriz de un vehículo de servicio pesado (VSP). Esta configuración se realiza mediante la selección de los componentes del tren motriz que reducen el consumo de combustible, en función de algunas características de operación del VSP como la pendiente máxima, velocidad máxima, capacidad de arranque y aceleración y el peso.

1.2 Tren motriz de un vehículo

El tren motriz de un vehículo es el encargado de transmitir el movimiento y el torque del motor a la rueda. Está compuesto por:

- Motor
- Embrague
- Caja de cambios
- Diferencial
- Rueda

El tren motriz de un vehículo (*Figura 1-5*) puede tener varias configuraciones, transversal, longitudinal, central, entre otras (Gillespie, 1992; Jazar, 2008; Wong, 2001)

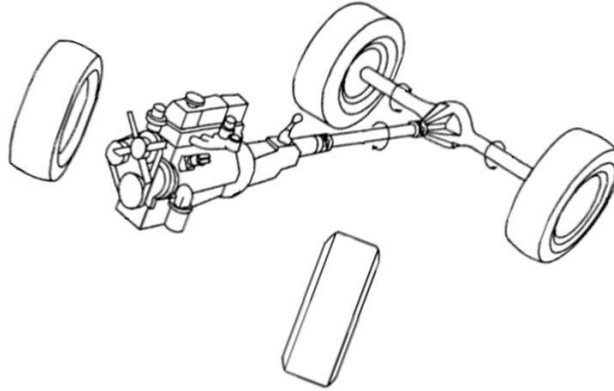


Figura 1-5
Configuración longitudinal del tren motriz (Gillespie, 1992)

En condiciones de operación en estado estable, el tren motriz se puede describir con las siguientes ecuaciones

$$\tau_w = \tau_e N_{t_i} N_d \quad (1-2)$$

Donde τ_w [Nm] es el torque en la rueda, τ_e [Nm] es el torque en el motor, N_{t_i} [adimensional (-)] es la relación de transmisión en la caja de cambios en el cambio i con $i=1,2,\dots,n$ y N_d [-] la relación final o relación del diferencial.

Si se multiplica la relación de transmisión en cada cambio (N_{t_i}) por la relación final (N_d) se obtiene la relación total de transmisión (N_{td_i}), como se muestra en la ecuación 1-3.

$$N_{td_i} = N_{t_i} N_d \quad (1-3)$$

$$\omega_w = \frac{\omega_e}{N_{td_i}} \quad (1-4)$$

Donde ω_w [rad/s] es la velocidad angular en la rueda y ω_e [rad/s] la velocidad angular en el motor

$$P_w = P_e \eta_{td_i} \quad (1-5)$$

Donde P_w [kW] es la potencia en la rueda, P_e [kW] es la potencia en el motor y η_{td_i} [%] la eficiencia total del tren motriz en un cambio dado i .

Cuando se evalúa un motor bajo condiciones de laboratorio y bajo régimen de estado estable, se obtiene las curvas características de funcionamiento (torque, potencia y consumo vs RPM). Según la aplicación del vehículo, un objetivo de los diseñadores es que el motor trabaje en la zona eficiente (económica), para esto deben apoyarse en la caja de cambios. Cuando el vehículo acelera, el motor aumenta su velocidad (RPM) hasta que no puede seguir acelerando (máximas RPM), entonces el conductor necesita cambiar la relación de la caja de cambios para que el motor baje su velocidad (RPM) y el vehículo pueda seguir acelerando. Estos límites superiores e inferiores de las RPM del motor se seleccionan de acuerdo con el funcionamiento del motor y pueden limitarse a las zonas de operación deseadas (Gillespie, 1992; Jazar, 2008; Wong, 2001)

En la *Figura 1-6* se muestra una gráfica de velocidad del vehículo vs velocidad de motor, con los cambios realizados en la zona de funcionamiento económica del motor, montada sobre una curva de funcionamiento de un motor.

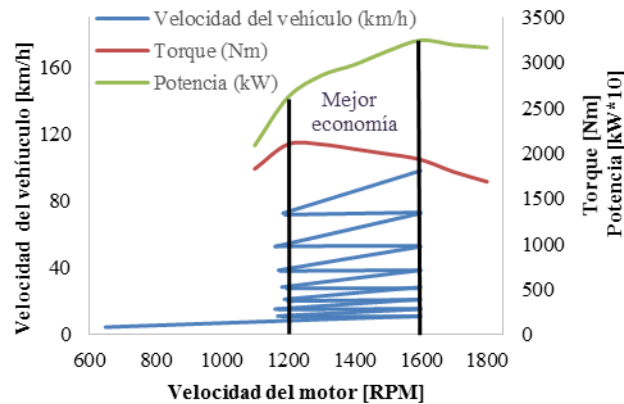


Figura 1-6

Diagrama de velocidad el vehículo vs velocidad en el motor comparado con las curvas características del motor. (Motor CUMMINS ISM 425)

Tipos de transmisión: Para armonizar el funcionamiento del motor y la caja de cambios se pueden utilizar dos configuraciones.

- **Transmisión geométrica:** La relación entre cada una de las relaciones sigue una progresión geométrica, es decir, la relación entre cambio y cambio es constante. Las transmisiones geométricas permiten que el intervalo de velocidades del motor sea constante, mientras que la velocidad del vehículo es variable (*Figura 1-7*). Para diseñar este tipo de transmisión es necesario definir la primera (relación más alta) y la última relación (relación más baja). (Razzacki, 2005)

$$G_R = \left(\frac{N_{t1}}{N_{tn}} \right)^{\frac{1}{n-1}} \tag{1-6}$$

Donde G_R [-] es la progresión geométrica, N_{t_1} [-] la relación de transmisión en primera velocidad, n [-] el número de relaciones en la caja de cambios y N_{t_n} [-] la relación de transmisión en el cambio n .

$$N_{t_i} = \frac{N_{t_{i+1}}}{G_R} \quad (1-7)$$

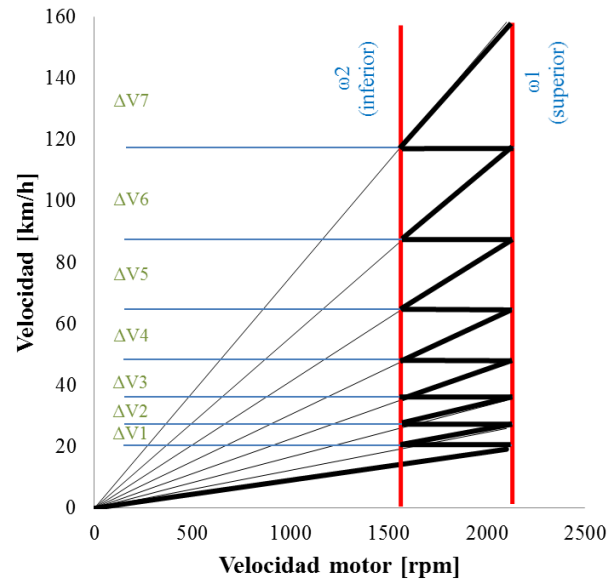


Figura 1-7
Transmisión geométrica (Jazar, 2008)

- **Transmisión progresiva:** La relación entre cada una de las relaciones es variable. Las transmisiones progresivas tienen intervalos de velocidad en el motor que se van acortando a medida que el vehículo va acelerando, mientras que los intervalos de velocidad en el vehículo son constantes (Figura 1-8). Para diseñar este tipo de transmisión es necesario definir la última relación y una relación inicial. (Jazar, 2008)

$$\frac{N_{t_i}}{N_{t_{i+1}}} = P_{R_i} \quad (1-8)$$

Donde P_{R_i} [-] relación progresiva en la relación de transmisión i

$$P_{R_i} = 2 - \frac{1}{P_{R_{i-1}}} \quad (1-9)$$

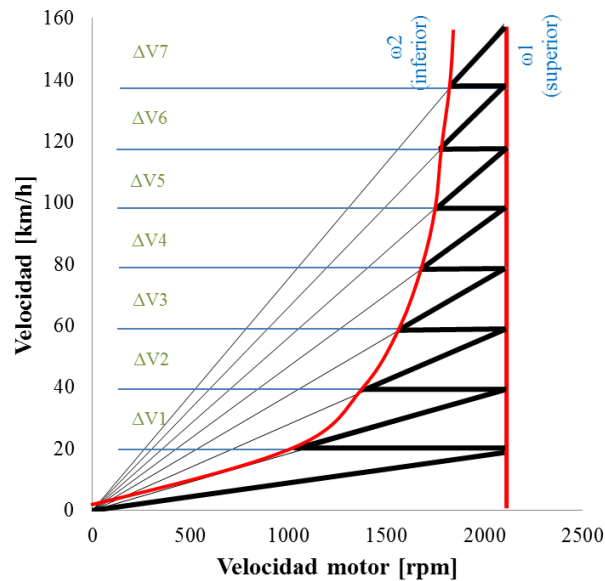


Figura 1-8
Transmisión progresiva (Jazar, 2008)

1.3 Realidad del transporte de carga y de pasajeros en Latinoamérica

La mayor parte de buses y camiones de carga que circulan en Latinoamérica están manufacturados sobre un chasis común (Figura 1-9), que está diseñado para funcionar como camión de carga. Algunos de estos chasis tienen un diseño genérico para el tren motriz, con el que tienen que satisfacer las condiciones de operación en las que trabajan estos vehículos, como son:

- Altitudes por encima de los 1000 msnm
- Pendientes mayores al 7%
- Bajas velocidades promedio (<20km/h)
- Cubren rutas fijas



Figura 1-9
Chasis utilizado en camiones. (<http://www.startrackscommand.com/freightliner/MB55.jpg>)

1.4 Propuesta y aportes

Este trabajo busca seleccionar las relaciones de transmisión tomando en cuenta los siguientes aspectos:

- Ruta fija
- Altitud (pendientes)
- Varios conductores
- Tráfico
- Clima
- Tecnologías utilizadas actualmente por las empresas de transporte de carga y pasajeros.

Se sabe que el motor tiene una zona de operación más eficiente, por lo que se busca que, en función de la ruta que siga el vehículo, el motor funcione la mayor parte del tiempo en su zona eficiente. Para determinar esta zona eficiente se requiere conocer el porcentaje de carga del motor.

La Figura 1-10 representa la superficie de respuesta del consumo específico de combustible en un motor diésel (Wong, 2001). Estas superficies se obtienen a partir de las revoluciones del motor y el porcentaje de carga en el acelerador (L). Se puede observar que existe una zona en la que el motor tiene un menor consumo de combustible, es decir es más eficiente (zona sombreada).

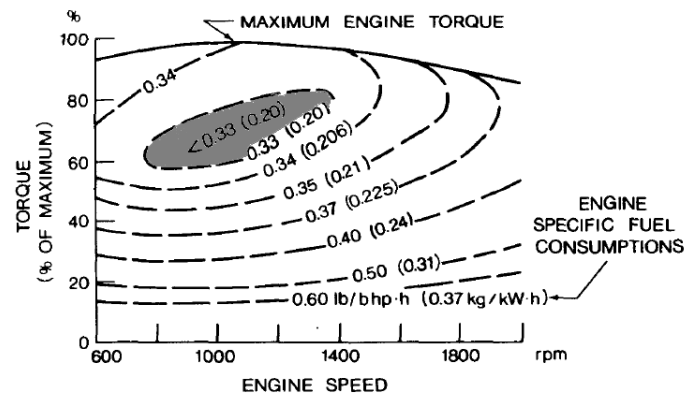


Figura 1-10

Curva de consumo específico de combustible (Wong, 2001)

De acuerdo a pruebas realizadas en autobuses de la empresa “Grupo Flecha Roja”, tomando como base la Figura 1-10, se pudo determinar que existe oportunidad para mejorar la frecuencia de uso de la zona eficiente del motor (Figura 1-11). Este trabajo busca hacerlo mediante la configuración de las relaciones de transmisión.

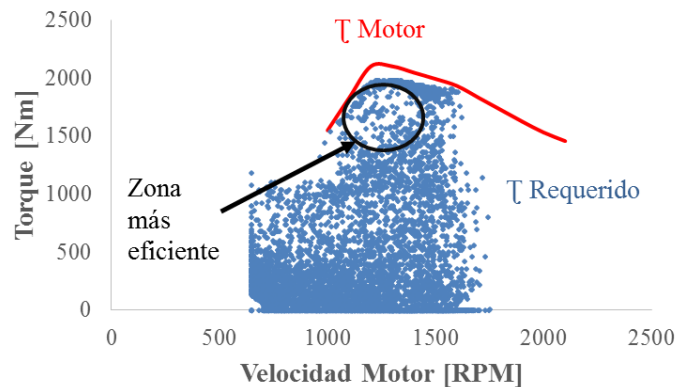


Figura 1-11

Curva de torque demandado y torque especificado de motor vs RPM

La *propuesta* de este trabajo es reducir el consumo de combustible, optimizando el diseño del tren motriz para condiciones especificadas de operación. El aporte de esta propuesta es el desarrollo de una metodología para la configuración del tren motriz que incluye el ciclo de trabajo real con el que va a trabajar el vehículo. Esto incluye la obtención del ciclo de trabajo (ciclo de conducción) tomando en cuenta el perfil de altitud.

1.5 Objetivo

Los objetivos de este trabajo se indican a continuación. En primer lugar el objetivo general y a continuación los específicos.

General: Desarrollar una metodología para minimizar el consumo de combustible en un autobús que cubre una ruta fija mediante la modificación de las relaciones de transmisión de la caja de cambios y el diferencial.

Específicos:

- Desarrollar una metodología para obtener un ciclo típico de conducción que incluya altitud.
- Desarrollar una metodología para obtener los coeficientes de arrastre (C_d) y de resistencia a la rodadura (f_r) mediante pruebas en pista.
 - Desarrollar una metodología para optimizar la configuración del tren motriz

1.6 Alcance

Este trabajo contemplará la configuración de las relaciones de transmisión de la caja de cambios y el diferencial sin considerar cambios en el motor, embrague, ejes o neumáticos.

La metodología planteada será validada mediante pruebas experimentales. En el desarrollo de estas pruebas experimentales se contó con el apoyo de la empresa de transporte “Grupo Flecha Roja”. Esta

empresa cuenta con alrededor de 706 autobuses que cubren 32 rutas. Se hicieron pruebas antes y después de la modificación en la caja y diferencial para medir los ahorros obtenidos.

1.7 Pregunta de investigación

¿Cuál es la diferencia en el consumo de combustible, expresado en porcentaje, que se puede obtener al modificar la configuración de la transmisión en un vehículo, conociendo el ciclo de trabajo típico que éste sigue?

1.8 Hipótesis

La modificación de la configuración de las relaciones de transmisión en un vehículo, de acuerdo con su ciclo de trabajo y sus propias características, reduce el consumo de combustible y las emisiones contaminantes

Capítulo II

2. Configuración del tren motriz

Configurar el tren motriz de un vehículo significa seleccionar los componentes que se van a utilizar en un vehículo para cumplir con los objetivos planteados en la etapa de diseño del mismo. Estos objetivos están orientados a satisfacer tres frentes (Dopson, Taitt, & Sandford, 1995) que son:

Legislación (depende de cada país): La legislación está enfocada a limitar:

- los valores de emisiones contaminantes, evaporativas y por el escape,
- el consumo o rendimiento de combustible y
- las emisiones sonoras o ruido.

Clientes: Los usuarios se preocupan, principalmente, por el consumo, confiabilidad, desempeño (aceleración y velocidad máxima), costo, confort y estética.

Comercial: La industria automotriz es un negocio y los dueños de las empresas tienen que buscar la rentabilidad y se preocupan, entre otras cosas, por los costos de inversión, los costos unitarios y el tiempo de producción.

El proceso para definir el tren motriz de un vehículo viene presentado en la *Figura 2-1*

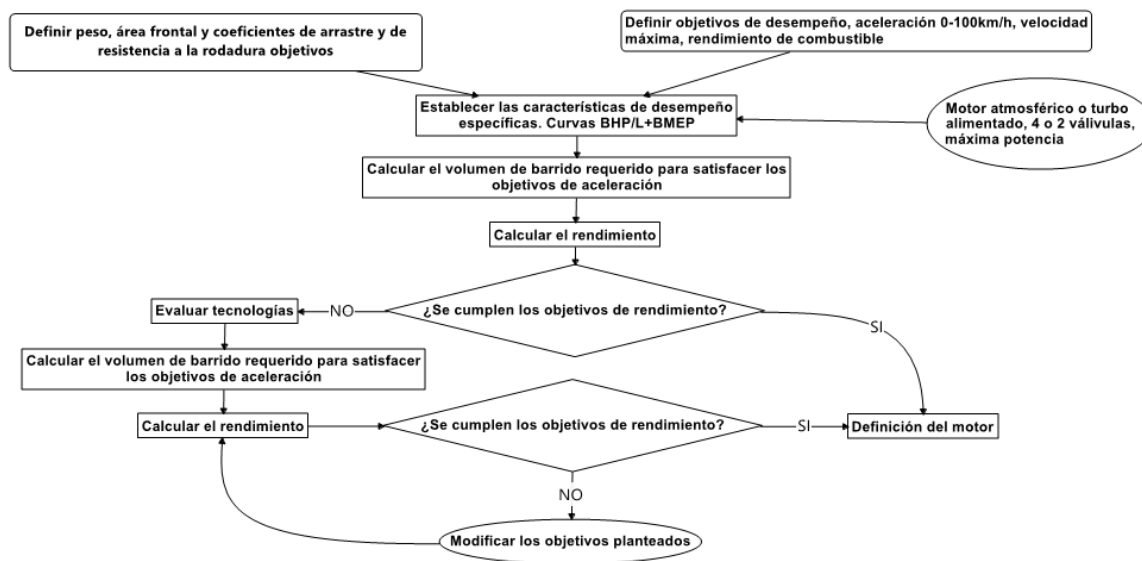


Figura 2-1
Proceso para la definición del tren motriz (Dopson et al., 1995)

Entonces, para configurar el tren motriz de un vehículo podrían presentarse dos escenarios: **a)** sin conocer la aplicación del vehículo y **b)** conociendo la aplicación del vehículo.

- a) Configuración del tren motriz sin conocer la aplicación del vehículo:** Cuando no se conoce el uso que va a tener el vehículo, la configuración del tren motriz debe estar orientada a satisfacer varias necesidades y condiciones de trabajo, podríamos llamarla una configuración general del vehículo, es decir, conseguir un vehículo que pueda comportarse relativamente bien bajo distintos escenarios de trabajo, cumpliendo con los requisitos mencionados anteriormente.

Cuando un vehículo entra en algún país para ser comercializado, debe cumplir con ciertos requisitos detallados en las regulaciones de cada gobierno, por ejemplo en algunos países se exige la normativa Euro VI (norma que limita las emisiones contaminantes vehiculares), mientras que en otros se pide Euro III o Euro IV (anteriores a la Euro VI con valores más altos de emisiones permitidas). Dependiendo la exigencia de cada país, un mismo modelo de vehículo puede utilizar diferentes motores en países diferentes.

Existen algunas características del vehículo que no están reguladas, pero desde el punto de vista comercial son importantes, como por ejemplo la capacidad de aceleración o la velocidad máxima. Los ingenieros deben entonces, encontrar las configuraciones adecuadas para satisfacer las necesidades de los gobiernos locales y ser atractivos comercialmente por los usuarios (Dopson et al., 1995).

- b) Configuración del tren motriz conociendo la aplicación del vehículo:** Cuando se conoce la aplicación del vehículo la configuración del tren motriz puede enfocarse en una aplicación puntual, por ejemplo, obtener el ciclo de trabajo del vehículo y minimizar las emisiones, fijar

una velocidad máxima de acuerdo con los límites de velocidad donde va a circular el vehículo, o seleccionar la combinación de caja de cambios-motor que permita vencer la pendiente máxima que debe superar el vehículo.

Se puede decir, entonces, que lo que se necesita para configurar el tren motriz de un vehículo es definir lo que se quiere que haga el vehículo y las condiciones en las que va a funcionar.

En este capítulo se definirán y revisarán los parámetros que se consideran para la configuración del tren motriz. Se realizará una breve descripción de éstos haciendo énfasis en cómo obtenerlos. Se describen también las metodologías desarrolladas para la obtención del ciclo de trabajo y de los coeficientes de arrastre y de resistencia a la rodadura.

2.1 Evaluación de vehículos

Evaluar un vehículo podría ser una tarea subjetiva, por ejemplo: la velocidad que puede alcanzar y que tan rápido puede acelerar, podrían ser aspectos relevantes para una persona y cuánto consume y la cantidad de emisiones contaminantes que emite podrían ser aspectos relevantes para otra persona.

Para que evaluar un vehículo no sea una tarea subjetiva, existen criterios que permiten realizar un análisis de manera objetiva, algunos de ellos pueden ser propios de la legislación de cada país. Cabe destacar que en este trabajo se analizarán las características o parámetros que dependen de la configuración del tren motriz únicamente, no se incluye el análisis de la estructura, la estabilidad, los materiales, etc. Algunos de estos criterios que dependen de la configuración del tren motriz son presentados en la *Figura 2-2* (Gillespie, 1992; Jazar, 2008; Wong, 2001)

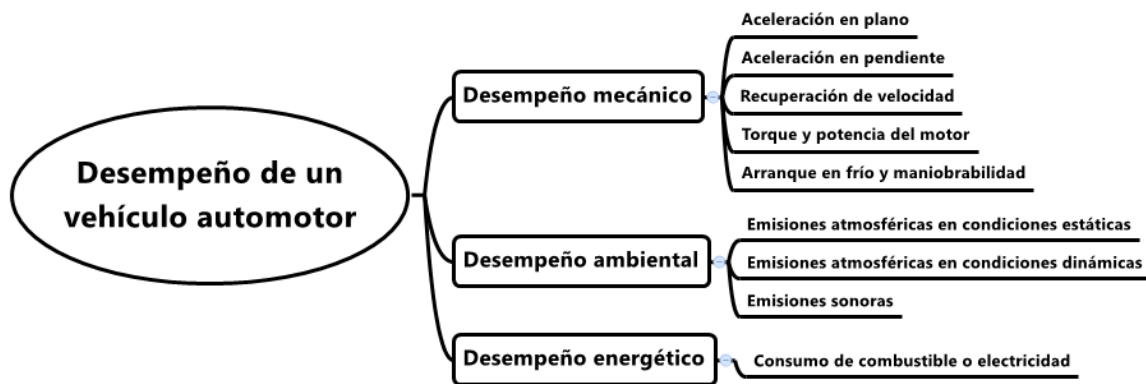


Figura 2-2
Algunos parámetros para medir el desempeño de un vehículo

Cada criterio es evaluado mediante algún estándar, o norma internacional/local, para garantizar condiciones controladas y procedimientos que aseguren reproducibilidad y repetibilidad.

Por ejemplo, para saber qué tan rápido acelera un vehículo se realiza una prueba de capacidad de aceleración de acuerdo con la norma SAE J1941 (SAE, 2008c), donde se mide el tiempo que tarda un vehículo en acelerar desde el reposo a cierta velocidad, normalmente 100 km/h (60 mph).

En la etapa de diseño los ingenieros trabajan mediante simulaciones que predicen el desempeño del vehículo, posteriormente se construyen los prototipos y finalmente la construcción final.

En este trabajo se analizarán el desempeño del vehículo en cuanto al consumo de combustible, la capacidad de aceleración en plano y pendiente, la velocidad máxima y las emisiones.

2.2 Características del vehículo

Para realizar la configuración del tren motriz de un vehículo es indispensable conocer el vehículo que se está analizando y qué ciclo de trabajo cumple ese vehículo. Para obtener los datos del vehículo se puede utilizar la información del fabricante, aunque en algunos casos no todos los parámetros están disponibles, es por ello que algunas características se pueden obtener a través de mediciones o mediante pruebas experimentales.

Las características del vehículo que se utilizarán son las siguientes:

Curvas del motor: Se pueden obtener del fabricante o mediante una prueba en un dinamómetro de motor. Las curvas principales del motor son torque vs RPM, potencia vs RPM y consumo de combustible vs RPM. Cuando se hace el análisis de funcionamiento del motor de un vehículo se trata de un análisis dinámico, con condiciones variables de operación, las curvas mencionadas anteriormente se obtienen en estado estable (Cummins, 1999; SAE, 1995)

Como se realizará una análisis del consumo y eficiencia del motor, es necesario considerar la curva de consumo específico de combustible al freno (BSFC) ya que el motor tiene una eficiencia variable (Pulkrabek, 2004), que depende del porcentaje de carga del motor, es decir, qué porcentaje del máximo entregable por el motor se le está solicitando en cada segundo de operación en función de la velocidad de giro del motor. Con estas dos variables, porcentaje de carga y velocidad de giro del motor, existe un valor de BSFC y/o eficiencia que se debe considerar para modelar el consumo de combustible instantáneo *Figura 1-10*.

Relaciones de transmisión de la caja de cambios: Una caja de cambios es un mecanismo que varía el torque y la velocidad angular de entrada, manteniendo la potencia constante (salvo algunas pérdidas por eficiencia). La caja de cambios puede incluir varias opciones o posiciones, llamadas relaciones de transmisión o marchas. La información de estas relaciones de transmisión se puede obtener de los datos del fabricante o mediante un conteo del número de dientes de los engranes en la caja de cambios (desarmada). Cuando la caja está en primera velocidad se obtiene el máximo torque en la rueda, por lo que el vehículo puede arrancar y vencer las pendientes, aunque esto sucede a baja velocidad, mientras que en la última relación de transmisión el vehículo puede alcanzar la máxima velocidad pero sin mucho torque.

Relación final o relación del diferencial: La relación del diferencial o relación final se utiliza en los vehículos para adaptarse a las condiciones de uso. La relación del diferencial es un factor por el que debe multiplicarse la relación de transmisión de la caja de cambios. Esta información se puede obtener de los datos del fabricante, ya sea en las especificaciones o en la carcasa del diferencial o mediante un conteo del número de dientes de los engranes con el diferencial desarmado.

Radio dinámico de giro: Normalmente se reconocen 3 tipos de radio del neumático. Estos son:

- **Radio nominal (R_n):** El radio que se obtiene de las dimensiones del neumático. Es la distancia perpendicular entre el punto donde está el eje del neumático y la banda de rodadura.
- **Radio estático bajo carga (R_c):** Depende de la carga. Es la distancia que existe en el eje de la rueda desde el piso hasta el centro del neumático (Dixon, 1996)

$$\delta_w = R_n - R_c \quad (2-1)$$

Donde δ_w [m] es la deformación en la rueda debido al peso del vehículo, R_n [m] el radio nominal del neumático y R_c [m] el radio estático bajo carga.

- **Radio efectivo, radio de rodadura o radio dinámico de giro (R_d):** Es el radio del neumático mientras el vehículo está en movimiento. Es la distancia perpendicular que existe entre el piso y el punto donde pasa el eje del neumático. En (Dixon, 1996) se establece que:

$$R_d = \frac{V}{\omega_w} \quad (2-2)$$

Donde R_d [m] es el radio dinámico de giro, V [m/s] la velocidad del vehículo y ω_w [rad/s] la velocidad angular del neumático. Si la rueda está bloqueada el R_d es infinito y por otro lado, si la rueda está patinando el R_d es igual a cero.

Debido a que la relación entre velocidad angular del neumático y velocidad del vehículo varía constantemente, de acuerdo con las condiciones de operación del vehículo, existen varias fórmulas empíricas para obtener el radio dinámico de giro del neumático. Una de ellas se presenta en la ecuación 2-3 (Dixon, 1996)

$$R_d = R_n - \frac{1}{3}\delta_w \quad (2-3)$$

Cuando no se conoce δ_w se puede obtener R_c con la siguiente expresión (Aguero):

$$R_c \approx (0.93 \text{ a } 0.95)R_n \quad (2-4)$$

Y una vez que se tiene el radio estático bajo carga se pueden utilizar las siguientes expresiones (Aguero), que dependen de la velocidad, para estimar el radio dinámico de giro.

$$R_d = (2 \text{ al } 3\%) \text{ del } R_c \rightarrow @60 \text{ a } 70 \text{ km/h} \quad (2-5)$$

$$R_d = (3 \text{ al } 4\%) \text{ del } R_c \rightarrow @100 \text{ km/h} \quad (2-6)$$

Otra forma está descrita en (Genta & Morello, 2008) y dice que:

$$R_c = 0.92R_n \quad (2-7)$$

$$R_d = 0.98R_n \quad (2-8)$$

Para nuestros análisis utilizaremos las ecuaciones 2-4, 2-5 y 2-6 debido a que se considera el efecto de la velocidad del vehículo.

Masa: Esta información se puede obtener del fabricante o por medición en una báscula. Esta variable ha sido objeto de varios estudios, algunos de ellos son analizados en (Atabani et al., 2011; Saerens & Van den Bulck, 2013; Tolouei & Titheridge, 2009).

Área frontal: Es la sección transversal del vehículo. Se puede obtener de los datos del fabricante o mediante una medición física. Para esto existen varios procedimientos, algunos de ellos detallados en (Brennan, Worm, & Morgan, 2013;(Greenpower)).

Se puede obtener el área frontal de un vehículo mediante el CAD original o mediante una fotografía (Autos.com.ve; Brennan, Worm, & Morgan, 2013; clasificados; Tucarro.com) para luego obtener el area frontal mediante un software CAD. Es necesario para esto incluir en la foto una medida de referencia (conocida) para luego utilizar el factor de escala correcto.

Gravedad: Es la aceleración de un objeto en caída libre hacia la tierra y de acuerdo con la segunda ley de Newton, es la aceleración que se utiliza para calcular el peso de los cuerpos sobre la tierra. El valor a utilizar será 9.81m/s^2 (Beer, Jhonston, & Cornwell, 2010; Hibbeler, 2010; Pytel & Kiusalaas, 2010)

Densidad del aire: La densidad del aire depende de la presión atmosférica y de la temperatura. Partiendo de la ecuación 2-9 (Cengel & Boles, 2009), podemos expresar el volumen como la masa sobre la densidad, despejando ésta última obtenemos la ecuación 2-10

$$P\vartheta = MR_aT \quad (2-9)$$

Donde P [kPa] es la presión ambiental, ϑ [m³] el volumen, M [kg] la masa, R_a [kJ/kg·K] la constante del aire y T [K] la temperatura.

$$\rho_a = \frac{P}{R_aT} \quad (2-10)$$

Donde ρ_a es [kg/m³] la densidad del aire.

Coefficiente de arrastre: Es el coeficiente que indica qué tan fácil fluye el aire a lo largo del vehículo. Se puede obtener del fabricante o a través de simulación con dinámica de fluidos computacionales (CFD), pruebas en túnel de viento o mediante pruebas en carretera. Parte de este trabajo es el desarrollo de una metodología para la obtención de este parámetro, misma que se explica en la sección 2.3.

Coefficiente de resistencia a la rodadura: El coeficiente de resistencia a la rodadura representa la interacción entre el neumático y la vía. Depende de las pérdidas de energía por la deformación que existe entre esta interacción. Se puede obtener mediante pruebas en laboratorio o mediante pruebas en carretera. La metodología que se explica en la sección 2.3 incluye la obtención del C_d y f_r .

2.3 Metodología para la obtención de los coeficientes de arrastre (C_d) y de resistencia a la rodadura (f_r) mediante pruebas en carretera

Estos dos coeficientes se utilizan para realizar cálculos y simulaciones en los vehículos por lo que es necesario definirlos.

El C_d depende del número de Reynolds (White, 2008) que está afectado por la velocidad del flujo. Para el rango de velocidades en el cual trabaja el vehículo, se utiliza un valor característico de C_d , mismo que se puede obtener experimentalmente mediante una prueba de desaceleración en punto muerto (Cai, Worm, & Dosson Brennan, 2012; Ion Preda, 2010; M. E. Biancolini, 2007; Páscoa, Brójo, Santos, & Fael, 2012; Roussillon, 1981; SAE, 2008a; Swift, 1991). Otra forma de obtenerlo es mediante una prueba a velocidad constante que se realiza remolcando el vehículo a analizar y registrando la velocidad del vehículo y la fuerza necesaria para el remolque del vehículo (Páscoa et al., 2012)

El f_r depende de las características del neumático y de las características del camino sobre el cual circula el vehículo (Michelin, 2003). Existen trabajos en los que se obtienen el f_r junto con el C_d mediante las pruebas de desaceleración en punto muerto (Cai et al., 2012; Roussillon, 1981; SAE, 1986c).

La forma de obtener los coeficientes de arrastre y de resistencia a la rodadura es mediante el ajuste de la curva experimental, obtenida mediante la prueba en desaceleración en punto muerto (SAE, 1986c, 2008a), y la curva calculada. Este análisis se lo puede hacer mediante mínimos cuadrados no lineales y el método Gauss-Newton (Swift, 1991)

En este trabajo se desarrolló una metodología para realizar el ajuste de curvas mediante el método del gradiente reducido generalizado.

Se conoce que (Gillespie, 1992; Jazar, 2008; Wong, 2001) :

$$F_x = F_d + R_x + R_i + R_g \quad (2-11)$$

Donde F_x [N] es la fuerza en la rueda, F_d [N] la fuerza de arrastre, R_x [N] la resistencia de rodadura, R_i [N] la resistencia debida a la inercia y R_g [N] la resistencia debida a la pendiente.

$$F_d = \frac{1}{2} C_d \rho_a A V^2 \quad (2-12)$$

Donde C_d [-] es el coeficiente de arrastre, ρ_a [kg/m³] la densidad del aire, A [m²] el área frontal del vehículo y V [m/s] la velocidad del vehículo.

$$R_x = f_r M g \cos \theta \quad (2-13)$$

Donde g [m/s²] es la gravedad, f_r [-] el coeficiente de resistencia a la rodadura y θ [rad] pendiente de inclinación de la vía.

$$R_i = M a \quad (2-14)$$

$$R_g = M g \sen \theta \quad (2-15)$$

$$\tau_w = F_x R_d \quad (2-16)$$

Donde R_d [m] es el radio dinámico del neumático.

$$\omega_w = \frac{V}{3.6 R_d} \quad (2-17)$$

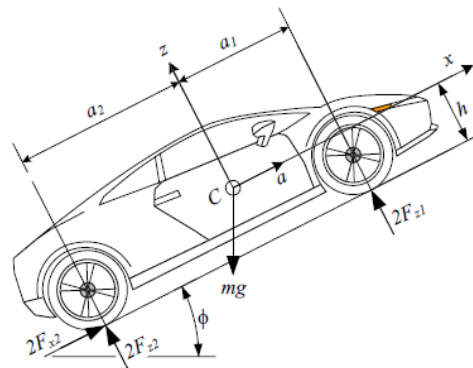


Figura 2-3
Cargas sobre el vehículo (Wong, 2001)

Al realizar una prueba en desaceleración en punto muerto, no se tiene transmisión del torque del motor a las ruedas por lo que tomando las ecuaciones 2-11 y 2-14 (con un valor $F_x = 0$), tenemos:

$$Ma = -F_d - R_x - R_g \tag{2-18}$$

Tomando las ecuaciones 2-12, 2-13, 2-15 y 2-16 se obtiene:

$$\frac{dV_{m_i}}{dt} = \frac{-0.5C_d\rho_aAV_{e_{i-1}}^2 - f_rMg \cos \theta_{e_{i-1}} - Mg \sen \theta_{e_{i-1}}}{M} \tag{2-19}$$

Datos de entrada: Para la realización de los cálculos se necesitan los parámetros que se detallan en la Tabla 2-1, donde además se detalla la forma de obtenerlos

Tabla 2-1
Datos de entrada para el modelo

Parámetro	Símbolo	Obtención
Área frontal	A	Foto, software CAD
Densidad del aire	ρ_a	$\rho_a = \frac{P_o}{R_a T_o}$ (Beer et al., 2010)
Gravedad	g	Báscula
Masa	M	GPS
Pendiente experimental	θ_e	GPS
Velocidad experimental	V_e	GPS

Para la experimentación se realizaron pruebas con 13 vehículos livianos y con un autobús (Tabla 2-1). Las pruebas se realizaron mediante la norma SAE J2263 y SAE J1263 realizando una prueba de desaceleración en punto muerto a partir de 120 km/h. Se describen a continuación aquellos puntos que se consideran más relevantes: el piloto del automóvil debe estar familiarizado con la prueba a realizarse; la temperatura ambiente debe estar entre 5 y 35 °C; la velocidad del viento no deberá exceder los 16 km/h y los picos de velocidad no deberán ser mayores a 20 km/h.

El promedio de la componente de la velocidad del viento paralela a la vía no deberá exceder los 8 km/h; la carretera debe estar seca, limpia, lisa y con una pendiente no superior al 0.5%; la superficie debe ser concreto o asfalto en buenas condiciones; la velocidad de donde se comenzará la desaceleración libre dependerá del espacio plano de la carretera, pero el intervalo de velocidades deberá incluir 80 km/h. El vehículo de prueba debe tener como mínimo 500 km de recorrido; los neumáticos deben haber recorrido como mínimo 160 km y tener como mínimo 75% de su labrado; la presión de inflado de neumáticos debe ser la indicada por el fabricante.

Se utilizó un GPS con una frecuencia de almacenamiento de la información de 10 Hz y una resolución en velocidad de 0.01 km/h, distancia de 1 cm, aceleración de 0.01 G y posición de 0.01° y una precisión de 0.2° (Tabla 3-6). Únicamente se considera la velocidad del vehículo y para los cálculos no se considera un f_r dependiente de la velocidad para tener únicamente dos variables como lo menciona (Swift, 1991)

Tabla 2-2
Vehículos utilizados para la obtención del C_d y f_r

<i>Marca</i>	<i>Modelo</i>	<i>Año de fabricación</i>
<i>BMW</i>	<i>118</i>	<i>2012</i>
<i>Vistabus</i>	<i>Autobus</i>	<i>2010</i>
<i>Chevrolet</i>	<i>Aveo</i>	<i>2004</i>
<i>Volkswagen</i>	<i>Bora</i>	<i>2007</i>
<i>Chevrolet</i>	<i>Captiva</i>	<i>2009</i>
<i>Renault</i>	<i>Clio</i>	<i>2006</i>
<i>Chevrolet</i>	<i>Corsa</i>	<i>2005</i>
<i>Ford</i>	<i>Focus</i>	<i>2013</i>
<i>Seat</i>	<i>Ibiza</i>	<i>2010</i>
<i>BMW</i>	<i>Mini</i>	<i>2013</i>
<i>BMW</i>	<i>MiniE</i>	<i>2009</i>
<i>Nissan</i>	<i>Sentra</i>	<i>2006</i>
<i>Chevrolet</i>	<i>Sonic</i>	<i>2011</i>
<i>Chevrolet</i>	<i>Spark GT</i>	<i>2011</i>

Obtención del C_d y f_r : Mediante el GPS obtenemos la velocidad experimental (V_e). Para resolver la ecuación 2-17 y obtener la velocidad del modelo se definieron unos valores iniciales de C_d y f_r . Estos valores iniciales de C_d y f_r deben ser cercanos a los valores esperados. Los valores iniciales utilizados para cada vehículo se presentan en la *Tabla 2-3*.

Con los datos de V_e y V_m (Velocidad calculada –del modelo–) para cada prueba se obtienen dos curvas. En la *Figura 2-4* se presentan estas dos curvas obtenidas en una prueba en un autobús.

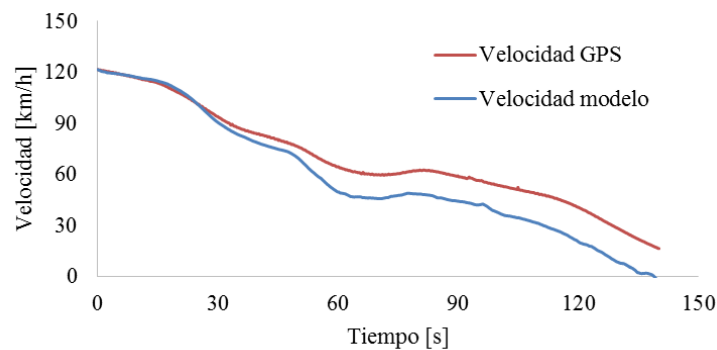


Figura 2-4
 V_e (GPS) vs V_m en una prueba en un autobús.

Se procede a realizar el ajuste de las curvas modificando los valores de C_d y f_r y para ello se utilizó el método del gradiente reducido generalizado (GRG).

El GRG es un método que se utiliza para optimización en problemas no lineales restringidos mediante la linealización iterativa de los mismos (Ching-Tzong & Guor-Rung, 1995). El GRG convierte el problema restringido en uno irrestricto mediante sustitución directa y pertenece a la familia de técnicas del método del gradiente reducido (Samuel Raafat Fahim, 2012).

Mediante el GRG se pueden resolver problemas de dinámica de vehículos ya que utilizan restricciones reales y no obedecen a restricciones ideales como en los métodos estocásticos (Rudd, Foderaro, & Ferrari, 2013)

La función objetivo del problema es la siguiente:

$$\text{Minimizar } \left(\sum_{i=0}^n (V_{m_i} - V_{e_i})^2 \right) (C_d, f_r) \quad (2-20)$$

El ajuste de curvas se consigue iterando valores de C_d y f_r hasta que el modelo sea capaz de representar la curva experimental. En la *Figura 2-5* se presenta el ajuste de curvas para la misma prueba presentada en la *Figura 2-4*.

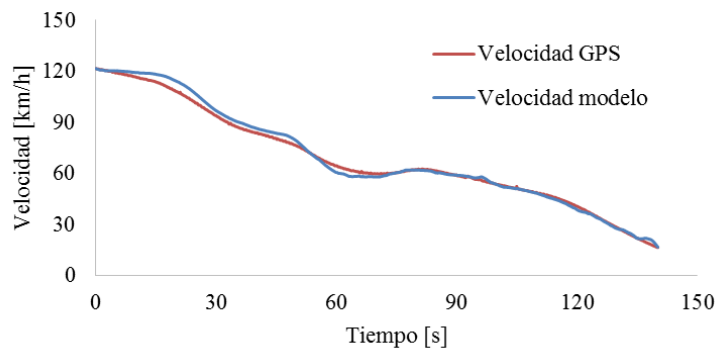


Figura 2-5
Curvas ajustadas mediante GRG

Resultados: Utilizando un intervalo de confianza del 95%, los valores obtenidos de C_d y f_r para los vehículos analizados se presentan en la *Tabla 2-3* junto con los valores iniciales utilizados.

Tabla 2-3

Resultados obtenidos de C_d y f_r comparados con los valores iniciales utilizados

Vehículo	C_d (Intervalo 95%) [-]	C_d inicial [-]	f_r (Intervalo 95%) [-]	f_r inicial (Wong, 2001) [-]
118	0.33 ± 0.035	0.31 (Carfolio.com, 2012a)	0.021 ± 0.01	0.013
Autobús	0.65 ± 0.06	0.6-0.8 (Wong, 2001)	0.006 ± 0.002	0.006-0.01
Aveo	0.37 ± 0.039	0.35 (Cars.com, 2007)	0.012 ± 0.002	0.013
Bora	0.37 ± 0.024	0.37 (Getcarspecs.com, 2012)	0.012 ± 0.001	0.013
Captiva	0.45 ± 0.018	0.38 (Carfolio.com, 2012c)	0.008 ± 0.001	0.013
Clio	0.47 ± 0.015	0.34 (Renault_depot, 2013)	0.011 ± 0.000	0.013
Corsa	0.4 ± 0.007	0.32 (Carfolio.com, 2012e)	0.015 ± 0.001	0.013
Focus	0.30 ± 0.026	0.30 (CarandDriver, 2012)	0.01 ± 0.001	0.013
Ibiza	0.37 ± 0.001	0.31 (Ultimate_specs, 2012)	0.012 ± 0.001	0.013
Mini Cooper S	0.31 ± 0.009	0.33 (BMW_Group, 2012)	0.017 ± 0.001	0.013
MiniE	0.36 ± 0.023	0.33 (Ecomodder.com, 2010)	0.014 ± 0.001	0.013
Sentra	0.41 ± 0.038	0.35 (Ecomodder.com, 2010)	0.015 ± 0.001	0.013
Sonic	0.33 ± 0.019	0.33 (AutoGuide.com, 2011)	0.015 ± 0.001	0.013
Spark GT	0.35 ± 0.027	0.33 (AC.com, 2012)	0.016 ± 0.000	0.013

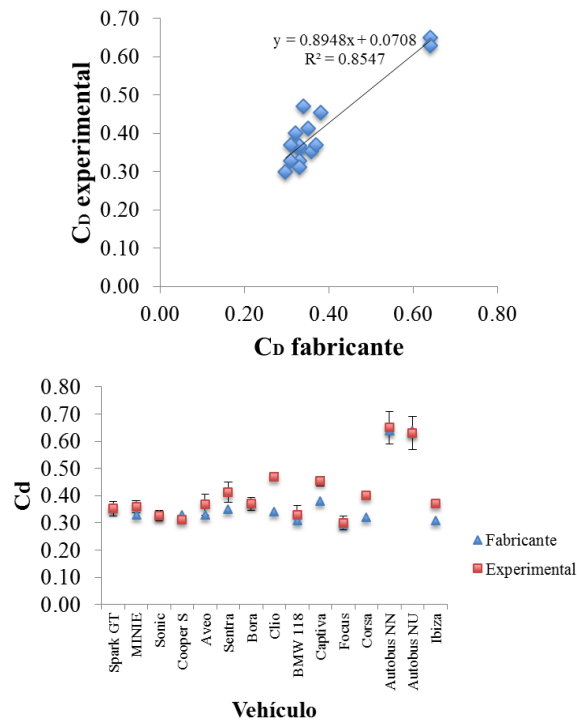


Figura 2-6
Comparación de los valores del fabricante y los experimentales para el C_d

Como se observa en la Figura 2-6 la metodología explica el 85% del fenómeno. Si no se cuenta con los planos del vehículo (para análisis CFD) o con el dato del fabricante, se puede aplicar esta metodología para determinar los valores de los coeficientes de arrastre y de resistencia a la rodadura de manera rápida y económica.

2.4 Ciclo de trabajo

El ciclo de trabajo de un vehículo representa las condiciones de operación en las cuales trabaja el vehículo. Estas condiciones pueden variar notablemente aunque se analice una misma ruta. El ciclo de trabajo está afectado por varias parámetros como son: tráfico, estilo de manejo, número de pasajeros, número de paradas, clima, etc.

Este trabajo contempló el desarrollo de una metodología que viene detallada en el **Anexo A** de esta tesis y que sirvió para la obtención del ciclo típico de conducción que incluye la altitud.

Capítulo III

3. Modelos

En este capítulo se describen los modelos utilizados para el cálculo del consumo de combustible y la capacidad de aceleración y velocidad máxima en plano y en pendiente. Por medio de un modelo que comprenda estas tres variables se realizará la optimización en el capítulo 4. Un modelo debe ser validado, por lo que luego de cada modelo se describen las pruebas de validación con una descripción de la instrumentación realizada y las pruebas realizadas.

En el capítulo 2 se enumeraron algunos criterios para la evaluación de vehículos, ahora se va a profundizar en ellos, pues la optimización de la transmisión que se busca con este trabajo está basada en estos criterios que miden el desempeño del vehículo.

- **Desempeño mecánico:** Dentro de los parámetros para evaluar el desempeño mecánico de un vehículo destacan:
 - **Velocidad máxima:** es la máxima velocidad que podría alcanzar un vehículo. Se puede medir en km/h. Por ejemplo, la velocidad máxima que alcanza un vehículo es 120 km/h.
 - **Capacidad de aceleración:** Es el tiempo que tarda un vehículo en acelerar desde el reposo hasta una determinada velocidad. Se mide en segundos. Por ejemplo, el tiempo que tarda un vehículo en acelerar de 0-100km/h es 10.5 s.
 - **Capacidad de ascenso (Gradability):** se define como la máxima pendiente que un vehículo puede superar con una velocidad constante determinada. Se mide en porcentaje (%). El porcentaje representa la relación que existe entre la base y al altura del triángulo que define a la pendiente. Por ejemplo, la máxima pendiente que un vehículo puede superar es 25%.

El 25% significa que por cada 100 metros que el vehículo avanza en el eje x, el vehículo asciende 25 metros en el eje z (SAE, 2008e)

- *Ser capaz de alcanzar una velocidad entre 88-96 km/h en una pendiente del 3%:* Esta característica define un desempeño esperado en cualquier vehículo que salga a la venta.
- **Consumo de combustible:** Una caja de cambios trabaja en conjunto con el motor. Ya se mencionó anteriormente que la caja de cambios debe forzar a que el motor funcione en su zona más eficiente para reducir el consumo de combustible. (Fröberg, Hellström, & Nielsen, 2006)
- **Emisiones:** Este aspecto está ligado al anterior, ya que si el motor está en su zona más eficiente las emisiones por el tubo de escape se reducen igualmente.
- **Confort:** Esta característica busca que el manejo sea suave y confortable para el usuario. Esto ocurre cuando las revoluciones en el motor, luego de subir la relación en la caja de cambios, no caen por debajo del límite del motor.

3.1 Modelo de consumo de combustible

Fundamento teórico: Cuando se analiza el consumo energético en un vehículo, primero se debe conocer la demanda energética. La demanda energética en un vehículo depende de qué vehículo se está analizando y qué ciclo de trabajo cumple. Esta demanda se representa por las fuerzas que debe superar (Figura 3-1). Para conocer la fuerza necesaria en la rueda (F_x) se utilizan las ecuaciones 2-11 a la 2-17.

Para determinar la fuerza que se produce en la rueda (F_x), es necesario analizar el tren motriz del vehículo. Para eso se utiliza la siguiente ecuación que toma en cuenta las fuerzas inerciales de los elementos rotativos del tren motriz (Gillespie, 1992):

$$F_x = \frac{\tau_e N_{td_i} \eta_{td_i}}{R_d} - m_e a \quad (3-1)$$

Donde m_e [kg] es la masa equivalente, N_{td_i} [-] la relación total de transmisión ($N_t * N_d$) y η_{td_i} [%] la eficiencia total de transmisión.

$$m_{e_i} = M m_{f_i} - M \quad (3-2)$$

Donde m_{f_i} [-] es el factor de masa.

$$m_{f_i} = 1 + 0.04 N_{td_i} + 0.0025 N_{td_i}^2 \quad (3-3)$$

Para el modelo se igualan las ecuaciones 3.1 y 3.8 y se obtiene la ecuación

$$\tau_e = (M m_{f_i} a + F_d + R_x + R_g) * \left(\frac{R_d}{N_{td_i} \eta_{td_i}} \right) \quad (3-4)$$

Considerando que,

$$P_e = \left(\frac{\tau_e \omega_e}{\frac{60}{2\pi}} \right) \quad (3-5)$$

Y que la velocidad angular del vehículo es,

$$\omega_e = \frac{VN_{td_i} 60}{R_d 2\pi} \quad (3-6)$$

Se puede encontrar la potencia en el motor con la siguiente ecuación,

$$P_e = \left\{ \frac{(Mm_{f_i} a + F_d + R_x + R_g)V}{\eta_{td_i}} \right\} \quad (3-7)$$

Se conoce que la potencia química del motor es:

$$P_e = \dot{m}_f LHV \eta_{th} \eta_c \eta_m \eta_\vartheta \quad (3-8)$$

Donde \dot{m}_f [kg/s] es el flujo másico de combustible, LHV [kJ/kg] el poder calorífico inferior del combustible, η_{th} [%] la eficiencia térmica del motor, η_c [%] la eficiencia de combustión del motor, η_m [%] la eficiencia mecánica del motor y η_ϑ [%] la eficiencia volumétrica del motor.

Utilizando la densidad del combustible se puede expresar el flujo másico en caudal o consumo instantáneo y despejarlo, así se obtuvo la ecuación 3-9,

$$\dot{\vartheta}_f = \frac{(Mm_{f_i} a + F_d + R_x + R_g)V}{LHV \rho_f \eta_{th} \eta_c \eta_m \eta_\vartheta \eta_{td_i}} \quad (3-9)$$

Donde $\dot{\vartheta}_f$ [L/s] es el consumo instantáneo de combustible.

Y finalmente se puede expresar el consumo instantáneo de combustible en función de las cargas instantáneas en el vehículo,

$$\dot{\vartheta}_f = \frac{\left(MaV + 0.04MaVN_{td_i} + 0.0025MaVN_{td_i}^2 + \frac{C_d \rho_a AV^3}{2} + frMg \cos \theta V + Mg \sen \theta V \right)}{LHV \rho_f \eta_{th} \eta_c \eta_m \eta_\vartheta \eta_{td_i}} \quad (3-10)$$

Realización del modelo: Para la realización de los modelos y las validaciones descritas en este capítulo, se contó con el apoyo de la empresa de transporte Grupo Flecha Roja, por lo que a continuación se explican los parámetros utilizados y la descripción de su obtención.

Especificaciones del vehículo: Aquí se detallan los valores utilizados para las variables del vehículo, necesarias para la aplicación de la metodología, que se describieron en el capítulo 2.

Curvas del motor: El motor utilizado por la empresa es el modelo ISM 425 del fabricante CUMMINS. Las curvas de este motor, fueron obtenidas por el fabricante, mediante la norma SAE J1995 a 90 msnm, 100kPa de presión ambiental, 25°C de temperatura ambiente y 1kPa de presión de vapor de agua (Cummins, 1999). En la *Figura 3-1* se presenta la curva de torque y potencia del motor que tiene una velocidad máxima limitada de 2100 rpm.

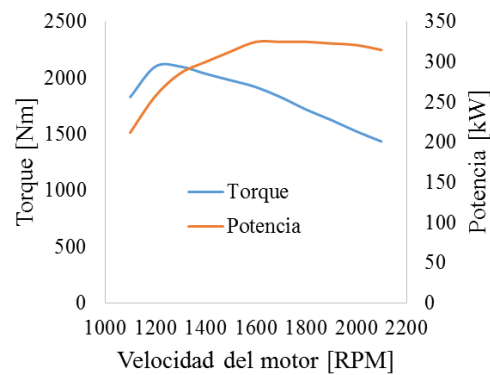


Figura 3-1
Curvas del motor CUMMINS ISM 425

Como las condiciones de operación del autobús están entre los 2200 y 3100 msnm se utiliza un factor de corrección de altitud descritos en (Izquierdo, Alvarez, López, & Industriales, 1995; SAE, 1995) y los resultados se presentan en la *Figura 3-2*.

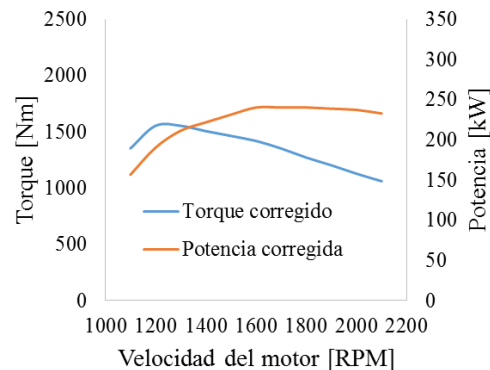


Figura 3-2
Curvas del motor CUMMINS ISM 425 corregida por el efecto de la altitud.

De los datos de las *Figura 3-1* y *Figura 3-2*, se realizó la *Tabla 3-1*, cuyos datos se utilizaron para alimentar el modelo.

Tabla 3-1
 Datos del motor CUMMINS ISM 425 limitado a 2100 RPM

Velocidad de motor [RPM]	Torque [Nm]	Potencia [kW]	Torque corregido [Nm]	Potencia corregida [kW]
1100	1830.5	212	1354.57	156.88
1200	2102	257.5	1555.48	190.55
1300	2102	286	1555.48	211.64
1400	2038	300	1508.12	222
1500	1980	313	1465.2	231.62
1600	1920	325	1420.8	240.5
1700	1829	325	1353.46	240.5
1800	1720	325	1272.8	240.5
1900	1627	323	1203.98	239.02
2000	1526	321	1129.24	237.54
2100	1436	315	1062.64	233.1

Relaciones de transmisión de la caja de cambios: La caja de cambios utilizada fue la *ZF-2100*. Es una caja de cambios de ocho relaciones que se detallan en la *Tabla 3-2*

Tabla 3-2
 Relaciones de transmisión utilizadas en la caja de cambios

Cambio	Relación de transmisión
1	8.73
2	6.38
3	4.63
4	3.44
5	2.54
6	1.86
7	1.35
8	1

Relación del diferencial: El diferencial que utiliza el autobús es un MERITOR: el diferencial dispone de las relaciones de transmisión presentadas en la *Tabla 3-3*.

Tabla 3-3

Relación de transmisión del diferencial

Modelo	Relación de Transmisión
Original	3.214:1
Opción 1	3.08:1
Opción 2	3.7:1

Radio dinámico del neumático: Las medidas del neumático utilizado son 305/75R24.5 (*Figura 3-3*).



Figura 3-3

Neumático utilizado en el autobús

De la hoja de especificaciones del fabricante se obtiene que el radio estático bajo carga del neumático (R_c) es 0.508 [m] ([Bridgestone](#)) y aplicando la ecuación 2-5 (considerando un 3%, ya que el rango de velocidad está entre 0-100km/h), se obtuvo que el radio dinámico de giro es 523.24 [mm].

Masa: Luego de pesar la unidad (*Figura 3-4*) se obtuvo que la masa del vehículo es 14355 [kg]. Para los cálculos se utilizará un escenario de ocupación típico. Para esto consideramos una ocupación de 32 pasajeros de 70kg (Información proporcionada por la empresa). La masa total considerada fue 16595 [kg].



Figura 3-4
Pesaje del autobús (Mayo, 2012)

Área frontal: Luego de aplicar la metodología descrita en el capítulo 2 (Figura 3-5) el área frontal obtenida fue de 8.47 [m²]

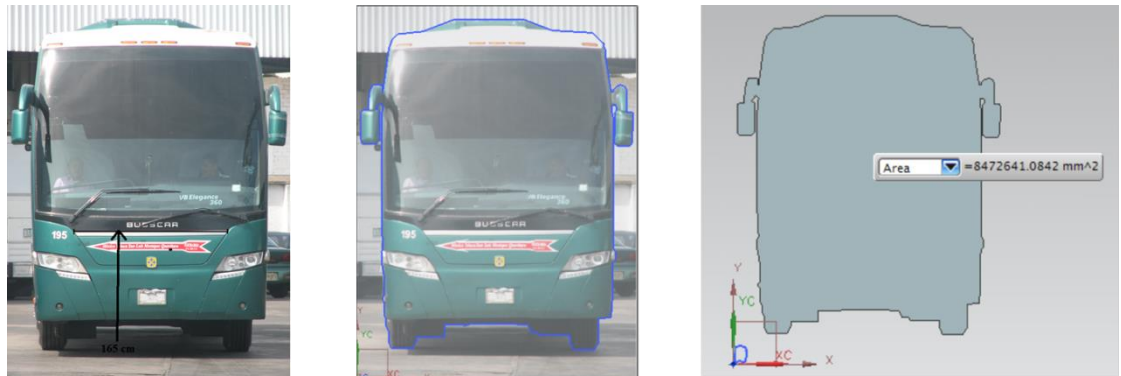


Figura 3-5
Obtención del área frontal del autobús

Coefficiente de arrastre: Para la obtención del C_d se utilizó la metodología de la sección 3 y el valor obtenido fue 0.64 ± 0.06 [-]

Coefficiente de resistencia a la rodadura: El f_r se obtuvo mediante la metodología de la sección 2.3 y el valor fue 0.006 ± 0.002

Ciclo de trabajo: Se obtuvo con cada prueba realizada en la validación del modelo, ya que éste es un dato de entrada del modelo. El ciclo de trabajo incluye la curva de velocidad y altitud en el tiempo.

Un resumen de los datos obtenidos es presentado en la Tabla 3-4

. El modelo se realizó en **SIMULINK®** (Figura 3-6).

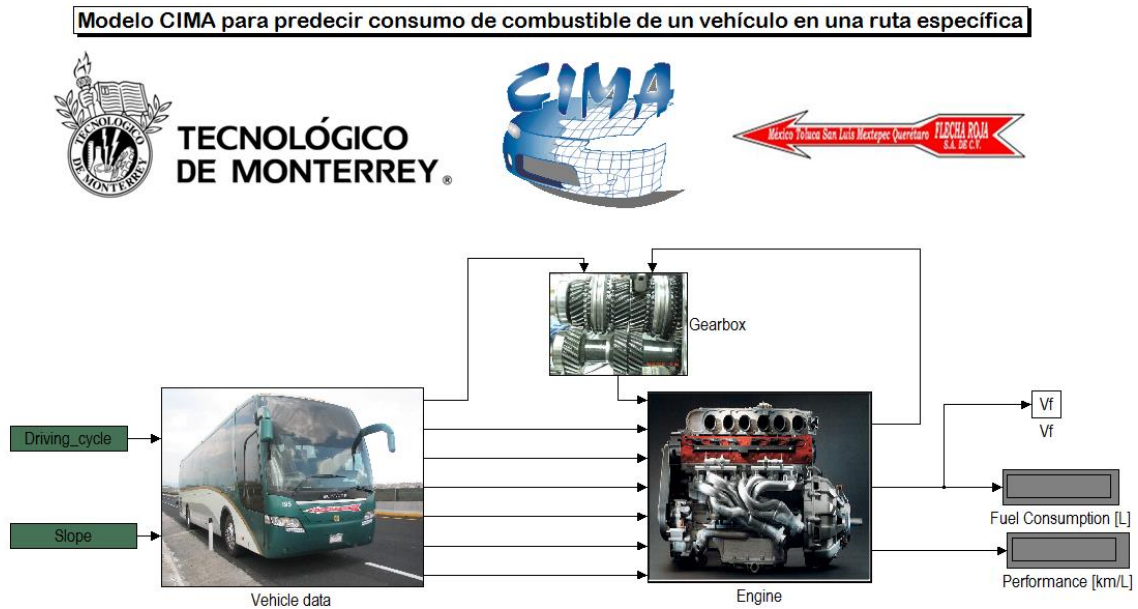


Figura 3-6
Modelo de consumo de combustible realizado en **SIMULINK®**

Tabla 3-4

Datos del autobús VISTABUS de la empresa Grupo Flecha Roja

Parámetro	Valor	Unidades	Obtención	Observaciones
Area frontal	8.47	m ²	Foto + software	
Masa	16595	kg	Báscula	Peso típico de 32 pasajeros
Coefficiente de arrastre	0.64	-	Experimental	Metodología Cap.2
Densidad del aire	0.9	kg/m ³	Calculada	Datos típicos de presión y temperatura de Toluca
Velocidad	Matriz	m/s	Experimental	Obtenida con el GPS* en cada prueba
Aceleración	Matriz	m/s ²	Calculada	A partir de la Velocidad
Altitud	Matriz	m	Experimental	Obtenida con el GPS* en cada prueba
Coefficiente de resistencia a la rodadura	0.006	-	Experimental	Metodología Cap.2
Radio dinámico	0.52324	m	Experimental	A partir de las medidas del neumático
Gravedad	9.81	m/s ²	Literatura	Sección 2.1.7
Relaciones de transmisión 1,2,3,4,5,6,7,8	8.73; 6.38; 4.63; 3.44; 2.54; 1.86; 1.35; 1	-	Información fabricante	
Relación final	3.214	-	Información fabricante	
Torque de motor	Curva	Nm	Información fabricante	(Cummins, 1999)
Eficiencia transmisión	0.95	%	Literatura	(Gillespie, 1992)
Eficiencia motor	Curva	%	Literatura (Wong, 2001)	Se solicitó la curva al fabricante pero es información confidencial. Se aproximó con una curva de la literatura de un motor con especificaciones similares

*Datos obtenidos en operación real durante la medición realizada por la empresa DIDCOM

Validación del modelo: Para la validación del modelo se realizó una toma de datos con la empresa Flecha Roja en la ruta Toluca-México (Central del Norte) durante un mes. La ruta seleccionada es cubierta por 28 autobuses, de los cuales se tomó una muestra de 15 autobuses durante 1 mes de operación.

La variable que se necesitaba obtener fue el consumo de combustible [L], para esto y gracias a la información que entrega la ECU (Unidad de control del motor por sus siglas en inglés), se pudo obtener la lectura del consumo instantáneo [L/s] para luego integrarlo y obtener el consumo total en la ruta.

Para acceder a la información de la ECU, existen varios protocolos como el OBDII (vehículos livianos principalmente), J1939 y J1708/1587 (vehículos pesados). En el caso de los autobuses de Flecha Roja el protocolo es el J1939 (*Figura 3-7*).



Figura 3-7
Conector J1939 utilizado en la toma de datos del consumo instantáneo de combustible

Los datos que envía la ECU tienen una frecuencia de 1 Hz. Para la adquisición de los mismos, se evaluaron dos propuestas: **a) INSITE:** Software de diagnóstico de los motores CUMMINS y **b) DIDCOM:** Empresa privada que se dedica al control de flotas de vehículos.

Antes de obtener los datos se realizó una prueba para validar estas propuestas, para lo cual se realizó un experimento de acuerdo con las normas SAE J1321 y J1264 ([SAE, 1986a, 1986c](#)) (*Figura 3-8*).



Figura 3-8
Prueba para validar las mediciones del INSITE y la empresa DIDCOM según normas SAE J1321 y J1264

Con los experimentos se obtuvieron los datos presentados en la *Tabla 3-5*

Tabla 3-5

Resultados de pruebas de medición de consumo de combustible obtenidos por el INSITE y la empresa DIDCOM

Equipo	Ventajas	Desventajas	Ecuación de la curva de calibración.	Coefficiente de determinación (R^2)
INSITE	Conexión directa	Necesidad de incluir un GPS externo y sincronizar con el equipo	$y^1 = 0.8175x - 0.2088$	0.896
DIDCOM	La empresa incluye los datos de GPS y la ECU en un solo archivo	Costo	$y^2 = 0.7977x - 0.0941$	0.885

$x =$ Consumo medido físicamente [L/h]

$y^1 =$ Consumo medido con INSITE [L/h]

$y^2 =$ Consumo medido por DIDCOM [L/h]

Una vez que el equipo de medición fue validado se procedió a las toma de datos en ruta, para ellos se contó con el apoyo de la empresa *DIDCOM* con los ingenieros Yojanan Cornejo y Vicente García.

Se tomaron datos de 32 viajes durante aproximadamente un mes. Cada dato representa el consumo de un viaje de ~70 km en la ruta Toluca-Ciudad de México (Central del Norte). Cabe destacar que se recopilaron, además del consumo instantáneo de combustible, la velocidad y la altitud que alimentaron el modelo descrito previamente (*Tabla 3-4*)

Los datos obtenidos fueron analizados y se obtuvo la (*Figura 3-9*), donde se observa que el R^2 obtenido entre las pruebas experimentales y las modeladas fue de 0.69, lo que significa que el modelo explica el 69% del fenómeno. Hay factores que el modelo no tiene en cuenta como son las cargas del aire acondicionado y otros accesorios del motor, el número de pasajeros, el estilo de manejo, entre otras.

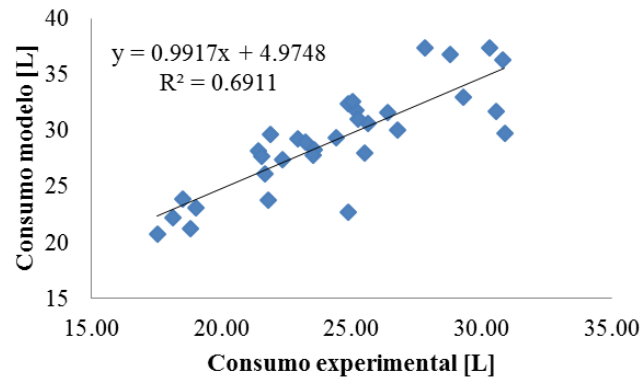


Figura 3-9
Validación del modelo de consumo de combustible

3.2 Modelo de capacidad de aceleración y velocidad máxima en plano y pendiente (capacidad de ascenso)

Fundamento teórico

Como ya se describió en el capítulo 2, la capacidad de aceleración es el tiempo que tarda un vehículo en acelerar de 0 a determinada velocidad, normalmente se considera 100 km/h.

Se parte de la ecuación 3-11, se despeja la aceleración $\left(\frac{dV}{dt}\right)$ y se obtiene:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\frac{\tau_e N_{td} \eta_{td}}{R_d} - F_d - R_x - R_g}{M m_{f_i}} \quad (3-11)$$

Si integramos la ecuación 3-18 con respecto al tiempo se puede encontrar la curva de velocidad y obtener el tiempo que tardaría el vehículo en alcanzar una velocidad determinada. Utilizando un tiempo muy alto (prolongar la curva de velocidad), se puede obtener la velocidad máxima que alcanzaría el vehículo.

Una de las variables que se deben considerar es la inclinación de la carretera, representada por la pendiente de la misma, para la validación del modelo se utiliza el parámetro de altitud obtenido mediante GPS.

Se debe destacar que la velocidad máxima de un vehículo se puede aproximar con la ecuación 3-12, sin embargo no siempre un vehículo puede obtener esta velocidad máxima (teórica), debido a las cargas descritas en la sección anterior.

$$V_{max} = \frac{\omega_{e_{max}} R_d \frac{2\pi}{60} 3.6}{N_{td} \eta_n} \quad (3-12)$$

Es por esto que en el modelo de capacidad de aceleración y velocidad máxima en plano y pendiente se contemplan las cargas que se oponen al movimiento del vehículo, así como las pérdidas inerciales debidas a la rotación de los elementos.

Implementación del modelo

Para la implementación del modelo de capacidad de aceleración, se utilizó nuevamente *SIMULINK*® y los datos de la *Tabla 3-4*. Se presenta el esquema en la *Figura 3-10*.

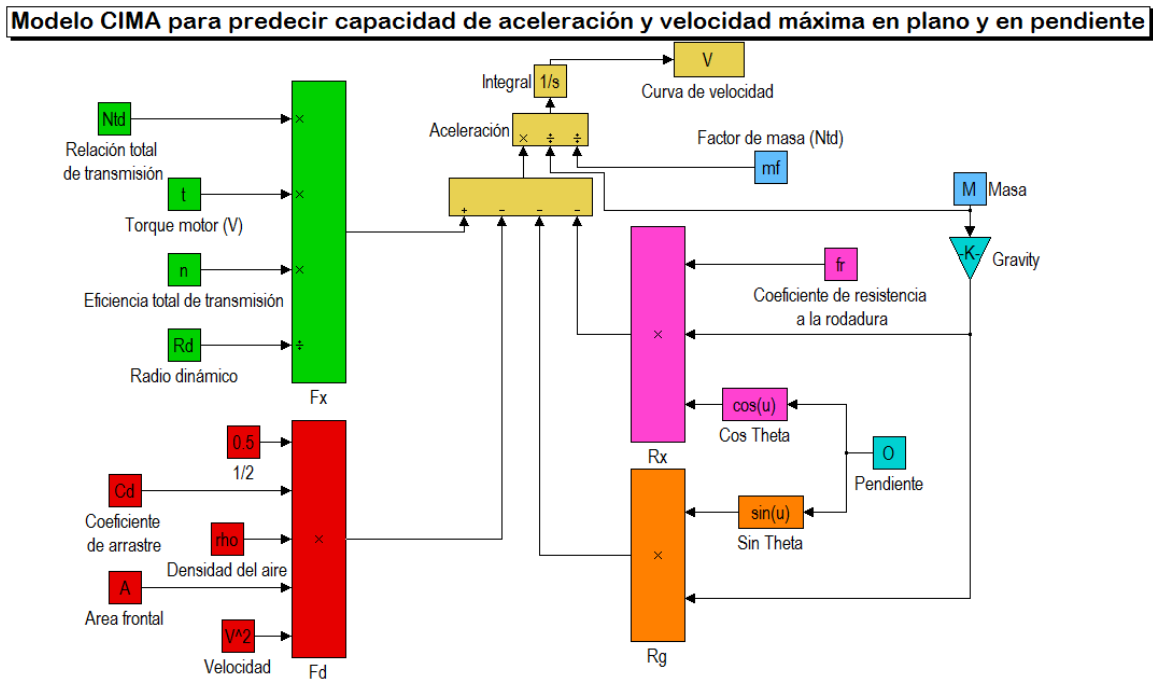


Figura 3-10
Modelo de capacidad de aceleración y velocidad máxima en plano y pendiente

Validación del modelo

Para la validación del modelo se utilizó la norma SAEJ1491 (SAE, 2008c), en la cual se indica el procedimiento para medir la capacidad de aceleración de manera experimental.


El vehículo utilizado fue nuevamente un bus de la empresa Flecha Roja, en este caso fue la unidad 195. Para la realización de la prueba se pesó el autobús con tanque lleno y 9 ocupantes (incluido el conductor) (*Figura 3-11*), se registraron y controlaron la presión de los neumáticos a 100psi.



Figura 3-11
Lectura del peso del autobús obtenido en la báscula

Para la recolección de datos se utilizó un GPS con las especificaciones descritas en la *Tabla 3-6*:

Tabla 3-6
Especificaciones del GPS utilizado para las pruebas de capacidad de aceleración (*Racelogic, 2014*)

	<p>Frecuencia de almacenamiento: 10 Hz Resolución en velocidad: 0.01 km/h Precisión en velocidad: 0.2 km/h Resolución en distancia: 1 cm Precisión en distancia: 0.05% (<50cm por km) Resolución en aceleración: 0.01 G Precisión en aceleración: 1% Resolución en posición: 1cm (0.01°) Precisión en posición: 5m de (0.2°) Peso: 225 gr Memoria: Tarjeta SD Voltaje de alimentación: 6-28 V Corriente: Típicamente 100mA</p>
---	---

La prueba se realizó en la autopista a México vía Lerma *Figura 3-12*



Figura 3-12
Autopista a México vía Lerma donde se realizaron las pruebas de capacidad de aceleración

Se realizaron 8 pruebas, cuyos datos de altitud y velocidad fueron obtenidos con el GPS descrito en la Tabla 3-6. Las curvas de velocidad obtenidas son graficadas y comparadas contra la curva obtenida con el modelo de SIMULINK® en la Figura 3-13.

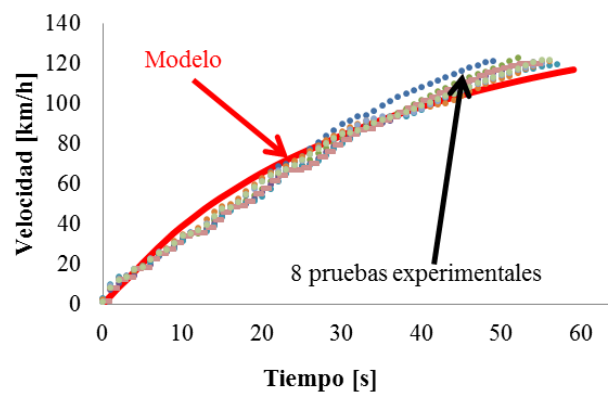


Figura 3-13
Validación del modelo de capacidad de aceleración y velocidad máxima en plano y pendiente

3.3 Modelo combinado

Para la evaluación de los dos modelos presentados se elaboró un modelo combinado, de tal forma que evalúe el consumo de un vehículo en una ruta específica mientras predice la capacidad de aceleración y velocidad máxima en plano y 3 pendientes diferentes.

Modelo CIMA para predecir consumo de combustible de un vehículo en una ruta específica y predecir la capacidad de aceleración y velocidad máxima en plano y pendiente

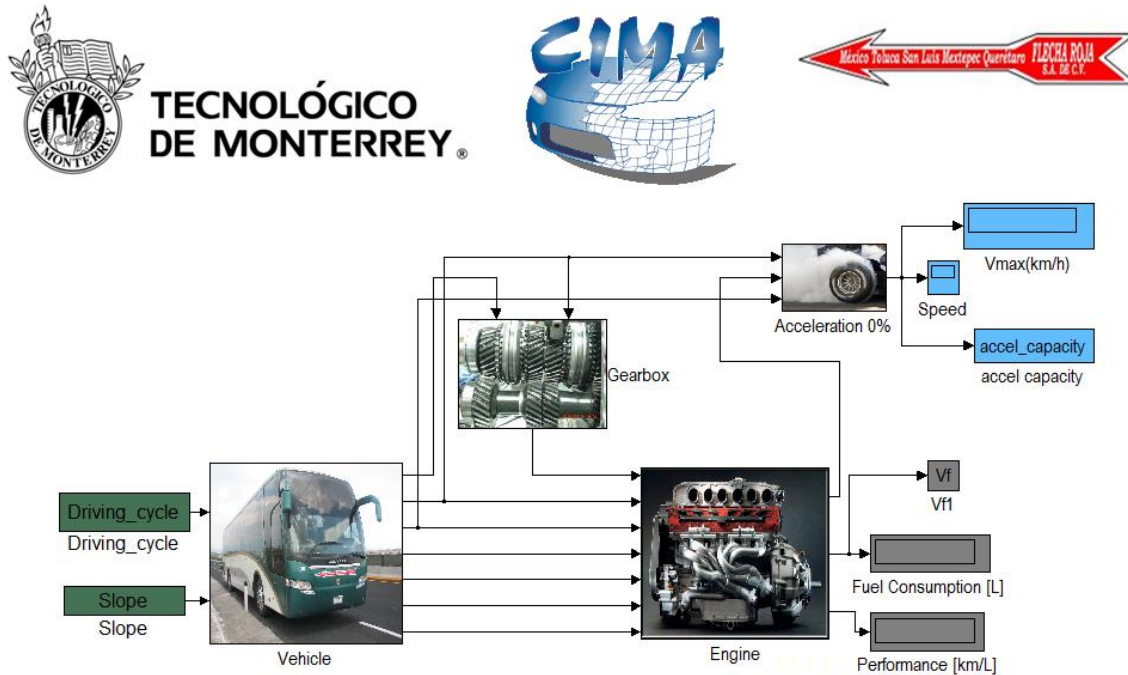


Figura 3-14
Modelo combinado en SIMULINK®

Con este modelo se puede evaluar simultáneamente el consumo de combustible [L], el rendimiento [km/L] y la capacidad de aceleración en cuatro pendientes diferentes (0, 8.5, 15 y 33%)

Capítulo IV

4. Optimización

Este capítulo trata sobre la optimización de la transmisión. De acuerdo con lo que se observó en el capítulo 3, la configuración de la caja de cambios y el diferencial –con sus relaciones de transmisión– afecta directamente al consumo de combustible, a la capacidad de aceleración y velocidad máxima en plano y ascenso. También la configuración de la transmisión afecta a la emisión de contaminantes por el tubo de escape (Kolmanovsky, van Nieuwstadt, & Sun, 2000)

Para el diseño de una transmisión, entonces, se deben considerar los criterios descritos en la *Figura 4-1*.

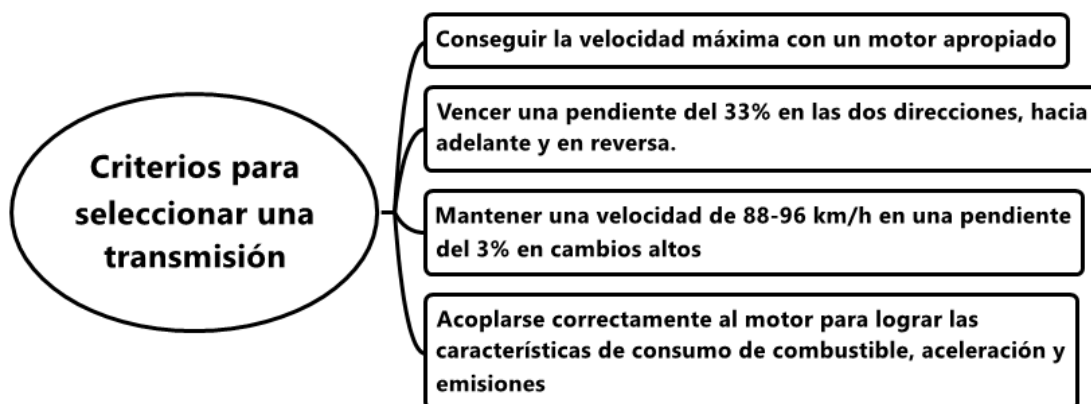


Figura 4-1

Criterios para la selección de la transmisión en vehículos (Wong, 2001)

4.1 Descripción del problema de optimización

El objetivo de este trabajo es desarrollar una metodología para minimizar el consumo de combustible para un autobús que cubre una ruta fija, modificando las relaciones de transmisión de su caja de cambios y diferencial.

Entonces, no está dentro de este trabajo modificar el motor ni el tamaño del neumático, esto podría quedar para un trabajo futuro.

Para la realización de la optimización de la transmisión y su respectiva validación, así como en el desarrollo del capítulo anterior, se contó con el apoyo de la empresa Grupo Flecha Roja.

Vehículo utilizado: Los datos del vehículo son los mismos (VISTABUS) que se utilizaron en la sección anterior y descritos en la *Tabla 3-4*.

Ciclo de trabajo: se seleccionó la ruta Toluca-Central del Norte (Ciudad de México). Es una ruta de ~70 km con una pendiente máxima del 9%. Aplicando la metodología (Huertas et al., 2015), descrita en el *Anexo A*, el ciclo de trabajo obtenido está representado en la *Figura 4-2*:

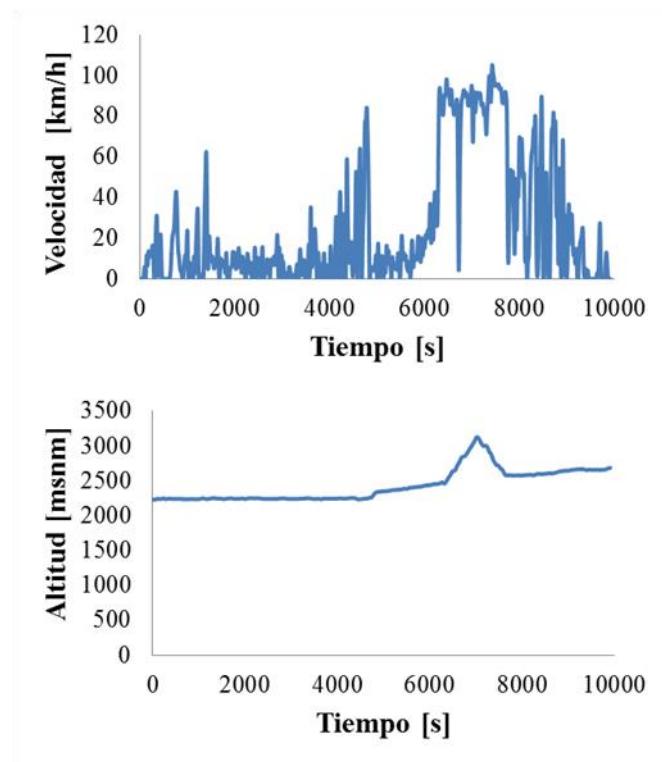


Figura 4-2
Ciclo de conducción para la ruta Toluca-central del Norte con su perfil de altitud

El enfoque principal de este trabajo es minimizar el consumo de combustible, sin embargo, también se busca maximizar la capacidad de aceleración y velocidad máxima en plano y pendiente. Cuando se utiliza el término *en pendiente* se refiere a la máxima capacidad de ascenso que tiene el vehículo (*gradability*), es decir la pendiente máxima que puede superar un vehículo.

4.2 Formulación

Una vez que se tienen los parámetros que intervienen en el problema, en este caso son las variables descritas en los capítulos 2 y 3 que hacen referencia a la dinámica del vehículo, es necesario realizar la formulación del problema. Parte de la formulación es definir las funciones objetivo, las variables de decisión y las restricciones.

Funciones objetivo

Las funciones objetivo buscadas son las siguientes:

$$\min SFC: \quad SFC = \frac{1}{S} \int_0^t \dot{\theta}_f(N_{td_i}) dt \quad (4-1)$$

Donde SFC [L/km] es el consumo específico de combustible y S [km] la distancia recorrida. Se busca minimizar el consumo de combustible en el vehículo, teniendo en cuenta la ecuación 3-10.

$$\min t^*(N_{td_i}): \quad t^* = \int_0^{V^*} \frac{dV}{a(V)} \quad (4-2)$$

Donde t^* [s] es el tiempo que tarda un vehículo en acelerar desde el reposo a una velocidad dada (V^*). Se quiere maximizar la capacidad de aceleración, es decir minimizar el tiempo que tarda un vehículo en acelerar de 0 a una velocidad determinada, por ejemplo 100km/h.

$$\max V_{max}: \quad V_{max} = \sqrt{\frac{\tau_s N_{td_i} \eta_{td_i} - f_r M g \cos \theta R_d}{\frac{1}{2} C_d \rho_a A R_d}} \quad (4-3)$$

Donde V_{max} [km/h] es la velocidad máxima que puede alcanzar el vehículo, τ_s [Nm] el torque especificado en la curva del fabricante. Se busca maximizar la velocidad máxima que alcance el vehículo, maximizar su desempeño.

$$\max \theta(N_{td_1}): \quad \sin \theta + f_r \cos \theta = \frac{\tau_{s \min} N_{td_1} \eta_{td_1} - F_d}{Mg} \quad (4-4)$$

Con esta función objetivo se quiere maximizar la pendiente que puede superar el vehículo.

Estas funciones objetivo están sujetas a las restricciones debidas a la física del fenómeno, analizadas en la dinámica del vehículo y descritas en las ecuaciones 4-5 a la 4-13 (Gillespie, 1992; Jazar, 2008; Wong, 2001):

$$\tau_w = (F_d + R_x + R_i + R_g + m_{e_i} a) R_d \quad (4-5)$$

El torque en la rueda debe ser igual a la suma de las fuerzas que se oponen al avance del vehículo por el radio dinámico del neumático.

$$\tau_e = \frac{\tau_w}{N_{td_i} \eta_{td_i}} \quad (4-6)$$

El torque en el motor debe ser igual al torque demandado en rueda entre la relación total de transmisión.

$$\omega_w = \frac{60V}{2\pi R_d} \quad (4-7)$$

La velocidad angular en la rueda depende de la velocidad lineal y el radio dinámico del neumático.

$$\omega_e = \omega_w N_{td_i} \quad (4-8)$$

La velocidad angular en el motor está limitada por la velocidad angular en rueda y la relación total de transmisión.

$$V_{max_i} = \frac{\omega_{max_s} 2\pi R_d}{60 N_{td_i}} \quad (4-9)$$

La velocidad máxima del vehículo está limitada por la velocidad máxima del motor especificada por el fabricante, la relación total de transmisión y el radio dinámico del neumático.

$$N_{td_{i-1}} = \frac{N_{td_i}}{G_R} \quad y \quad G_R = \left(\frac{N_{td_1}}{N_{td_n}} \right)^{\frac{1}{n-1}} \quad (4-10)$$

La transmisión geométrica depende de una progresión geométrica que se calcula con base en las relaciones de transmisión N_{t_1} y N_{t_n} .

$$\omega_e \leq \omega_{smax} \quad (4-11)$$

La velocidad en el motor no puede ser mayor a la velocidad máxima especificada por el fabricante.

$$N_{td_i} \geq 0 \quad \text{donde} \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (4-12)$$

Las relaciones de transmisión deben ser valores positivos.

$$L = \frac{\tau_e(\omega_e)}{\tau_s(\omega_e)} \leq 1 \quad (4-13)$$

El porcentaje de carga en el motor (L) en [%] no puede ser mayor al 100%. El porcentaje de carga indica cual es la relación entre el torque entregado por el motor y el torque máximo que puede ser entregado por el motor a una determinada velocidad de giro.

Variables de decisión

La caja original del autobús tiene una configuración geométrica, según se pudo observar con base en la ecuación 1-6 y la información de la *Tabla 3-4*.

Debido a las características de operación del motor en cuanto a su zona óptima (consumo de combustible mínimo), descritos en la *Figura 1-6* y a las características de los tipos de transmisión (geométrica y progresiva) descritos en el capítulo 1, se observa que la transmisión geométrica es la que se adapta a las necesidades del motor; ya que en cada cambio, la zona de operación del motor está en una zona fija, que se puede configurar a que sea la zona económica. Por esto, la configuración de transmisión que se utilizará seguirá siendo la geométrica.

Al utilizar la transmisión geométrica se deben definir la relación más alta (primera) y la más baja (última $-n-$). La caja de cambios del autobús que se quiere analizar tiene 8 cambios o velocidades, por lo que las variables que se tiene que definir son N_{t_1} y N_{t_8} .

Las variables de decisión entonces, son N_{t_1} y N_{t_8} y éstas son variables continuas (≥ 0)

Restricciones de las variables de decisión

Si se refiere únicamente a la transmisión se puede decir que la capacidad de ascenso depende principalmente de N_{t_1} (ecuación 4-4) y la velocidad máxima depende de N_{t_8} (ecuación 3-12), por lo que los valores límites de estas variables se deben calcular en una primera etapa, no serviría de nada reducir el consumo de combustible si el vehículo no puede ascender una colina o si no puede lograr determinada velocidad.

Curva de cubrimiento: La curva de cubrimiento es una gráfica que muestra la comparación de la fuerza demandada en la rueda en función de F_d , R_x y R_g con varias pendientes y en el rango de velocidad en el que trabaja el vehículo; con la fuerza producida en la rueda, esto se hace con un análisis del torque que transmite el motor a la rueda, se debe recordar que el torque es variable en función de la velocidad de giro del motor (Cordero & Morejón, 2007)

El cubrimiento de los cambios de un vehículo, en este caso del autobús, se realiza mediante una superposición de las curvas de la fuerza que se obtiene en la llanta del vehículo en cada uno de los cambios y las curvas de resistencia al avance en cada una de las pendientes.

Para realizar la gráfica de esta curva se utilizaron los datos de la *Tabla 3-4*.

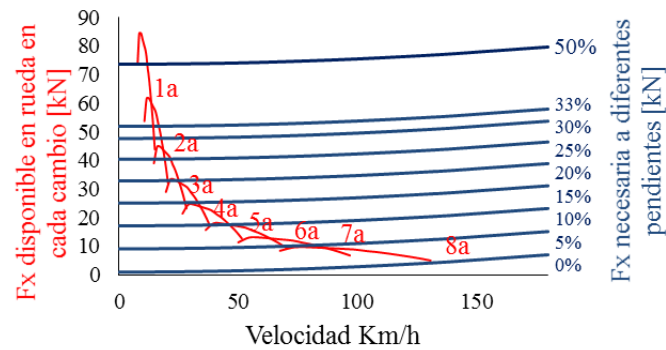


Figura 4-3
Curvas de cubrimiento del autobús del Grupo Flecha Roja (VISTABUS)

De la Figura 4-3 se puede observar que la configuración original es capaz de vencer una pendiente del 50%. En cuanto a la velocidad máxima que se obtiene en octava velocidad cercana a los 130 km/h.

Con esta herramienta se puede evaluar si un vehículo puede o no vencer determinada pendiente y la velocidad máxima a la que puede llegar.

Entonces para definir la primera velocidad, debemos conocer la pendiente máxima a superar. En el diseño de vehículos se recomienda una pendiente del 33% (Wong, 2001) pero de acuerdo con los datos obtenidos en el ciclo de trabajo (Velocidad y altitud vs tiempo) de la Figura 4-2 y luego de obtener la curva de pendiente que se presenta en la Figura 4-4, se observa que el valor máximo de pendiente en la ruta especificada está alrededor del 8.5 %.

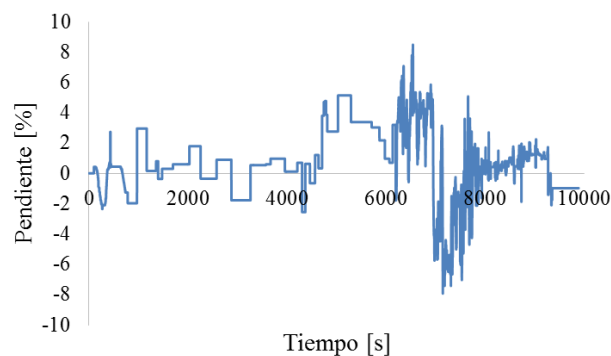


Figura 4-4
Curva de pendiente de la carretera Toluca-México (Central del norte)

En cuanto a la velocidad máxima que alcanza el autobús de acuerdo con el ciclo de trabajo especificado (Figura 4-2), se observa que es de 105 km/h.

Los valores límites de N_{t_1} y N_{t_8} se deben definir en función de la curva de cubrimiento, asumiendo los valores límites del ciclo de trabajo (pendiente y velocidad máximas) y el valor crítico de la masa del vehículo (19955 [kg], de acuerdo con la empresa Grupo Flecha Roja).

Utilizando las ecuaciones 3-12 y 4-4 podemos encontrar los valores mínimos de N_{t_1} y N_{t_8} .

Pendiente máxima: El valor de pendiente máxima, tomada del ciclo de trabajo *Figura 4-4*, es 8.5%. Para la ecuación 4-4 el valor de θ está en radianes por lo que hacemos la conversión con la ecuación 4-17

$$\theta = \tan^{-1} \frac{\text{pendiente} [\%]}{100} \quad (4-14)$$

Entonces, resolviendo las ecuaciones 4-4 y 4-17, se tiene:

$$N_{td_1} = \frac{((\sin \theta + f_r \cos \theta)Mg + F_d)R_d}{\tau_{smin} \eta_{td_1}} \quad (4-15)$$

Utilizando los datos de la *Tabla 3-4*, excepto el peso (peso crítico=19955 [kg] para el vehículo y la *Tabla 3-1* para el motor. Se puede despreciar la F_d , ya que la velocidad de ascenso es mínima (~10km/h) obtenemos que la N_{t_1} mínima debe ser 13.193 [-].

Velocidad máxima: El valor máximo de la velocidad del ciclo de trabajo es 105 km/h. Para determinar la N_{t_8} mínima con la que se puede alcanzar esa velocidad máxima, utilizamos la ecuación 4-4 y se obtiene:

$$N_{td_8} = \frac{\omega_{emax} R_d \frac{2\pi}{60} 3.6}{V_{max}} \quad (4-16)$$

Utilizando los datos de la *Tabla 3-4* y *Tabla 3-1*, se obtiene una $N_{td_8} = 3.945$

Para definir los límites faltantes, estos son el límite superior de N_{t_1} y el límite inferior de N_{t_8} , se tomaron los valores originales del autobús. Ya que en el caso de N_{t_1} , un valor superior de ésta sería capaz de superar una pendiente mayor a la mostrada en la *Figura 4-3*. En el caso de la velocidad máxima un valor menor de ésta sería capaz de alcanzar una velocidad mayor a la mostrada en la *Figura 4-3*. Entonces se tiene:

$$N_{td_1} = 28.055 \text{ y } N_{td_8} = 3.214$$

Una vez que se han definido los límites de las variables N_{t_1} y N_{t_8} , se procede a encontrar los valores óptimos de éstas para que se minimice el consumo de combustible, posterior a esto se evaluará la capacidad de aceleración. No se incluye la capacidad de aceleración en este punto debido a la complejidad del modelo matemáticamente hablando, además de que los valores de aceleración típicos están definidos por el ciclo de trabajo.

4.3 Solución

Existen varios métodos y técnicas para resolver problemas de optimización, primero se debe elegir un método y luego la técnica de acuerdo con la naturaleza del problema.

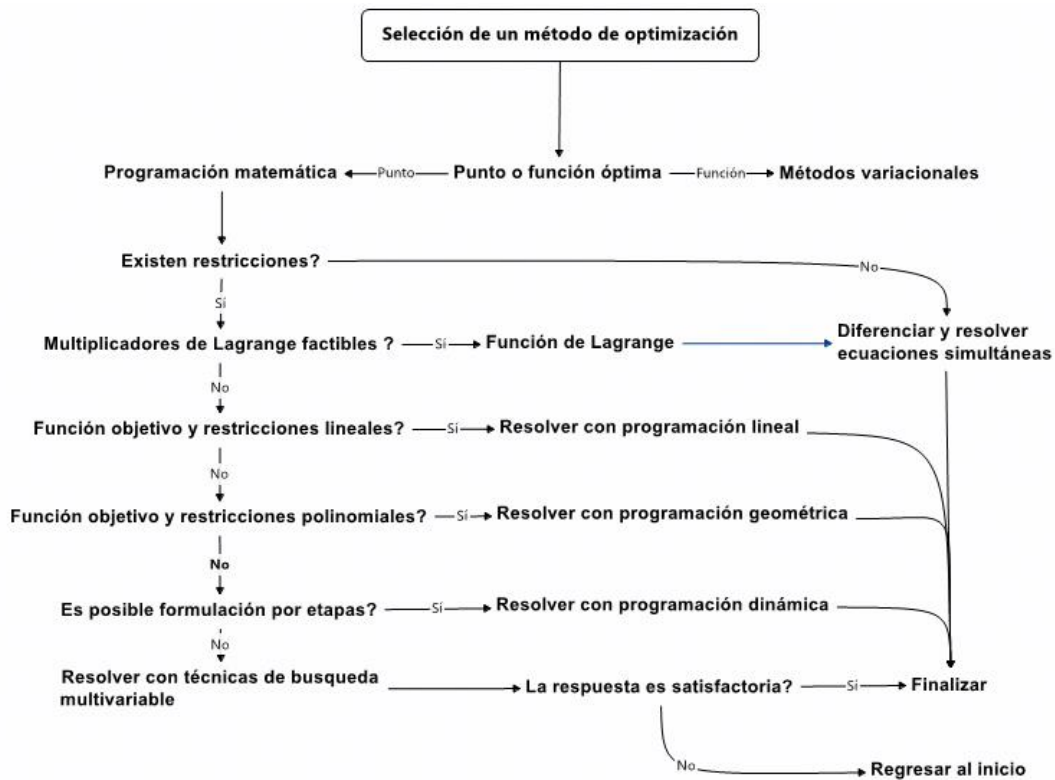


Figura 4-5
Métodos de optimización (Pike, 1986)

En la *Figura 4-5* observamos las técnicas disponibles y de acuerdo a la naturaleza del problema, descrito anteriormente, se eligió la técnica de búsqueda multi-variable.

Selección del método

Una vez que se ha elegido la técnica lo siguiente es definir el algoritmo de optimización (*Figura 4-6*), el algoritmo elegido fue el GRG (Gradiente reducido generalizado), que se explica a continuación.

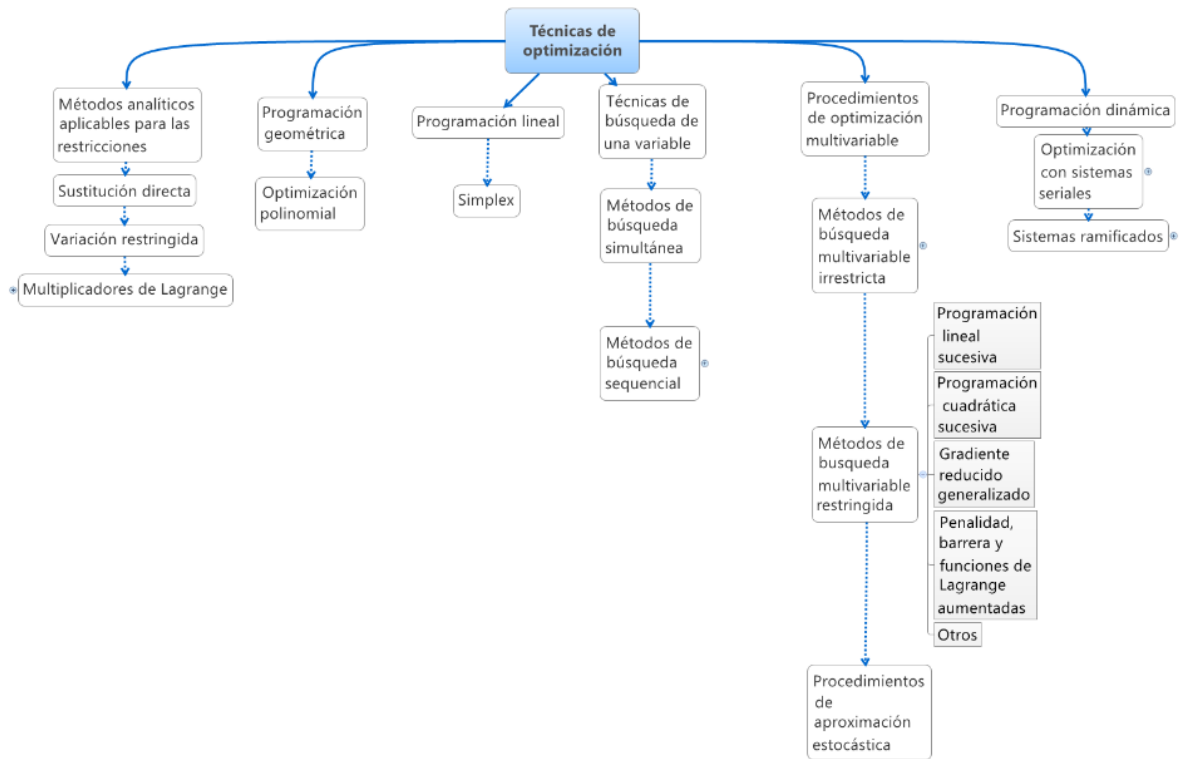


Figura 4-6
Técnicas de optimización (Pike, 1986)

Optimización basada en el gradiente: La optimización basada en el gradiente es un modelo matemático tradicional para encontrar el máximo y el mínimo de una función, obteniendo las pendientes y moviéndose en la dirección correcta es capaz de encontrar estos puntos máximos o mínimos.

La técnica del gradiente busca la primera derivada f' de una función f . Cuando un punto es máximo o mínimo $f'=0$. Para encontrar más rápidamente el punto máximo o mínimo se puede utilizar el método de Newton que además trabaja con la segunda derivada f'' . Cuando f'' es negativo estamos en un punto máximo o mínimo.

Si la función es de varias dimensiones la primera derivada es el gradiente $\nabla f(\vec{x})$ y la segunda derivada es la matriz hessiana $H_f(\vec{x})$.

El problema del método del gradiente y el de Newton es que no garantizan encontrar el punto óptimo global (Figura 4-7), ya que pueden encontrar el punto óptimo local o de una región. (Luke, 2013)

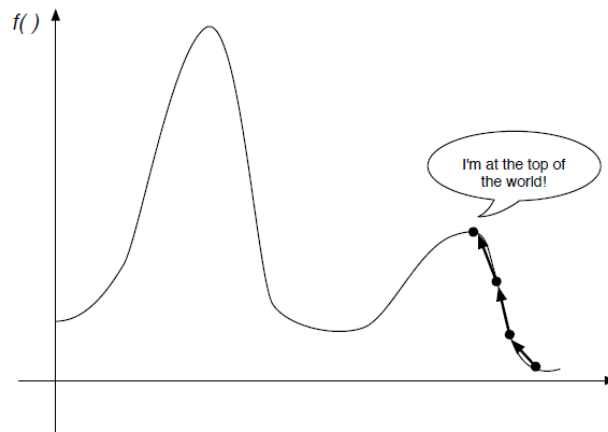


Figura 4-7
Función con punto máximo global y local (Luke, 2013)

Gradiente reducido generalizado (GRG): El método del GRG necesita un valor de entrada, es recomendable que este valor esté cerca de los valores esperados para que la técnica encuentre el óptimo global y un punto local.

El GRG es un método que se utiliza para optimización en problemas no lineales restringidos mediante la linealización iterativa de los mismos (Ching-Tzong & Guor-Rung, 1995). El GRG convierte el problema restringido en uno irrestricto mediante sustitución directa y pertenece a la familia de técnicas del método del gradiente reducido (Samuel Raafat Fahim, 2012).

Mediante el GRG se pueden resolver problemas de dinámica de vehículos ya que utilizan restricciones reales y no obedecen a restricciones ideales como en los métodos estocásticos (Rudd et al., 2013)

El GRG ajusta las variables de tal forma que las restricciones permanezcan satisfechas mientras el proceso se va moviendo de un punto a otro.

Conociendo los valores de la primera derivada y las ecuaciones de las restricciones en un punto factible el GRG puede ser calculado por:

$$\nabla^T Y(x_k) = \nabla^T y_{nb}(x_k) - \nabla^T y_b(x_b) B_b^{-1} B_{nb} dx_{nb} \quad (4-17)$$

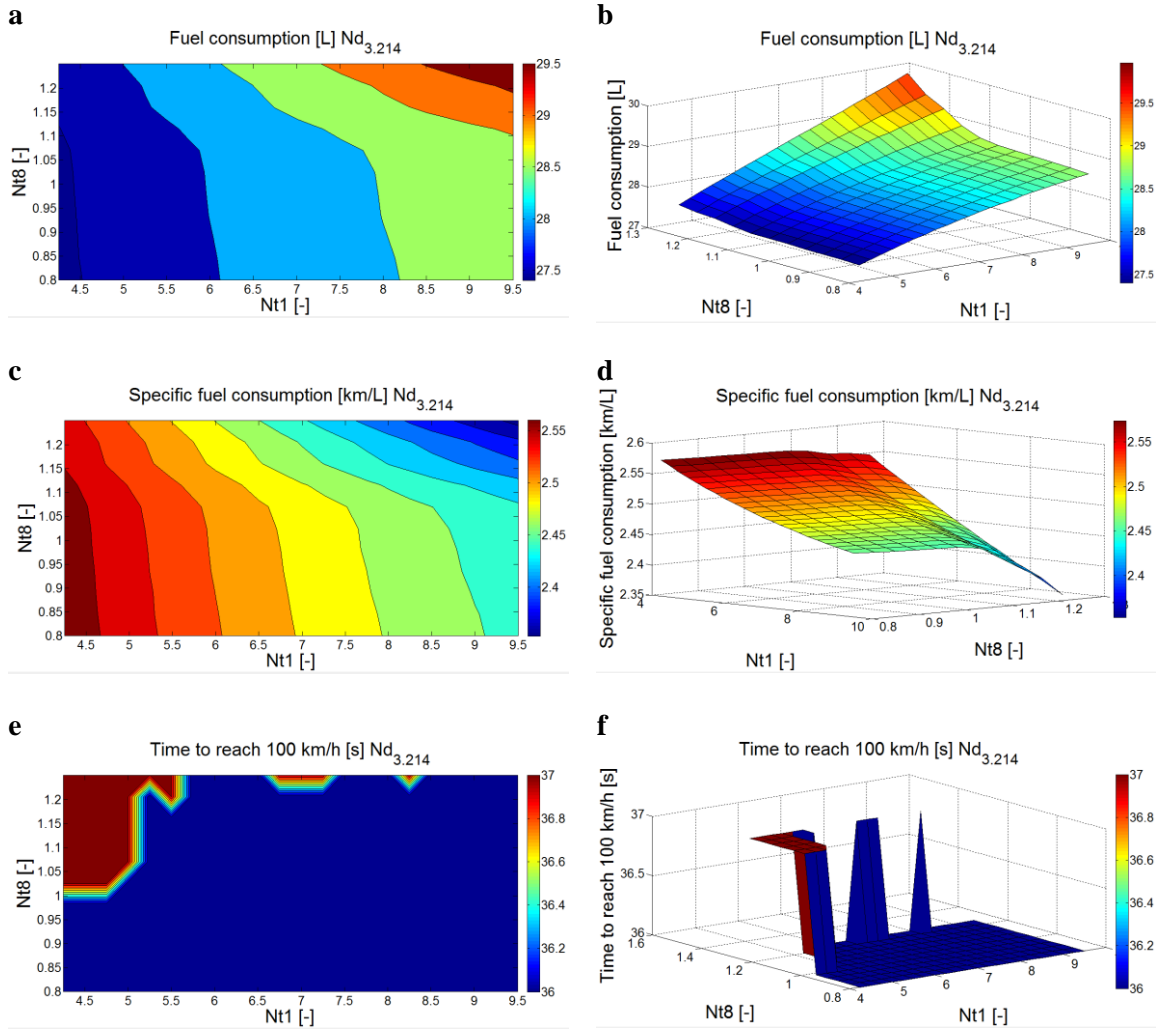
Una vez que se ha definido el método a utilizarse, se procedió a la optimización y los resultados obtenidos óptimos fueron los límites inferiores de las dos variables, es decir 13.793 para N_{t_1} y 3.214 para N_{t_8}

4.4 Verificación

Ahora, ¿cómo hacer si se quiere verificar que la respuesta no es un mínimo local, sino garantizar que efectivamente sea la configuración óptima? Para esto se realizó un barrido de las combinaciones

posibles con los siguientes valores N_{t_1} desde 4.25 hasta 9.5 con pasos de 0.25 y N_{t_8} desde 0.8 hasta 1.25 con pasos de 0.045. Para este barrido se utilizaron los modelos descritos en el capítulo 3 y que además sirven para evaluar cualquier configuración deseada.

Este barrido ayuda también a entender el comportamiento del consumo de combustible, así como de la capacidad de aceleración en plano y en pendiente de acuerdo a las variables N_{t_1} y N_{t_8} . Se realizó una simulación de los fenómenos con los modelos descritos en el capítulo 3 y se obtuvieron los resultados presentados en la Figura 4-8.



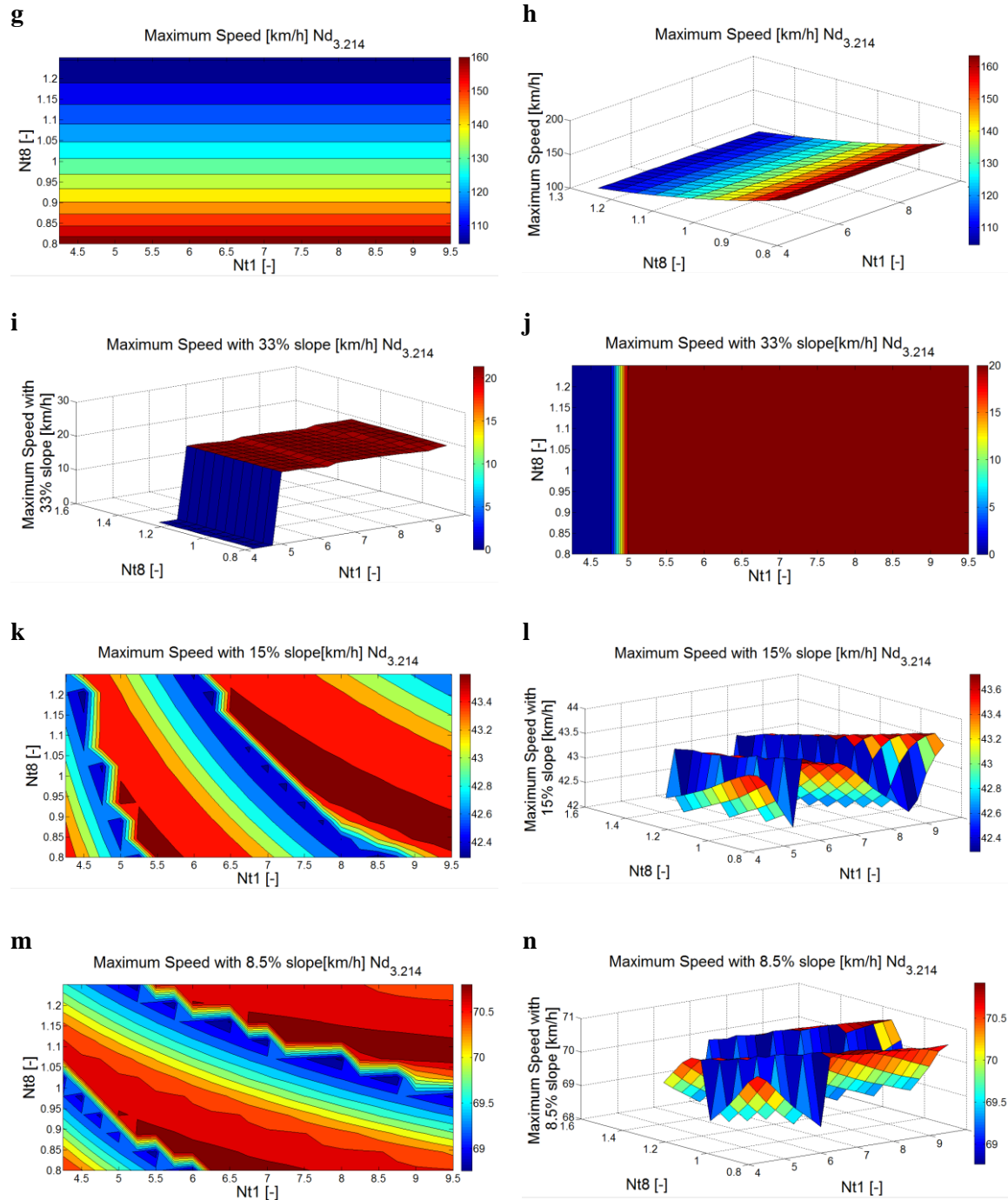


Figura 4-8.

Superficies de respuesta para cada uno de los criterios del modelo de optimización con distintas opciones de transmisión geométrica y progresiva

De acuerdo con lo que se puede observar en la *Figura 4-8 (a y b)*, el consumo de combustible (en esta ruta, con este tipo de autobús) se reduce mientras menores sean las relaciones de transmisión; al igual que en la *Figura 4-8 (c y d)* donde se observa que el rendimiento de combustible aumenta. **Con lo que se verifica que el resultado de la optimización es correcto.**

La *Figura 4-8 (e y f)* muestran que la capacidad de aceleración es mejor mientras mayor sean las relaciones de transmisión, esto produce un aumento de torque en la rueda con lo que se alcanza mayor aceleración (ecuación 1-1)

La velocidad máxima depende únicamente de N_{t_g} según se observa en la *Figura 4-8 (g y h)*, lo que puede variar es el tiempo que se tarda en alcanzarla (capacidad de aceleración).

En la *Figura 4-8 (i a la n)* se analiza la capacidad de ascenso para las 3 pendientes (33%, la mínima recomendada para un vehículo liviano (Wong, 2001), 15% y la máxima del ciclo de trabajo 8.5%.

La capacidad de ascenso tiene una relación inversa con el consumo de combustible según se muestra en la *Figura 4-9*.

Al ser un problema de optimización multi-objetivo pueden existir diversas interacciones entre cada uno de estos, por ejemplo: una mejora en un criterio, puede penalizar a otro. La optimización de la caja de cambios busca mejorar los 4 criterios. De estos 4 criterios utilizados en el modelo de optimización, la velocidad máxima y la capacidad de aceleración se satisfacen constantemente. En la *Figura 4-8 (a-i)* se observa que la relación entre consumo de combustible y capacidad de ascenso es inversa y que el punto óptimo puede ser cualquiera de los puntos sobre esta línea. Al ser el consumo de combustible el criterio dominante de esta aplicación, el punto óptimo se selecciona en función del mínimo consumo de combustible que es capaz de superar la máxima pendiente que debe superar el vehículo, como se analizó previamente.

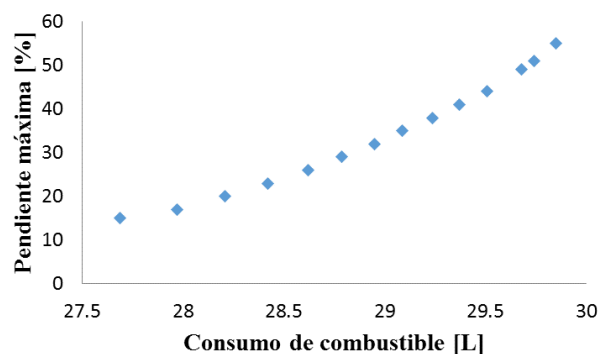


Figura 4-9
Capacidad de ascenso vs consumo de combustible

Esta metodología de optimización del tren motriz tiene una limitación y ésta es la disponibilidad comercial de las relaciones de transmisión requeridas.

Para la validación experimental, que se describe en el capítulo 5, no fue posible conseguir las relaciones obtenidas en la optimización. Sin embargo, se evaluaron las distintas opciones y se consiguió una configuración que se la denominó *configuración modificada* y que es presentada en la *Tabla 4-1* junto con las transmisiones original y optimizada.

Tabla 4-1.
Distintas configuraciones de la transmisión

Cambio	N_{td_i} Original	N_{td_i} Optimizada	N_{td_i} Modificada
Primera	28.06	13.79	22.86
Segunda	20.51	11.20	16.59
Tercera	14.88	9.10	12.33
Cuarta	11.06	7.39	9.28
Quinta	8.32	6.00	6.67
Sexta	5.98	4.87	4.84
Séptima	4.34	3.96	3.58
Octava	3.21	3.21	2.72

A continuación se presentan (*Tabla 4-2*) los resultados del desempeño (simulación) en cada uno de los objetivos de la optimización para cada una de las cajas presentadas en la *Tabla 4-1*.

Tabla 4-2.
Valores de desempeño obtenidos por la transmisión original y optimizada

Transmisión	ϑ_f [L]	Rendimiento [km/L]	Aceleración 0-100 km/h [s]	$V_{máx}$ [km/h]	$V_{máx}$ 8.5% [km/h]	$V_{máx}$ 15% [km/h]	$V_{máx}$ 33% [km/h]
Original	28.67	2.46	35.35	130.73	69.06	43.53	21.10
Optimizada	27.38	2.576	35.50	130.73	68.99	43.04	NA
(Diferencia)	-4.50	4.72	0.42	0.00	-0.10	-1.13	NA
Modificada	28.26	2.496	35.05	152.20	69.94	42.86	21.32
(Diferencia)	-1.43	1.46	-0.85	16.42	1.27	-1.54	1.04

Capítulo V

5. Validación experimental

El objetivo de este capítulo es demostrar experimentalmente que modificando las relaciones de transmisión de la caja de cambios y el diferencial, se obtiene una reducción en el consumo de combustible.

Hasta este punto no se había mencionado el tema de emisiones, pero en la evaluación final se analizó también cual es el comportamiento de las emisiones contaminantes en el autobús, partiendo de la premisa de que a menor consumo, menor emisión.

Para la validación experimental de la metodología de optimización del tren motriz se contó, al igual que en los casos anteriores, con el apoyo de la empresa Grupo Flecha Roja.

5.1 Ruta seleccionada

La ruta seleccionada, como se mencionó anteriormente es la carretera Toluca-Ciudad de México - Central del Norte (*Figura 5-1*) con viajes en los dos sentidos. La distancia para el viaje de ida (Toluca-Ciudad de México) es de 70.65 km, mientras que para el viaje de regreso es 68.41 km.

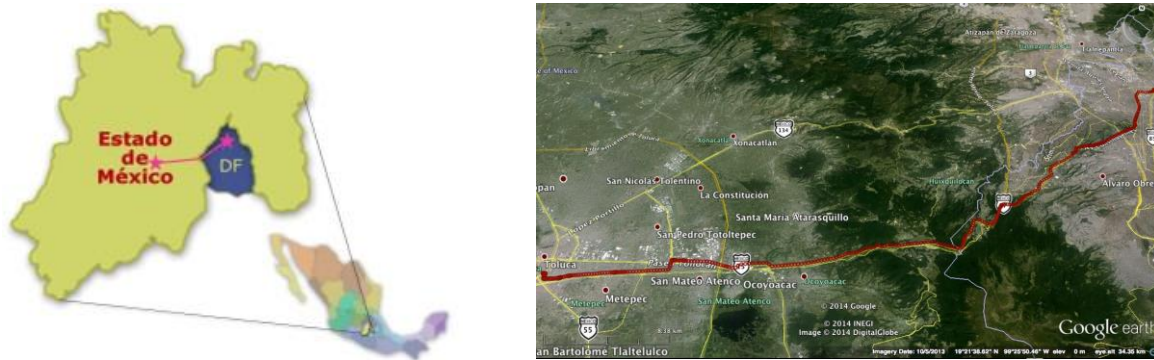


Figura 5-1
Localización y topografía de la ruta Toluca-Ciudad de México.

5.2 Vehículo utilizado

El vehículo utilizado fue la unidad 193 de la empresa Flecha Roja (características en la *Tabla 3-4*) y mostrada en la *Figura 5-2*. Este autobús se instrumentó exclusivamente para las pruebas.



Figura 5-2
Unidad 193 instrumentada para la validación experimental.

La optimización se realizó con el peso típico del autobús, es decir 16595 [kg], para simular el peso de los ocupantes se utilizaron tanques con agua para lastrar la unidad (2100 [kg]) y el peso alcanzado fue de 16535 [kg].

La configuración real de la transmisión se alcanzó mediante el cambio físico de los engranes en la caja de cambios de la unidad 193. La configuración de la caja y el diferencial fue la siguiente:

Tabla 5-1

Configuración de la caja de cambios y diferencial. (Original y modificada)

Cambio	N_{td_i} Original	N_{td_i} Modificada
Primera	8.73	6.38
Segunda	6.38	4.63
Tercera	4.63	3.44
Cuarta	3.44	2.59
Quinta	2.59	1.86
Sexta	1.86	1.35
Séptima	1.35	1
Octava	1	0.76
Final	3.214	3.58

5.3 Conductor

Uno de los parámetros que podría afectar la validación es la forma de conducir. Para reducir el error que se pueda producir por este factor, se contó con la colaboración de uno de los instructores de la empresa Grupo Flecha Roja.



Figura 5-3

Instructor de Grupo Flecha Roja, conduciendo el autobús durante las pruebas de validación.

5.4 Instrumentación

Para validar la metodología se realizaron pruebas antes y después de la modificación de las cajas de cambios. Las pruebas tuvieron una duración de 1 semana cada una.

Los datos que se recolectaron y los equipos utilizados fueron los siguientes:

Tabla 5-2

Listado de variables recolectadas y equipos utilizados en la toma de datos durante las pruebas de validación de la metodología.

Variable	Instrumento	Características técnicas			
Posición: latitud, longitud, altitud	GPS (Global Positioning System)	Posición: 3.0 m 2D-RMS Exactitud: < 3m CEP (50%) Frecuencia: 1 Hz			
Velocidad	GPS	Derivado de las mediciones y el tiempo			
Consumo instantáneo de combustible <i>Figura 5-5</i>	OBD (On Board Diagnosis)	<i>DIDCOM (iniciales) y PEMS (finales)</i>			
Emisiones atmosféricas <i>Figura 5-4</i>	PEMS (Portable Emissions Measurement System)		Rango	Resolución	Linealidad
		CO	0-8%	10 ppm	Intercept $\leq 0.5\%$ of range $0.990 \leq \text{slope} \leq 1.010$ SEE $\leq 1.0\%$ of range $R^2 \geq 0.998$
		CO2	0-20%	0.01%	
		NO	0-3000 ppm	0.3 ppm	
NO2	0-500 ppm	0.3 ppm			



Figura 5-4
Equipo PEMS para medir las emisiones atmosféricas



Figura 5-5
Toma para el conector J1939 que entrega los datos del motor

5.5 Resultados

Luego de realizar las pruebas, se obtuvieron los resultados presentados en la *Figura 5-6*.

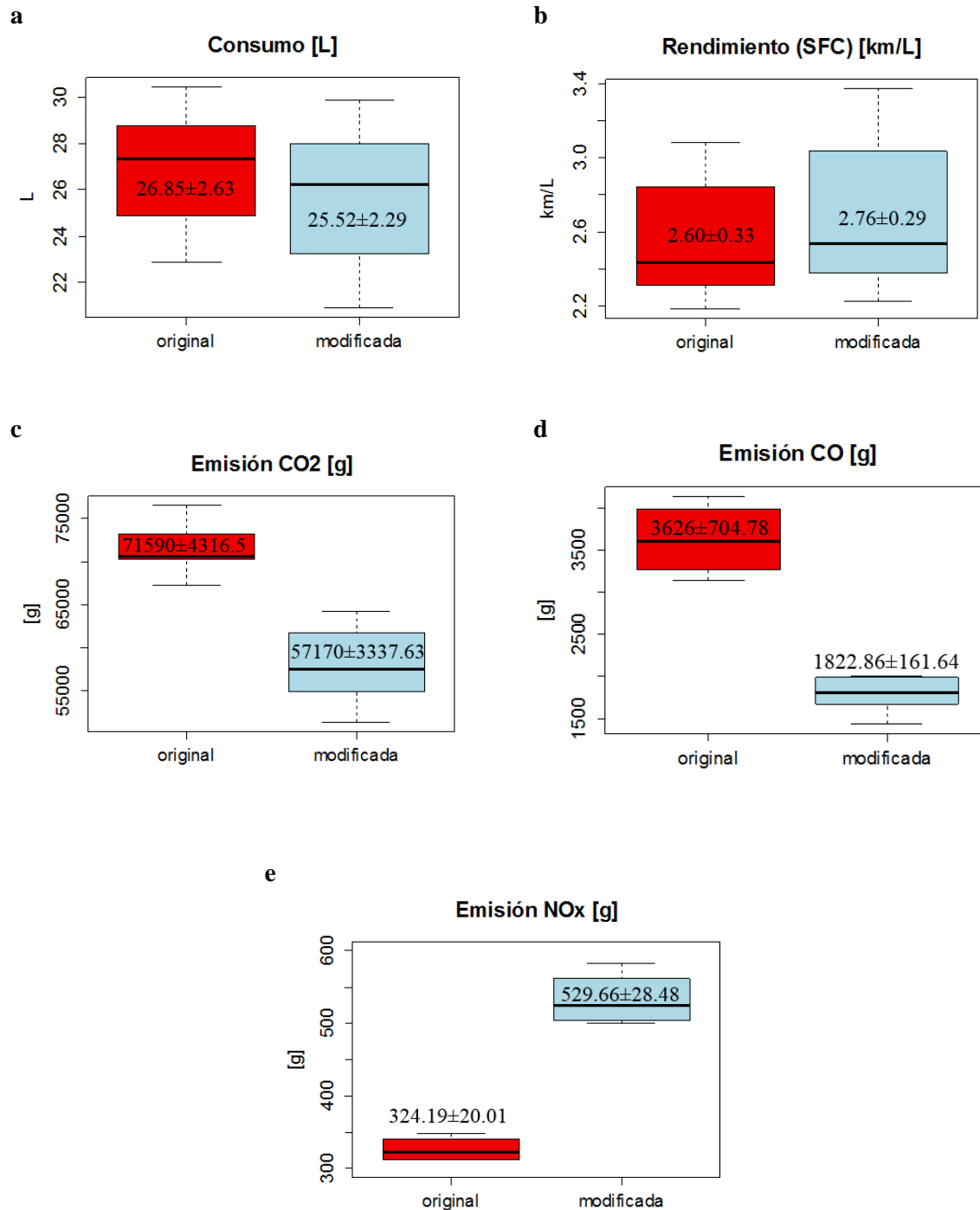


Figura 5-6
Resultados obtenidos en las pruebas de validación

En la *Figura 5-6* se observan los resultados obtenidos en cuanto a los parámetros de consumo y rendimiento de combustible (*a* y *b*) y se puede ver que tanto los diagramas de cajas y bigotes, así como los intervalos de confianza encontrados (con 95% de confianza), no permiten concluir si existe o no reducción de consumo de combustible o aumento en el rendimiento de combustible. En el capítulo 6 se realiza un análisis más profundo, separando el recorrido por tramos y con un análisis estadístico con pruebas de hipótesis.

En la *Figura 5-6 (c a d)* se observa que los diagramas de cajas y los intervalos de confianza si muestran una diferencia en cuanto a la emisión de contaminantes.

5.6 Curva de cubrimiento modificada

La curva de cubrimiento modificada obtenida se presenta en la *Figura 5-7*.

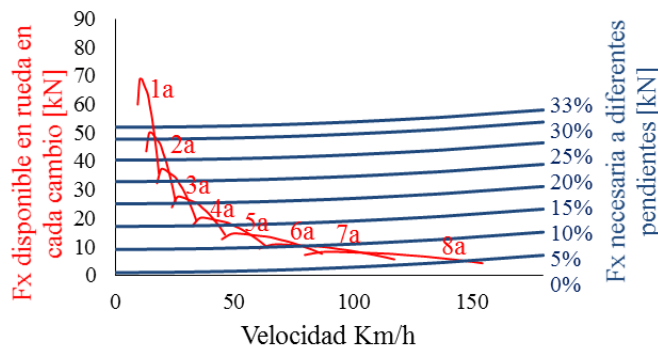


Figura 5-7
Curva de cubrimiento obtenida con la transmisión modificada

Capítulo VI

6. Análisis y conclusiones

En este capítulo se realiza un análisis de los resultados obtenidos, con las mediciones físicas, en el capítulo anterior y se los compara también contra los resultados de la optimización y simulación obtenidos en el capítulo 4.

En función de este análisis se establecerán las conclusiones de este trabajo y finalmente se propondrá un trabajo futuro en esta línea.

6.1 Análisis de resultados

A partir de las pruebas físicas se busca demostrar que luego de modificar las relaciones de transmisión en el autobús se consigue un ahorro en el consumo de combustible y en las emisiones contaminantes.

Para la realización de este análisis se utilizaron pruebas de hipótesis entre dos muestras (original y modificada) de los siguientes parámetros:

- Consumo de combustible [L]
- Rendimiento de combustible [km/L]
- Emisiones de CO_2 [g]
- Emisiones de CO [g]
- Emisiones de NO_x [g]

Para determinar si existe o no diferencias entre éstas. Se utilizaron las pruebas T (*T.test*) y los resultados son evaluados mediante el valor P (*P-value*) con un intervalo de confianza del 95%. Se debe recordar que si el *P-value* es mayor a 0.05 no se puede rechazar la hipótesis nula (H_0), que en este caso es que

no hay diferencias entre las medias, es decir, valor original=valor modificado; mientras que si el *P-value* es menor a 0.05 entonces se puede rechazar que las medias sean iguales (Devore, 2008; Navidi, 2006)

Tabla 6-1

Análisis de las pruebas de hipótesis realizadas con los resultados de las pruebas de validación

Parámetro	Unidad	Original	Modificada	P.Value	Comentario
Consumo de combustible	[L]	26.85±2.63	25.52±2.29	0.379	No se rechaza Ho a niveles de significancia de 0.379
Rendimiento de combustible	[km/L]	2.60±0.33	2.76±0.29	0.461	No se rechaza Ho a niveles de significancia de 0.461
Emisiones de CO_2	[g]	71590±431.5	57170±3337.63	$6.5e^{-05}$	Si se rechaza Ho: con un 95% de probabilidad, se reduce la emisión de CO_2
Emisiones de CO	[g]	3626±704.78	1822.86±161.64	0.032	Si se rechaza Ho: con un 95% de probabilidad, se reduce la emisión de CO
Emisiones de NO_x	[g]	324.19±20.01	529.66±28.48	$1.88e^{-09}$	Si se rechaza Ho: con un 95% de probabilidad, aumenta la emisión de NO_x

Como se observa en la *Tabla 6-1* los resultados de la prueba de hipótesis para las emisiones de contaminantes arrojan un resultado contundente. Se ve claramente que las emisiones de CO_2 y de CO se reducen, mientras que las de NO_x aumentan. Para los resultados del consumo y el rendimiento de combustible el resultado no es tan claro por lo que se procedió a realizar un análisis por tramo de la ruta. La división de tramos se presentan en la *Figura 6-1* y los puntos seleccionados fueron los siguientes:

- Toluca (1)
- Inicio de la autopista (2) -La Marquesa-
- Fin de la autopista (3) -Constituyentes y Reforma-
- Central del Norte (4)



Figura 6-1
Tramos seleccionados para el análisis de consumo y rendimiento de combustible

Para este segundo análisis únicamente se consideraron los valores de consumo y rendimiento. Los resultados son presentados en la Tabla 6-2.

Tabla 6-2
Resultados de consumo y rendimiento de combustible por tramo

Tramo	P-Value		Diferencia entre medias			
	ϑ_f	SFC	ϑ_f		SFC	
			$\Delta\mu = [L]$	Porcentaje [%]	$\Delta\mu = [km/L]$	Porcentaje [%]
1-2	0.0322	0.035	-1.25	-8.08	0.18	8.91
2-3	0.247	0.243	-0.15	-6.20	0.51	6.55
3-4	0.893	0.914	-0.12	-1.90	0.05	1.49
4-3	0.890	0.784	-0.08	-0.78	0.03	1.60
3-2	0.005	0.007	-0.56	-4.85	0.08	5.06
2-1	0.405	0.438	-0.40	-5.27	0.20	4.93
1-4	0.287	0.269	-1.52	-6.28	0.19	6.60
4-1	0.294	0.284	-1.05	-3.64	0.09	3.83
Ciclo	0.379	0.461	-1.33	-4.96	0.14	5.62

Se observa que en todos los tramos existe una reducción en el consumo de combustible y una mejora en el rendimiento. Sin embargo, únicamente en los tramos 1-2 (*Toluca-Inicio de autopista*) y 3-2 (*Fin de autopista-Inicio de autopista*) se cuenta con un sustento estadístico (P-value), que permite concluir que con un 95% de probabilidad se obtiene una reducción del consumo de combustible en esos tramos del 8.08 y 4.85% respectivamente.

La pregunta es ¿qué sucede en el vehículo para que exista la reducción de consumo de combustible? Para responder esta pregunta, es necesario hacer un análisis de las características del tramo y de igual manera analizar ¿qué hace el vehículo?

Para eso se realizó el análisis del tramo 1-2 y 3-2 y se obtuvieron los parámetros que se presentan en las figuras a continuación

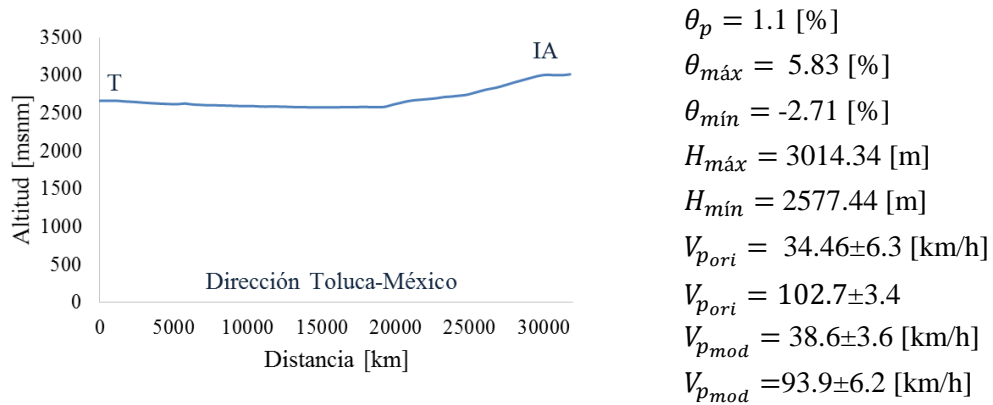


Figura 6-2
Análisis del tramo (T_IA) en el viaje de ida (Toluca-Central del Norte)

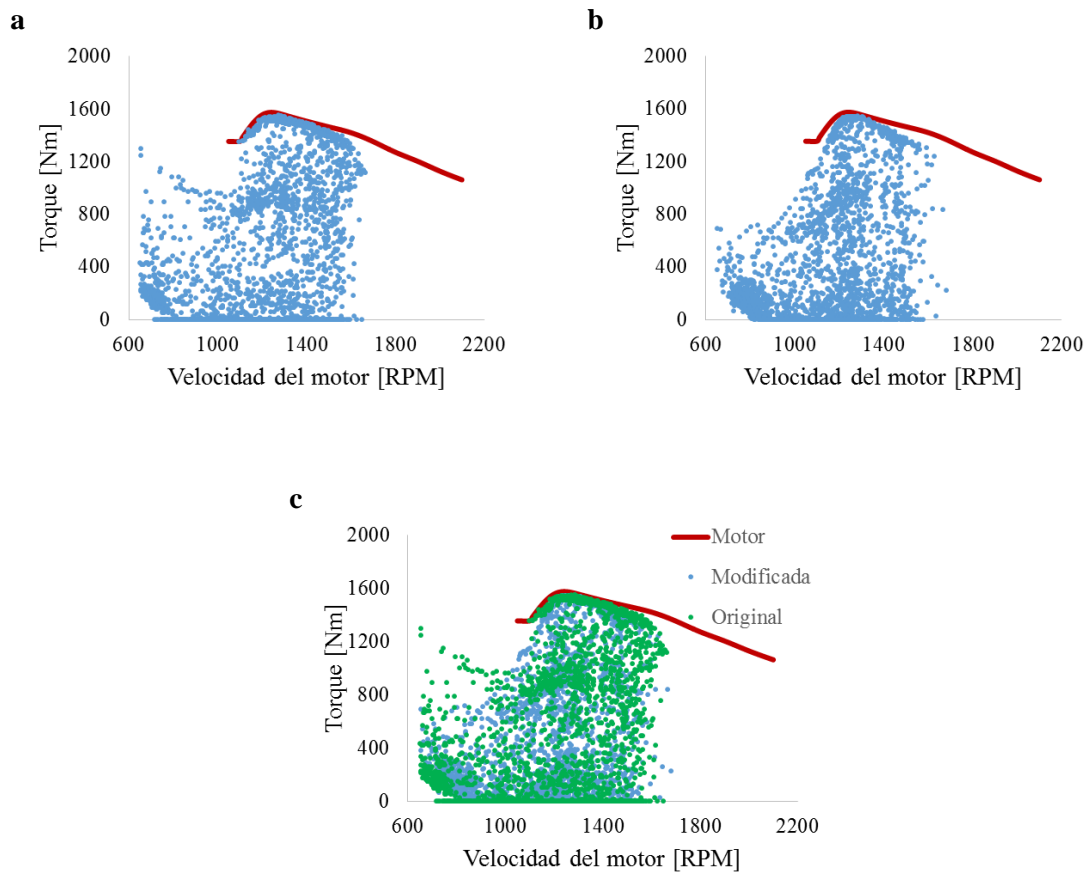


Figura 6-3
Zona de funcionamiento del motor, en el tramo T_IA, con la caja original (a), la modificada (b) y la comparación de las dos (c).

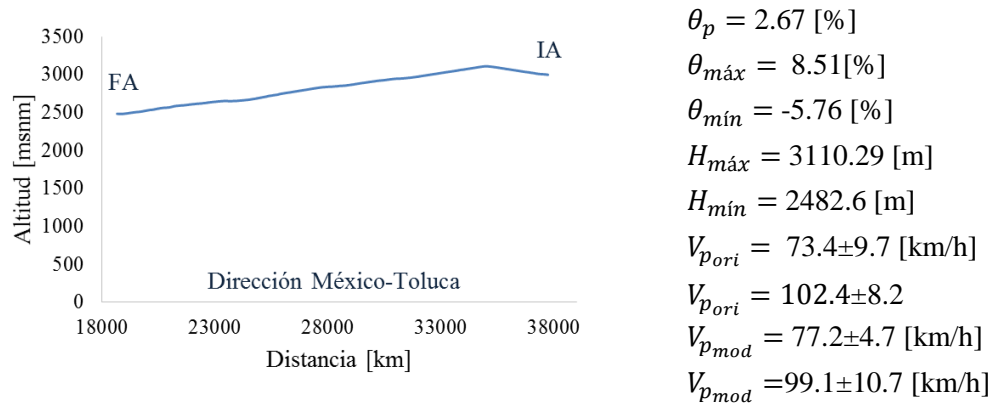


Figura 6-4
Análisis del tramo de autopista en el viaje de regreso (FA_IA –fin autopista_inicio autopista) de Central del Norte a Toluca

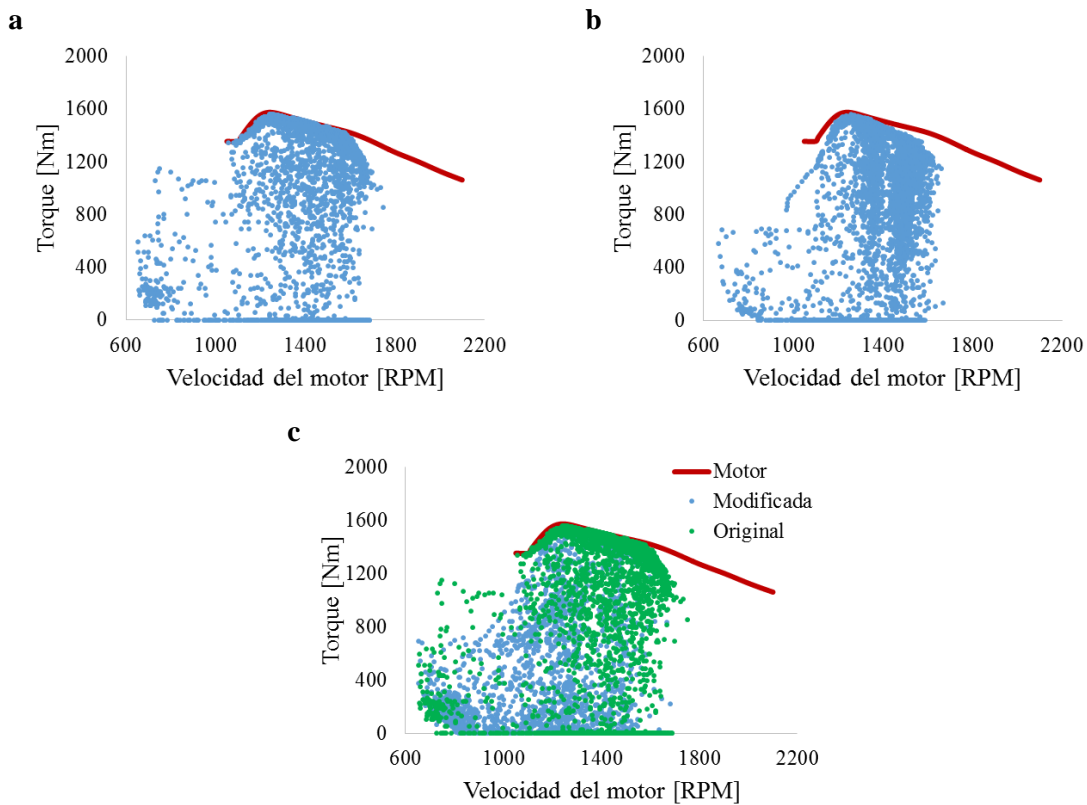


Figura 6-5
Zona de funcionamiento del motor, en el tramo FA_IA, con la caja original (a), la modificada (b) y la comparación de las dos (c).

En las figuras 6-4 y 6-5 se observa que la concentración de puntos cambia de comportamiento, por lo que la modificación de la transmisión afecta al uso del motor. En la *Figura 6-3(a)* los puntos azules representan el torque medido en el motor con la caja original en el tramo del viaje de regreso (*FA_IA; fin autopista-inicio autopista de Central del Norte a Toluca*) mientras que la *Figura 6-3(b)* representa el torque medido en el motor en ese mismo trayecto. La *Figura 6-3 (c)* es una contraposición de las dos gráficas para comparar cada una de las nubes de puntos.

La *Figura 6-5* muestra el mismo análisis de la *Figura 6-3*, para el trayecto de Toluca hasta el inicio de la autopista. Con base en las figuras 6-2 y 6-4, donde se muestra el perfil de altitud de cada uno de los tramos, se observa que los dos tramos tienen pendientes promedio positivas, siendo el tramo *FA_IA* el que tiene la subida más larga (>15km) donde se obtiene mayor diferencia en la nube de puntos presentada en la *Figura 6-5 (c)*

6.2 Análisis financiero

Una de las dudas de este trabajo es si las modificaciones en la transmisión son rentables o no para la empresa. Para responder esta pregunta se realizó un análisis para obtener los siguientes indicadores (Casillas & Martí, 2004):

- Índice de retorno sobre la inversión (ROI, por sus siglas en inglés)
- Pay-back
- Valor actual neto (VAN)
- Tasa interna de retorno (TIR)
- Ganancia total del inversionista (GTI)

ROI: Con este indicador financiero, se mide la rentabilidad de una inversión, es decir, la relación que existe entre la utilidad neta o la ganancia obtenida, y la inversión. La fórmula para calcularlo se indica en la

$$ROI = \frac{FEt}{I_o} \quad (6-1)$$

Donde ROI [%], FE [MXN] el flujo de efectivo (utilidad neta), t [años] el tiempo de vida de la caja de cambios en este caso, I_o [MXN] la inversión.

El ahorro de combustible según la *Tabla 6-2* es de 1.33 [L] en cada viaje, por lo que si el bus realiza 5 viajes al día por 28 días al mes (no 30 por los mantenimientos) y con un precio del litro de diésel en MXN 14.20 a febrero de 2015 (PEMEX, 2015) por 12 meses de trabajo al año, flujo de efectivo anual (FE) serían MXN 31,728.48 anuales

El valor de la utilidad se calcula en el tiempo de duración del proyecto, en este la duración de la caja de cambios se estima en 5 años.

Con estos datos se puede calcular el ROI –ecuación 6-1 (Casillas & Martí, 2004)- tendría un valor de 3.2 [-]

Como en un año el ahorro es de MXN 31,728.48 y la inversión es de MXN 50,000 (de acuerdo a los datos de la empresa), el pay-back o tiempo para recuperar la inversión sería de 1 año y 7 meses.

Los índices TIR, VAN y GTI se diferencian del ROI porque tienen en cuenta el costo del dinero en el tiempo. Para el cálculo de estos 3 indicadores se utilizan las siguientes ecuaciones (Casillas & Martí, 2004; Mateus C, Pulido C, Gutiérrez, & Orduz-Rodríguez, 2010)

$$TIR = -I_o + \sum_{t=1}^{t=n} \frac{FE_t}{(1+i)^t} = 0 \tag{6-2}$$

Donde, n [años] el tiempo de vida del proyecto e i [%] la tasa de descuento que hace que el VAN sea cero.

$$VAN = -I_o + \sum_{t=1}^{t=n} \frac{FE_t}{(1+r)^t} \tag{6-3}$$

Donde, r [%] la tasa de descuento o el costo de oportunidad.

$$GTI = VAN - I_o \tag{6-4}$$

Para encontrar estos tres indicadores se realizó la *Tabla 6-3*

Tabla 6-3
Cálculo del TIR, VAN y GTI

<i>Año</i>	<i>Egreso</i> [MXN]	<i>Ingreso</i> [MXN]	<i>FE</i> [MXN]	<i>t</i> [años]	<i>r</i> [%]
0	50000		50000	5	15
1		31728.48	31728.48		
2		31728.48	31728.48		
3		31728.48	31728.48		
4		31728.48	31728.48		
5		31728.48	31728.48		
					VAN 107,268.96
					TIR 57%
					GTI 57,268.96

6.3 Conclusiones

Con base en este estudio, donde se ha analizado un tipo de bus en una ruta especificada (las 28 unidades que cubren la ruta Toluca-Central del Norte tienen las mismas especificaciones), se emiten las siguientes conclusiones:

- La metodología para realizar la configuración del tren motriz de un vehículo es la siguiente:
 - Determinar el ciclo de trabajo que sigue el vehículo
 - Determinar las características del vehículo (incluidas las del motor y caja iniciales)
 - Realizar la optimización de las relaciones de transmisión en el vehículo
 - Evaluar el desempeño de la nueva transmisión
 - Verificar la mejora en el desempeño del vehículo
- En el caso del vehículo analizado, con la ruta utilizada, se obtuvo una reducción del consumo de combustible (medida) del 4.95%.
- El rendimiento de combustible mejoró un 6.15%
- Las emisiones de CO_2 y CO se redujeron en un 20 y 50% respectivamente, mientras que las emisiones de NO_x aumentaron un 63%.
- La diferencia principal en cuanto al consumo de combustible se encontró en los tramos que son de pendiente positiva la mayor parte del tiempo. En estos casos el sustento estadístico es contundente para demostrar la validez de la metodología.
- La zona de funcionamiento del motor si presentó modificaciones con respecto a la configuración inicial.
- El conductor que realizó las pruebas no tuvo ningún problema en cuanto al manejo del autobús con la caja modificada.
- La transmisión del autobús analizado estaba sobredimensionada, ya que podía superar una pendiente de más del 45%, cuando la máxima pendiente en la que opera la unidad es <9%
- El balance económico indica que la inversión en la modificación de la caja de cambios se recuperará en 1 año y 7 meses.
- Este trabajo es una herramienta que se puede utilizar para evaluar vehículos antes de comprarlos. Al tener la ruta típica que siguen, incluyendo el perfil de altitud, más los datos del vehículo se puede determinar cuál es el modelo que se adapta de mejor manera a las posibles condiciones de operación.
- Si se utiliza una transmisión geométrica, el problema de optimización se simplifica, ya que únicamente se necesitan 2 variables N_{t_1} y N_{t_n} .

6.4 Trabajo futuro

Como trabajo futuro se podría desarrollar las siguientes temáticas:

- Analizar otras rutas y determinar si existe resultados similares
- Incluir el motor y los neumáticos en la optimización
- Determinar las condiciones de operación del conductor que minimizan el consumo en función de la ubicación geográfica
- Evaluar la transmisión progresiva
- Reducción de la masa del autobús.

Referencias

- AC.com. (2012). Chevrolet Spark specifications. from http://www.automobile-catalog.com/make/chevrolet_europe/spark_eu_2gen/spark_eu_2gen_hatchback/2012.html
- Aguero, H. S11 Ruedas. from <http://www.scribd.com/doc/23983093/S11-Ruedas>
- Ahn, K., & Rakha, H. (2008). The effects of route choice decisions on vehicle energy consumption and emissions. *Transportation Research Part D-Transport and Environment*, 13(3), 151-167. doi: 10.1016/j.trd.2008.01.005
- Atabani, A. E., Badruddin, I. A., Mekhilef, S., & Silitonga, A. S. (2011). A review on global fuel economy standards, labels and technologies in the transportation sector. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 15(9), 4586-4610. doi: 10.1016/j.rser.2011.07.092
- Atashkari, K., Nariman-Zadeh, N., Gölcü, M., Khalkhali, A., & Jamali, A. (2007). Modelling and multi-objective optimization of a variable valve-timing spark-ignition engine using polynomial neural networks and evolutionary algorithms. *Energy Conversion and Management*, 48(3), 1029-1041. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2006.07.007>
- AutoGuide.com. (2011). Sonic. from <http://www.cruzetalk.com/forum/34-1-4l-turbo/2695-check-out-1-4l-sonic-4.html>
- Autos.com.ve. Cómo hacer excelentes fotos para anunciar tu auto. from http://www.en123autos.com.ve/docs/capriles/guia_practica_autos.pdf
- Bartz, W. J. (1998). Fuel economy improvement by engine and gear oils. In C. M. T. T. H. C. C. G. D. Y. B. L. F. J. M. G. D. Dowson & A. A. Lubrecht (Eds.), *Tribology Series* (Vol. Volume 34, pp. 13-24): Elsevier.
- Beer, F. P., Jhonston, E. R., & Cornwell, P. J. (2010). *Mecánica vectorial para ingenieros Dinámica* (M. G. Hill Ed. Novena ed.).
- Bianchi, G. M., Cazzoli, G., Forte, C., Costa, M., & Oliva, M. (2014). Development of a Emission Compliant, High Efficiency, Two-valve DI Diesel Engine for Off-road Application. *Energy Procedia*, 45(0), 1007-1016. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.106>
- BMW_Group (2012).
- Boretti, A. (2010). Comparison of fuel economies of high efficiency diesel and hydrogen engines powering a compact car with a flywheel based kinetic energy recovery systems. *International*

- Journal of Hydrogen Energy*, 35(16), 8417-8424. doi:
<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2010.05.031>
- Bossel, U. (2006). Does a Hydrogen Economy Make Sense? *Proceedings of the Ieee*, 94(10), 12.
- Bottiglione, F., De Pinto, S., & Mantriota, G. (2014). Infinitely Variable Transmissions in neutral gear: Torque ratio and power re-circulation. *Mechanism and Machine Theory*, 74(0), 285-298. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.12.017>
- BP. (2013). BP Statistical Review of World Energy June 2013 (pp. 48).
- Brennan, D. D., Worm, J., & Morgan, C. (2013). *Determination of Vehicle Frontal Area Using Image Processing*. Paper presented at the SAE 2013 World Congress & Exhibition.
<http://papers.sae.org/2013-01-0203/>
- Bridgestone. R260 Specifications. 2012, from
<http://comercial.bridgestone.com.mx/files/documents/document/R260.pdf>
- Cai, Z. T., Worm, J. J., & Dosson Brennan, D. (2012). Experimental studies in ground vehicle coast-down testing. 2012, from
<http://www.asee.org/search?search=experimental+studies+in+ground+vehicle+coast-down+testing>
- CarandDriver. (2012). Ford Focus Hatchback. from
<http://buyersguide.caranddriver.com/ford/focus/2013/ford-focus-5-door-hatchback/specs#features>
- Carfolio.com. (2012a). BMW 118. 2013, from
<http://www.carfolio.com/specifications/models/car/?car=284174>
- Carfolio.com. (2012c). Chevrolet Captiva. 2013, from
<http://www.carfolio.com/specifications/models/car/?car=176506>
- Carfolio.com. (2012e). Opel Corsa. from
<http://www.carfolio.com/specifications/models/car/?car=118745>
- Cars.com. (2007). Chevrolet Aveo. from <http://www.cars.com/chevrolet/aveo/2007/specifications/>
- Casillas, T., & Martí, J. M. (2004). *Guía para la creación de empresas*: Fundación EOI.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2009). *Termodinámica* (M. G. Hill Ed.).
- Ching-Tzong, S., & Guor-Rung, L. (1995, 21-23 Nov 1995). *Reliability optimization design of distribution systems via multi-level hierarchical procedures and generalized reduced gradient method*. Paper presented at the Energy Management and Power Delivery, 1995. Proceedings of EMPD '95., 1995 International Conference on.
- clasificados, C. INSTRUCTIVO PARA TOMA DE FOTOGRAFIAS. 2010, from
<http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:http://www.carrera.com.co/webcarre+ra/guia-fotos.pdf>
- Cordero, D., & Morejón, C. (2007). *Análisis estructural del Bus Tipo y determinación de sus curvas de cubrimiento*. (Ingeniería en mecánica automotriz), Universidad del Azuay.
- Cummins. (1999). ISM 425. In I. Cummins Engine Company (Ed.). USA.
- Devore, J. L. (2008). *Probabilidad Y Estadística Para Ingeniería Y Ciencias/ Probability And Statistics For Engineering And Sciences*: Cengage Learning Latin America.
- Dixon, J. C. (1996). *Tires, Suspension, and Handling*: Society of Automotive Engineers.
- Dopson, D., Taitt, D., & Sandford, M. H. (1995). Powertrain Systems Definition Process. *SAE Technical Paper 950811*, 15. Retrieved from: <http://papers.sae.org/950811/>
doi:10.4271/950811
- Ecomodder.com. (2010). Vehicle coefficient of drag list. from
http://ecomodder.com/wiki/index.php/Vehicle_Coefficient_of_Drag_List
- Fabio, B., Vincenzo, D. B., Valentino, D. M., Alfredo, G., & Massimiliano, M. (2014). Pre-lift Valve Actuation Strategy for the Performance Improvement of a DISI VVA Turbocharged Engine. *Energy Procedia*, 45(0), 819-828. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.087>

- Fabio Orecchini, A. S. (2010). Automakers' Powertrain Options for Hybrid and Electric Vehicles. In Elsevier (Ed.), *Electric and Hybrid Vehicles* (pp. 58): Elsevier.
- Fonseca, N., Casanova, J., & Valdés, M. (2011). Influence of the stop/start system on CO2 emissions of a diesel vehicle in urban traffic. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 16(2), 194-200. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.trd.2010.10.001>
- Fröberg, A., Hellström, E., & Nielsen, L. (2006). *Explicit Fuel Optimal Speed Profiles for Heavy Trucks on a Set of Topographic Road Profiles*. Paper presented at the SAE 2006 World Congress & Exhibition. <http://dx.doi.org/10.4271/2006-01-1071>
- Genta, G., & Morello, L. (2008). *The Automotive Chassis: Volume 1: Components Design*: Springer.
- Getcarspecs.com. (2012). Volkswagen Bora. from <http://www.getcarspecs.com/volkswagen/2008-volkswagen-bora-20>
- Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*: Society of Automotive Engineers.
- Greenpower. How to accurately calculate frontal area? , 2010, from <http://www.greenpower.co.uk/forum/discussion/1238/how-to-accurately-calculate-frontal-areas/pl>
- Hibbeler, R. C. (2010). *Ingeniería Mecánica: Dinámica* (P. Hill Ed. Decimosegunda ed.). México.
- Holmberg, K., Andersson, P., & Erdemir, A. (2012). Global energy consumption due to friction in passenger cars. *Tribology International*, 47(0), 221-234. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2011.11.022>
- Huertas, J., Díaz, J., Cordero, D., Cedillo, K., & Santana, A. (2015). *A methodology to determine typical driving cycles*.
- Institute of Transportation Studies University of California, D. (2009). Roadmap for Hydrogen and Fuel Cell Vehicles in California: A Transition Strategy through 2017 (pp. 48).
- Inventario de emisiones de contaminantes criterio de la ZMVM. (2008).
- Ion Preda, D. C., Gheorghe Ciolan. (2010). *COAST DOWN TEST – THEORETICAL AND EXPERIMENTAL APPROACH*.
- Izquierdo, F. A., Alvarez, C. V., López, V. D., & Industriales, U. P. D. M. E. T. S. d. I. (1995). *Teoría de los vehículos automóviles*: Universidad Politécnica de Madrid, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales.
- Jazar, R. N. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and Application*: Springer.
- Katrašnik, T. (2007a). Hybridization of powertrain and downsizing of IC engine – A way to reduce fuel consumption and pollutant emissions – Part 1. *Energy Conversion and Management*, 48(5), 1411-1423. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2006.12.004>
- Katrašnik, T. (2007c). Hybridization of powertrain and downsizing of IC engine – Analysis and parametric study – Part 2. *Energy Conversion and Management*, 48(5), 1424-1434. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2006.12.003>
- Khaled, M., El Hage, H., Harambat, F., & Peerhossaini, H. (2012). Some innovative concepts for car drag reduction: A parametric analysis of aerodynamic forces on a simplified body. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 107–108(0), 36-47. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jweia.2012.03.019>
- Kolmanovsky, I., van Nieuwstadt, M., & Sun, J. (2000). Optimization of complex powertrain systems for fuel economy and emissions. *Nonlinear Analysis: Real World Applications*, 1(2), 205-221. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/S0362-546X\(99\)00212-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0362-546X(99)00212-6)
- Kutlar, O. A., Arslan, H., & Calik, A. T. (2007). Skip cycle system for spark ignition engines: An experimental investigation of a new type working strategy. *Energy Conversion and Management*, 48(2), 370-379. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2006.07.004>
- Liu, Y., Qin, D., Jiang, H., Liu, C., & Zhang, Y. (2011). Clutch torque formulation and calibration for dry dual clutch transmissions. *Mechanism and Machine Theory*, 46(2), 218-227. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2010.09.005>

- Luke, S. (2013). *Essentials of Metaheuristics* (pp. 253). Retrieved from <http://cs.gmu.edu/~sean/book/metaheuristics/>
- M. E. Biancolini, F. R., G. Manieri, M. Urbinati. (2007). *EVALUATION OF AERODYNAMIC DRAG OF GO KART BY MEANS OF COAST DOWN TEST AND CFD ANALYSIS*. Paper presented at the Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni (AIAS)XXXVI Convegno Nazionale
- Macor, A., & Rossetti, A. (2013). Fuel consumption reduction in urban buses by using power split transmissions. *Energy Conversion and Management*, 71(0), 159-171. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2013.03.019>
- Mahlia, T. M. I., Saidur, R., Memon, L. A., Zulkifli, N. W. M., & Masjuki, H. H. (2010). A review on fuel economy standard for motor vehicles with the implementation possibilities in Malaysia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(9), 3092-3099. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2010.07.053>
- Mahrous, A. F. M., Potrzebowski, A., Wyszynski, M. L., Xu, H. M., Tsolakis, A., & Luszcz, P. (2009). A modelling study into the effects of variable valve timing on the gas exchange process and performance of a 4-valve DI homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. *Energy Conversion and Management*, 50(2), 393-398. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2008.09.018>
- Mateus C, D., Pulido C, X., Gutiérrez, A., & Orduz-Rodríguez, J. O. (2010). Evaluación económica de la producción de cítricos cultivados en el Piedemonte del Departamento del Meta durante 12 años. *ORINOQUIA*, 14, 16-26.
- Meitin, H. M., & Meitin, N. D. M. (2001). Transmission automatica hidromecanica variable para automoviles: Google Patents.
- Mensing, F., Bideaux, E., Trigui, R., Ribet, J., & Jeanneret, B. (2014). Eco-driving: An economic or ecologic driving style? *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 38(0), 110-121. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.trc.2013.10.013>
- Michelin, S. d. T. (2003). The tyre: Rolling resistance and fuel savings. from http://automotive.ing.unibs.it/~gadola/Michelin/Resistance_UK.pdf
- Moawad, A. a. R., A. (2012). Effect of Transmission Technologies on Fuel Efficiency – Final Report (pp. 129). Argonne, IL: Argonne National Laboratory.
- Mohamed-Kassim, Z., & Filippone, A. (2010). Fuel savings on a heavy vehicle via aerodynamic drag reduction. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 15(5), 275-284. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.trd.2010.02.010>
- Navidi, W. C. (2006). *Estadística para ingenieros y científicos*: McGraw-Hill.
- Nozawa, R., Morita, Y., & Shimizu, M. (1994). Effects of engine downsizing on friction losses and fuel economy. *Tribology International*, 27(1), 31-37. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/0301-679X\(94\)90060-4](http://dx.doi.org/10.1016/0301-679X(94)90060-4)
- Páscoa, J., Brójo, F., Santos, F., & Fael, P. (2012). An innovative experimental on-road testing method and its demonstration on a prototype vehicle. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 26(6), 1663-1670. doi: 10.1007/s12206-012-0413-8
- PEMEX. (2015). Precio al público de productos petrolíferos. from http://ri.pemex.com/files/dcpe/petro/epublico_esp.pdf
- Pennestrì, E., Mariti, L., Valentini, P. P., & Mucino, V. H. (2012). Efficiency evaluation of gearboxes for parallel hybrid vehicles: Theory and applications. *Mechanism and Machine Theory*, 49(0), 157-176. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.10.012>
- Pike, R. W. (1986). *Optimization for engineering systems*: Van Nostrand Reinhold.
- Pulkrabek, W. W. (2004). *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*: Pearson Prentice Hall.
- Pytel, A., & Kiusalaas, J. (2010). *Ingeniería Mecánica Dinámica* (C. Learning Ed.).

- Racelogic. (2014). Vbox Mini-10Hz Data Logger. Retrieved Jun 2012, 2012, from <https://www.vboxautomotive.co.uk/index.php/en/products/data-loggers/vbox-mini#specs>
- Rafael Morales, M. Y., Cervantes de Gortari, J. G., & Lozano Guzmán, A. A. L. G. (2011). *Método para la configuración del tren motriz de vehículos de servicio pesado con uso eficiente de combustible*. Sanfandila, Querétaro.
- Razzacki, T. S. (2005). United States Patent No. 6827666.
- Renault_depot. (2013). Renault Clio. from <http://www.renaultdepot.org/index.php/spec/models-spec/cli0/2006-clio-1.2-16v.html>
- Rondinelli, D., & Berry, M. (2000). Multimodal transportation, logistics, and the environment: managing interactions in a global economy. *European Management Journal*, 18(4), 398-410. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/S0263-2373\(00\)00029-3](http://dx.doi.org/10.1016/S0263-2373(00)00029-3)
- Rose, M. J. (1981). Commercial vehicle fuel economy — The correlation between aerodynamic drag and fuel consumption of a typical truck. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 9(1-2), 89-100. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/0167-6105\(81\)90080-5](http://dx.doi.org/10.1016/0167-6105(81)90080-5)
- Roussillon, G. (1981). Contribution to accurate measurement of aerodynamic drag on a moving vehicle from coast-down tests and determination of actual rolling resistance. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 9(1-2), 33-48. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/0167-6105\(81\)90076-3](http://dx.doi.org/10.1016/0167-6105(81)90076-3)
- Rudd, K., Foderaro, G., & Ferrari, S. (2013, 10-13 Dec. 2013). *A generalized reduced gradient method for the optimal control of multiscale dynamical systems*. Paper presented at the Decision and Control (CDC), 2013 IEEE 52nd Annual Conference on.
- SAE. (1986a). JOINT RCCC/SAE FUEL CONSUMPTION TEST PROCEDURE (SHORT TERM IN-SERVICE VEHICLE) TYPE 1 (pp. 11): SAE International.
- SAE. (1986c). JOINT TMC/SAE FUEL CONSUMPTION TEST PROCEDURE - TYPE II (pp. 29): SAE International.
- SAE. (1995). ENGINE POWER TEST CODE—SPARK IGNITION AND COMPRESSION IGNITION—GROSS POWER RATING (pp. 14).
- SAE. (2008a). Road Load Measurement Using Onboard Anemometry and Coastdown Techniques (pp. 12): SAE International.
- SAE. (2008c). Vehicle Acceleration Measurement (pp. 8).
- SAE. (2008e). Vehicle Dynamics Terminology.
- Saerens, B., & Van den Bulck, E. (2013). Calculation of the minimum-fuel driving control based on Pontryagin's maximum principle. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 24(0), 89-97. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.trd.2013.05.004>
- Samuel Raafat Fahim, W. H. (2012). Optimal Study of Distributed Generation Impact on Electrical Distribution Networks using GA and Generalized Reduced Gradient. *IEEE*, 6.
- Sarkis, J., Meade, L. M., & Talluri, S. (2004). E-logistics and the natural environment. *Supply Chain Management: An International Journal*, 9(4), 303-312.
- Satyapal, S. (2009). *Hydrogen Program Overview*. Paper presented at the Annual Merit Review and Peer Evaluation Meeting.
- Schmidt, B., & Dyre, J. C. (2012). CO2 Emission Reduction by Exploitation of Rolling Resistance Modelling of Pavements. *Procedia - Social and Behavioral Sciences*, 48(0), 311-320. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.sbspro.2012.06.1011>
- Sprei, F., & Karlsson, S. (2013). Shifting fuels, downsizing or both? The Swedish example. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 18(0), 62-69. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.trd.2012.09.006>
- Swift, A. (1991). Calculation of vehicle aerodynamic drag coefficients from velocity fitting of coastdown data. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 37(2), 167-185. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/0167-6105\(91\)90071-4](http://dx.doi.org/10.1016/0167-6105(91)90071-4)

- Tolouei, R., & Titheridge, H. (2009). Vehicle mass as a determinant of fuel consumption and secondary safety performance. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 14(6), 385-399. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.trd.2009.01.005>
- Tucarro.com. Guía para tomar fotos. 2010, from <http://img.mlstatic.com/org-img/tucarro/pdf/guia-fotos.pdf>
- Ultimate_specs. (2012). Seat Ibiza. 2013, from <http://www.ultimatespecs.com/car-specs/Seat/1170/Seat-Ibiza-6L-12-12v.html>
- Van der Voort, M., & Dougherty, M. (1999, 1999). *Reducing fuel consumption by using a new fuel-efficiency support tool*. Paper presented at the Africon, 1999 IEEE.
- Van der Voort, M., Dougherty, M. S., & van Maarseveen, M. (2001). A prototype fuel-efficiency support tool. *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 9(4), 279-296. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/S0968-090X\(00\)00038-3](http://dx.doi.org/10.1016/S0968-090X(00)00038-3)
- Walker, P. D., Zhang, N., & Tamba, R. (2011). Control of gear shifts in dual clutch transmission powertrains. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(6), 1923-1936. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2010.08.018>
- Wang, T., Lee, I.-S., Kendall, A., Harvey, J., Lee, E.-B., & Kim, C. (2012). Life cycle energy consumption and GHG emission from pavement rehabilitation with different rolling resistance. *Journal of Cleaner Production*, 33(0), 86-96. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jclepro.2012.05.001>
- White, F. M. (2008). *Mecánica de Fluidos*: McGraw-Hill Interamericana de España S.L.
- Wong, J. Y. (2001). *Theory of Ground Vehicles*: Wiley.
- Yüksek, L., Özener, O., & Sandalci, T. (2012). Cycle-skipping strategies for pumping loss reduction in spark ignition engines: An experimental approach. *Energy Conversion and Management*, 64(0), 320-327. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2012.05.025>
- Yulong, L., Xingzhong, L., Weipeng, L., & Hanyong. (2011). Hydraulic System Optimization and Dynamic Characteristic Simulation of Double Clutch Transmission. *Procedia Environmental Sciences*, 10, Part B(0), 1065-1070. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.proenv.2011.09.170>
- Zegeye, S. K., De Schutter, B., Hellendoorn, J., & Breunese, E. A. (2011, 5-7 Oct. 2011). *Variable speed limits for green mobility*. Paper presented at the Intelligent Transportation Systems (ITSC), 2011 14th International IEEE Conference on.
- Zhao, J., & Xu, M. (2013). Fuel economy optimization of an Atkinson cycle engine using genetic algorithm. *Applied Energy*, 105(0), 335-348. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.12.061>
- Zhu, X., Garcia-Diaz, A., Jin, M., & Zhang, Y. (2014). Vehicle fuel consumption minimization in routing over-dimensioned and overweight trucks in capacitated transportation networks. *Journal of Cleaner Production*, 85(0), 331-336. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jclepro.2013.10.036>

Anexo A

A methodology to determine typical driving cycles

Huertas, José I; Díaz, Jenny; Cordero, Daniel; Cedillo, Karem; Santana, Alfredo

Automotive engineering research center -CIMA

Tecnológico de Monterrey, Toluca, México.

Abstract

Driving cycles are used to design vehicle powertrains and to evaluate their energy and environmental performance. However, the driving cycles currently used have little applicability to vehicle design and cannot be used to estimate average fuel consumption and vehicle emissions in a region of interest because they do not describe local driving conditions. The main difficulty is the lack of a repeatable and reproducible methodology to ensure that the resulting driving cycle is representative of local driving conditions.

We developed a methodology to address this need. We define a typical driving cycle as a time series of speeds and altitudes leading to average fuel consumption and environmental emissions for drivers in a region of interest.

We obtained a representative sample of real driving cycles from vehicles driven in the region of interest. We characterized each cycle using eight representative parameters to determine vehicle fuel consumption and exhaust emissions. The typical driving cycle is the one whose characteristic parameters have the minimum weighted differences with respect to the average values of all cycles sampled.

To validate the representativeness of the cycle obtained with our methodology, we applied it to a fleet of 15 buses of the same technology covering the same generic route over three months, in an area of high altitude with flat and hilly terrain. For this case we found the most important parameters were

average speed on hilly terrain and idle time. These parameters had 37% and 17% relative importance to fuel consumption, respectively. Measured fuel consumption and environmental emissions for the resulting driving cycle were $2,6 \pm 0,33$ km/l, 1015.6 ± 121.1 gr CO₂/km and 9.14 ± 1.16 gr NO_x/km, within 1% of difference from the average values of all cycles sampled.

To demonstrate the repeatability of the proposed method, we applied it to a larger sample of 28 buses that ran over a year on the same route under the same conditions. We found that the new typical driving cycle looked different but its characteristic parameters had similar values (relative differences smaller than 1%).

Keywords: driving pattern, fuel consumption, vehicular emissions.

• INTRODUCTION

Typical driving cycles

A typical driving cycle is a time series of speeds representing the average driving pattern of an object population. It could be the driving pattern for a city, region, cargo or passenger transport fleet etc. It also represents the work cycle of a vehicle and therefore has important applications (Nutramon & Supachart, 2009) such as:

- Vehicle powertrain design: the expected drive cycle of a vehicle defines the external dynamic load the vehicle must supply on the road. To size the motor and appropriate transmission characteristics requires knowledge of the vehicle's work cycle. Not knowing the expected driving pattern of the vehicle means designing a powertrain for any condition, leading to overdesign and higher fuel consumption.
- Determination of fuel consumption: Vehicle buyers expect the manufacturer to specify a vehicle's specific fuel consumption (SFC), in liters per kilometers or miles per gallon, obtained experimentally by repeatable procedures with results that can be replicated. However, fuel consumption depends on how the vehicle is driven. Automakers use a single arbitrary driving pattern (see table 1) as a basis for comparison. But the value obtained does not predict the driver's actual fuel consumption, which depends on the specific driving cycle for a particular region.
- Determination of vehicle emissions: Environmental authorities require knowledge of environmental performance for vehicles sold in their jurisdiction, restricting vehicles with high fuel consumption and forcing automakers to develop new technologies to control vehicle emissions. However, vehicle emissions also depend on driving habits, topography, road conditions or infrastructure, environmental conditions and fuel characteristics such as sulfur content and additives. As in the case of fuel consumption, a single work cycle is used for comparison purposes. Environmental authorities define a maximum emission index (EI) as grams of contaminant per kilometer driven, that manufacturers must meet. Much effort goes into adjusting a vehicle's motor to meet these legal requirements, yet with a different work

cycle a vehicle's environmental performance may worsen. A vehicle's emission rating may not represent actual emissions in a given driving region.

The design of efficient powertrains and adequate measurement of both fuel consumption and vehicle emissions for a given region and application require, at a minimum, good knowledge of the typical driving pattern for the region or application of interest. The key characteristic is the typical, representative nature of the cycle for these applications.

Representativeness of a driving cycle

A major problem with driving cycles currently used is their lack of representativeness for a given population, or its applicability to different conditions and regions.

To represent means “to describe as having a specified character or quality” and “to serve as a specimen, example, or instance of” ([Dictionary](#)). For example, statistically speaking a one-dimensional characteristic, such as the size of one lot of manufactured spheres, can be represented using the mean and standard deviation of diameter measurements for a lot sample, when the measurement set has a normal distribution. The mean and standard deviation adequately represent the diameter for the entire lot, and can be used to measure the distribution. The mean, as a representative measure for the lot, can be used for practical purposes, for example, to refer to the particular lot or to compare it to other lots. Another key characteristic of these representative parameters is that the methods used to measure them are reproducible and repeatable. Different people acting independently following the same methodology could obtain the same results.

Since driving cycles are time series, traditional descriptive statistical methods cannot be directly applied to determine representative cycles.

Most commonly used driving cycles and methodologies to obtain them

Table 1 describes the most commonly used driving cycles. They can be transient or stationary.

Transient: These are time series of a vehicle's speed. They are obtained by measuring the speed of multiple vehicles driving through a city. While many transient driving cycles have been reported, there is no reproducible or repeatable methodology to calculate them. They were all obtained for cities or regions with flat and low altitude topography (<1000 meters above sea level). The most commonly used cycle in this category is the Urban Dynamometer Driving Schedule or UDDS, also known as FTP-72 or LA4. FTP-75 is also used ([Dukulis & Pirs, 2009](#)) and it is an extension of FTP-72 ([Barlow, Latham, McCrae & Boulter, 2009](#)). FTP-72 (or UDDS/LA4), published in 1973, monitors multiple vehicles in morning commutes in California, USA. Each cycle has defined micro-routes such as between two consecutive stops. Micro-routes with similar characteristics are grouped. FTP-72 is the set of most frequent micro-routes ([Kruse & Huls, 1973](#)). The UDDS cycle is an urban route of 11.99 km, with 1369 seconds in duration and 17 stops. Maximum speed is 91.2 km/h and average speed is 31.5 km/h. Currently UDDS and FTP-75 are used worldwide to compare emissions for gasoline and

diesel vehicles, respectively. None of these driving cycles pretend to represent actual driving cycles in a region, not even in California where they were obtained.

Table 1

Most commonly used driving cycles (Barlow, Latham, McCrae & Boulter, 2009)

Location and application	Name	Distance (km)	Time (seconds)	Avg Speed (km/h)	Max Speed (km/h)
EU, cycles used for light and heavy duty vehicles and buses	ECE 15	0.995	195	18.4	50.07
	Extra Urban Driving Cycle (EUDC)	6.955	400	62.6	120.09
	EUDC for low power vehicles	6.609	400	59.5	90.09
	ECE 15 + EUDC	11.017	1220	32.5	120.09
	New European Driving Cycle (NEDC)	11.017	1180	33.6	120.09
USA, cycles used for light and heavy duty vehicles and buses	FTP-72 or UDDS	11.997	1369	31.6	91.15
	FTP-75	17.787	1874	34.2	91.15
	EPA New York City Cycle (NYCC)	1.903	598	11.5	44.45
	EPA Highway Fuel Economy Test (HWFET)	16.503	765	77.7	96.32
	IM240	3.154	240	47.3	91.18
	California LA92 Dynamometer Driving Schedule	15.802	1435	39.6	107.35
	UDDS heavy duty cycle	8.932	1060	30.3	93.36
	US06 Supplemental FTP SC03 Supplemental FTP	12.894	596	77.9	128.91
Japan, cycles used only for light duty vehicles	JP 10 Mode	0.663	135	17.7	40.09
	JP 10-15 Mode (3x10-mode +1x15 mode)	4.165	660	22.7	70.09
	Japanese New Transient Mode (JE05)	13.897	1829	27.4	87.49

Stationary State: These are pyramidal speed time series, as shown in figure 1. They are characterized by their simplicity and were designed for the following reasons: 1) while transient cycles were calculated from experimental measurements of speed over time, the methodology used to arrive at a unique cycle was arbitrary and not representative of typical driving patterns in a region; 2) acceleration triggers fuel consumption and emissions; 3) the same speed and acceleration profile can be obtained under different motor load conditions, such as road inclines. Thus to compare energy and environmental performance an irregular cycle is just as arbitrary as one with simple geometry. It's also important to control acceleration ramp up and motor load in the chassis dynamometer. The most commonly used stationary cycle is NEDC (Dukulis & Pirs, 2009), shown in figure 1.b, which combines cycles ECE 15 and EUDC excluding the first 40 seconds (idling). The NEDC is a route of 11.02 km, 1180 seconds in

duration and 14 stops. Maximum speed is 120 km/h and average speed is 33.6 km/h (Barlow, Latham, McCrae & Boulter, 2009). ECE 15 was developed in 1970 and is based on average use of vehicles in European cities. The cycle is artificially made up of constant phases of acceleration, speed and deceleration. The resulting fuel consumption and vehicle emissions from NEDC have no correlation with those obtained from UDDS, thus imposing very different vehicle workloads. The cycle is not intended to represent vehicle performance in any specific region, nor does it take into account high altitude or highly variable altitudes.

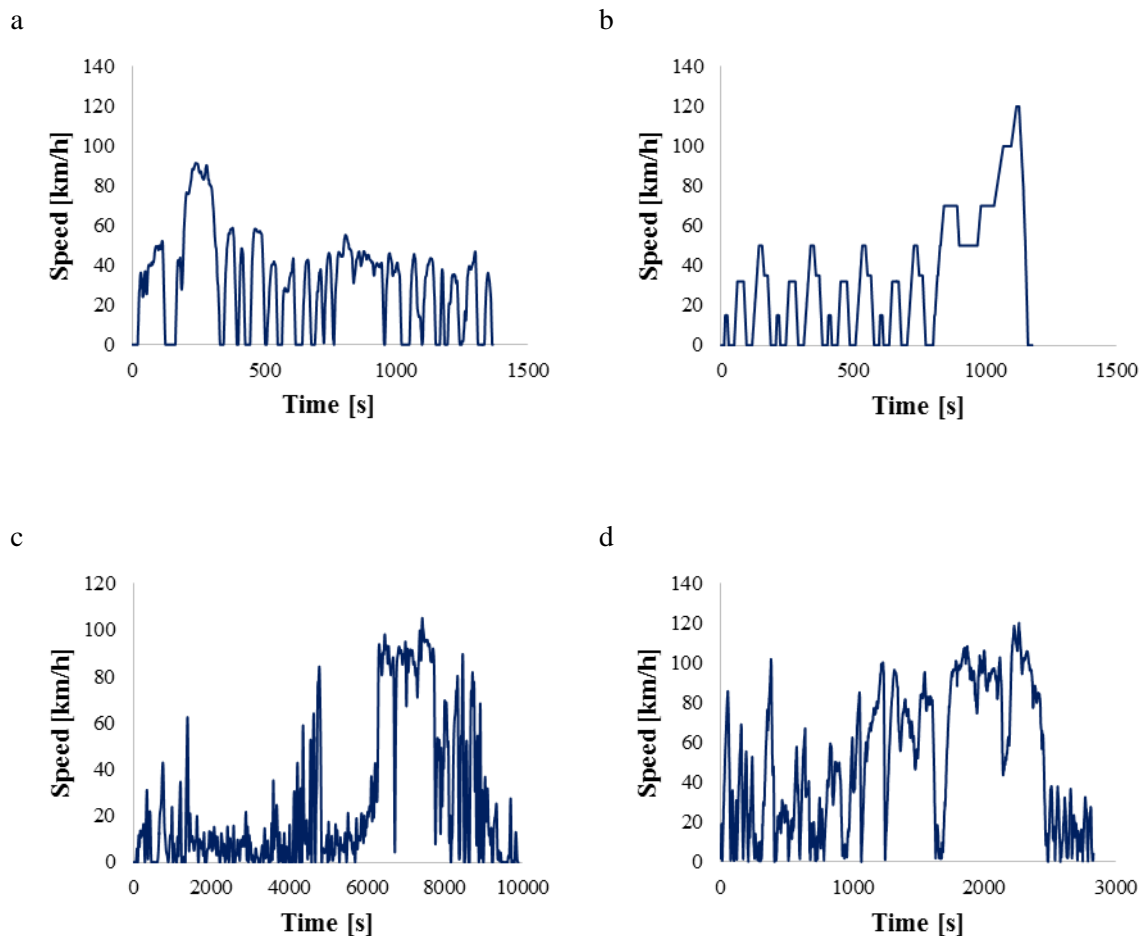


Figure 1

Most commonly used driving cycle for powertrain design and evaluation of automotive fuel consumption and vehicle emissions. a) UDDS, b) NEDC (EPA, 2013; Barlow et al., 2009).

Cycle calculated by weighted minimums for characteristic parameters for routes c) TOL-MEX and d) TOL-IXT.

With advances in technology driving cycle samples are now easy to obtain (Huertas & Valdez, 2004). But a need still exists for a methodology to process data and obtain cycles that can be considered typical or representative.

Given the practical need to apply these cycles in powertrain design and measurement of fuel consumption and vehicle emissions, the methodology must satisfy continuity in the variables of speed and acceleration, as it is impossible to test vehicles for sudden speed changes. Also, for practical reasons the frequency for the representative cycle must be at least 1 Hz in order to reproduce it on a chassis dynamometer. Finally, the methodology must be generalizable and applicable even at high altitudes or in topographies with significant altitude variations.

Objective and contribution

This paper describes our analytical experimental study to develop a reproducible and repeatable driving cycle methodology that adequately represents a given driving cycle sample and therefore can be used as a typical driving pattern.

We first introduce our proposed methodology and then describe our analytical and experimental validation, as well as proposed values for the key parameters in the methodology.

• PROPOSED METHODOLOGY

The purpose of our proposed methodology was to obtain a repeatable and reproducible driving cycle that represents driving patterns in a region or application of interest. The methodology has three phases: route selection, sampling of driving cycles and selection of representative cycle.

Route selection

We sought to representatively sample work cycles for vehicles driven in a region or application of interest. Full sampling would require continuous recording of speeds for a portion of the population during at least one year. Soon technology advances may enable such massive data collection, but today we must simplify the process by choosing the primary routes used by drivers. We recommend using criteria such as peak traffic to select the most relevant routes.

Instrumentation

A set of vehicles must be equipped with instruments that measure speed and altitude at a minimum frequency of 1 Hz, non-invasively and located unobtrusively so as not to affect the driver's normal habits. GPS technology satisfies these requirements. Table 2 shows measurement alternatives and their advantages and disadvantages.

Table 2
Instrumentation Alternatives

Variable	Alternative	Advantages	Disadvantages
Speed	GPS	<ul style="list-style-type: none"> • Instantaneous measure • Compact • Commercially available 	<ul style="list-style-type: none"> • Loss of information in underpasses, overpasses and bridges • Cost
	OBD	<ul style="list-style-type: none"> • Integrated in vehicle 	<ul style="list-style-type: none"> • Not available in vehicles prior to 2000 • Requires data recording module
Altitude	GPS	<ul style="list-style-type: none"> • Instantaneous measure • Compact • Commercially available 	<ul style="list-style-type: none"> • Loss of information in underpasses, overpasses and bridges • Cost • Requires algorithm to overcome loss of precision in altitude

Data collection

Table 3 shows the different driving cycle sampling techniques. The *chasing car* technique consists of arbitrarily selecting a vehicle and following it with an instrument-equipped vehicle. In the *expert driver* technique, the driver is asked to drive selected routes in a normal way and also as fast and safely as possible in order to test extreme conditions. Finally the *daily driver* technique seeks to eliminate data collection influence on the driver's normal habits. This is the recommended technique but it's also the most expensive.

Table 3
Data collection techniques

Alternative	Advantages	Disadvantages
Chasing car	<ul style="list-style-type: none"> • Requires only one instrument-equipped car. 	<ul style="list-style-type: none"> • Influence of the "chase car" on normal driving of the object vehicle from a sense of being followed. • Increase in frequency of speed changes trying to keep up with the object vehicle.
Expert driver	<ul style="list-style-type: none"> • Sampling repeatability. 	<ul style="list-style-type: none"> • Results dependent on driver chosen.
Daily driver	<ul style="list-style-type: none"> • Better measurement of normal driving cycle. 	<ul style="list-style-type: none"> • Higher cost of instrumentation over many vehicles. • Higher logistical complexity in data collection.

We suggest sampling at different times of day, different days of the week and different months.

Representative cycle selection using the Minimum Weighted Differences (MWD) method

The method of *Minimum Weighted Differences (MWD) between characteristic parameters* represents each sampled cycle (j) via the characteristic parameters (P_i) listed in table 4. The arithmetic mean is calculated for each parameter across all cycles in the sample (\bar{P}_i). The difference from the mean across all cycles in the sample ($|P_{ij} - \bar{P}_i|$) is calculated for each parameter, and this difference is weighted (multiplied) by weight (w_i) shown in table 4. Finally, as described in equation 1, the cycle (C) with the

smallest sum of weighted differences is selected as representative of all the cycles in the sample, the typical driving cycle.

$$C = Arg \left\{ \min_j (\sum w_i |P_{ij} - \bar{P}_i|) \right\} \quad (1)$$

where P_{ij} is the measured value for parameter i for cycle j and w_i is the weighing factor for parameter i .

Table 4

Characteristic driving cycle parameters and relative weights for a flat topography with large altitude variations.

Parameter P_j	Name	Unit	Physical interpretation	Wi Weighing Factors (%)			Typical cycle TOL-MEX
				Urban Mexico City	Urban TOL	Combined TOL-MEX	
$V \sin \theta_{mean}$		m/s	Potential energy	1.78	5.61	37.17	0.0
t	Idle time	s	-	26.70	23.55	27.62	1502.0
θ_{mean}	Slope/incline	Rad	-	1.20	1.32	14.19	2.0
V^3_{mean}		m^3/s^3	Aerodynamic forces	33.03	14.53	9.91	4384.5
$a_+ V_{mean}$	Positive acceleration	m^2/s^3	Inertial forces	9.69	24.26	8.57	1.2
a_{max}	Maximum acceleration	m/s^2	-	6.09	1.08	0.93	1.6
N	Number of stops	-	-	13.61	17.57	0.92	43
H_{max}	Maximum altitude	m	-	0.35	12.08	0.68	2842.7
L^*	Longitude	km	-				68.1
SFC^*	Specific fuel consumption	l/km	-				0.365
V_{mean}^*	Average speed	km/h	-				38.9
V_{max}^*	Maximum speed	km/h	-				101.1

* Corresponds to descriptive parameters (not characteristic) of the cycle.

N/A: Not applicable.

• DERIVATION OF THE PROPOSED METHODOLOGY

In this section we describe our analytical and experimental development of the proposed methodology. This methodology was our objective, rather than to obtain a driving cycle for a particular region. To facilitate the methodology's use to evaluate vehicle energy and environmental performance, we proposed measuring instantaneous fuel consumption and vehicle emissions in a controlled sample of vehicles of the same technology used by normal drivers in a standard way on a unique generic route (high altitude and relevant altitude variations) under different weather conditions. We hypothesized that

the typical driving cycle is the one whose fuel consumption and vehicle emissions are closest to the mean of these variables for the entire population.

Route selection

We looked for a working route at high altitude (>1000 meters above sea level) whose topography included significant altitude changes (>500m). We arbitrarily chose the Toluca-Mexico City route (TOL-MEX). Figure 2 shows location and primary characteristics of this route. It is a mixed route, having both urban and highway sections, 3 or 4 lanes in each direction with high traffic (average 33,632 daily vehicles), and very well maintained. Table 5 shows details of the selected route, with a span of 72.4 km, altitude between 2200 and 3100 meters above sea level, a 31.4 km urban section and a 41 km highway section, with maximum slope of about 8% (SCT, 2015).

Table 5
 Characteristics of Toluca-Mexico City Route via toll road (SCT, 2015)

Stretch	State	Road	Length (km)
Toluca-Lerma	Mexico	Urban Zone	14.0
Lerma- La Marquesa	Mexico	Highway MEX015	19.0
La Marquesa-Entronque Reforma/Constituyentes	Federal District	Highway MEX015D	22.0
Entronque Reforma/Constituyentes-T Av. Constituyentes	Federal District	Urban Zone	6.3
Av. Constituyentes (Beltway-Interior Circuit)	Federal District	Urban Zone	2.4
Interior Circuit (Av. Tacubaya-Chapultepec)	Federal District	Urban Zone	1.6
Chapultepec-Monumento a la Raza	Federal District	Urban Zone	7.1

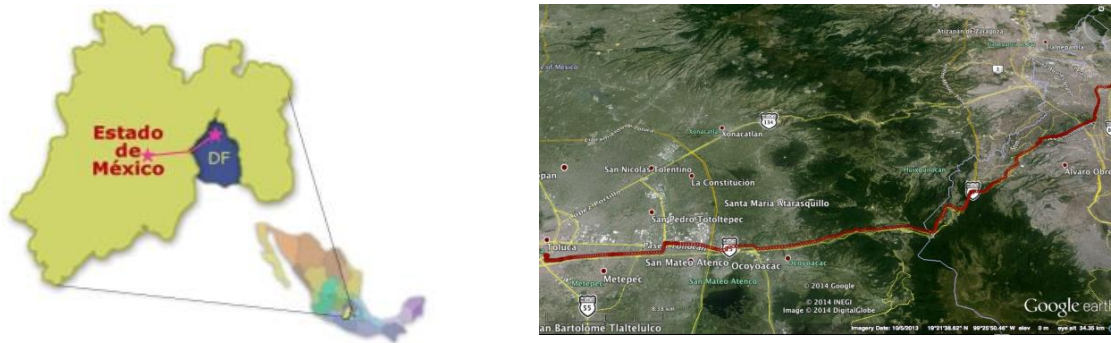


Figure 2.
 Location and topography of Toluca-Mexico City route chosen for driving cycle methodology.

Instrumentation of vehicles in sample

This route is used by a number of private companies offering regular passenger transit services. Our collaborating company has a fleet of 680 passenger buses, with 28 express buses along our route, making no intermediate stops to pick up or drop off passengers. For our study 15 buses with technology

shown in figure 4 were equipped with instrumentation as shown in table 2. Because of this choice of sample, the scope of our study is a driving cycle for this company and this route, and the resulting cycle cannot be used as typical driving cycle for all the population using this route.



Size: 12.85 x 3.6 x 2.6 m
 Capacity: 49 passengers
 Fuel: Diesel
 Gross vehicle weight: 13850 kg
 Motor: Cummings ISM 425, 6 cil, 10.8 l, 16.3, 425 HP, 2102 N m,
 Transmission: ZFS8 2100
 Tires: 305 / 75 / R24.5

Figure 3

Vehicles used for the collaborating company's driving cycle sampling in our study.

We wanted to describe a driving cycle methodology and its measurement of vehicle energy and environmental performance. Therefore in addition to position and speed, vehicle instruments needed to instantaneously measure fuel consumption and vehicle emissions. Table 6 shows the technical characteristics of our instrumentation.

Table 6

Technical characteristics of instruments used in minimum weighted differences methodology for characteristic parameters of typical driving cycles. GPS: Global position system; OBD: On board diagnosis system; PEMS: Portable emissions measurement system.

Variable	Instrument	Technical characteristics			
Position: latitude, longitude, altitude	GPS	Position: 3.0 m 2D-RMS Accuracy: < 3m CEP (50%) Frequency: 1 Hz			
Speed	GPS	Derived from measurements and time			
Instantaneous fuel consumption	OBD	INSITE and DIDCOM			
Vehicle emissions	PEMS		Range	Resolution	Linearity
		CO	0-8%	10 ppm	Intercept $\leq 0.5\%$ of range $0.990 \leq \text{slope} \leq 1.010$ SEE $\leq 1.0\%$ of range $R^2 \geq 0.998$
		CO ₂	0-20%	0.01%	
		NO	0-3000 ppm	0.3 ppm	
NO ₂	0-500 ppm	0.3 ppm			

It was essential for our study to measure instantaneous fuel consumption. Automotive diesel technology determines this by measuring fuel injection timing, which is available in the motor's ECU (Engine Control Unit). But to extract this information requires an interface, and we used two technologies for this: INSITE, created by the motor's manufacturer, and DIDCOM, a generic one developed by a private company. First we verified the data obtained in this way via calibration using an external graduated tank, which is a standard procedure (Pīrs, Jesko & Lācekļis–Bertmanis, 2008; SAE, 1986a, 1986b). Our results are shown in figure 5. Based on our values for determination coefficient (R^2) and calibration slope, we concluded that both alternatives produced similar results comparable to the tank calibration values.

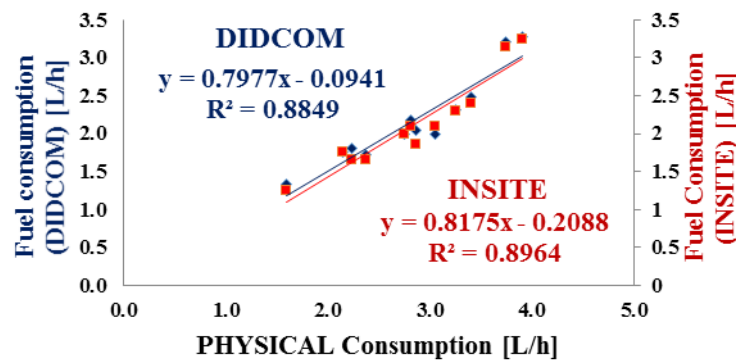


Figure 4. Comparison of fuel consumption by motor ECU and information system a) INSITE and b) DIDCOM generic system, versus calibrated tank, standard procedures SAE J1321 and J1264.

Data collection

The buses were driven by the company's regularly assigned drivers. We monitored the driving to minimize disruption to normal transport service and vehicle operation. Systematically second by second we recorded data for variables in each cycle as described in table 4. Figure 6 shows the typical time series obtained for speed, altitude, fuel consumption and emissions for one cycle. We measured 15 buses during one month of operation.

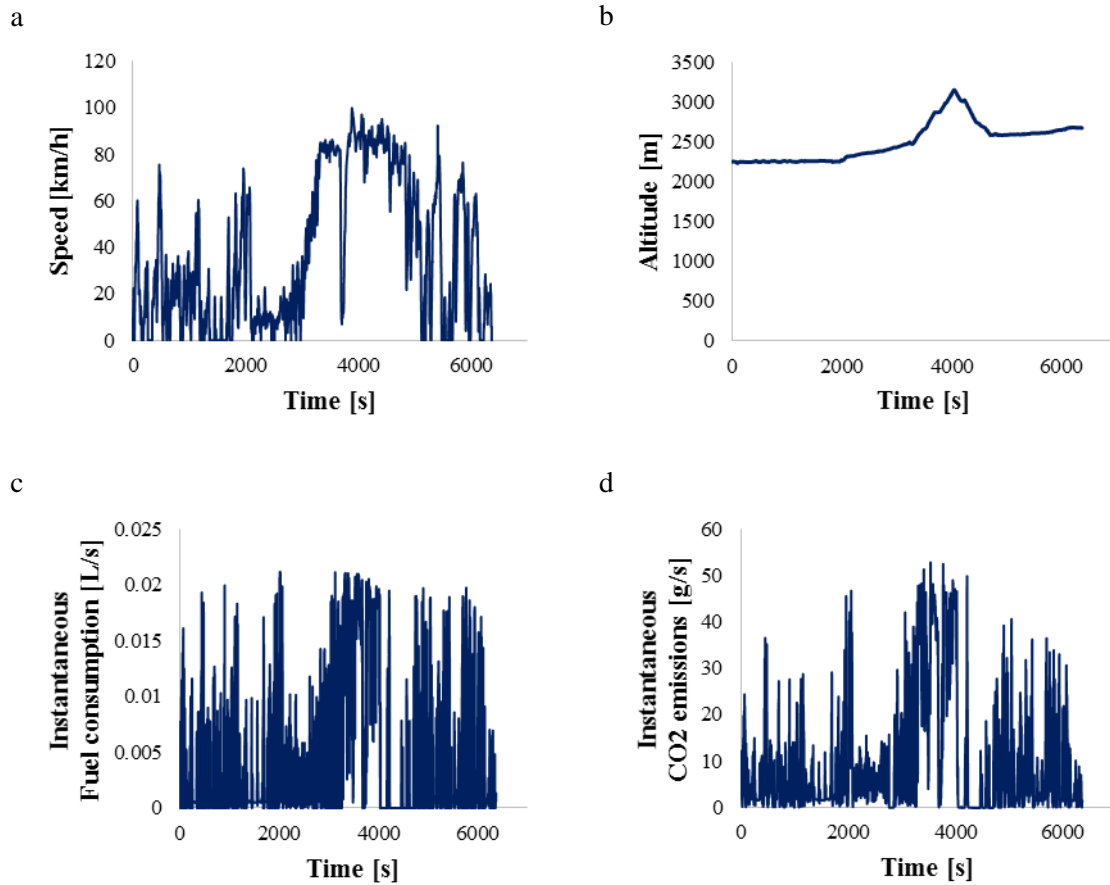


Figure 5

Example of data collection. Time series for a) speed, b) altitude, c) instantaneous fuel consumption and d) instantaneous CO₂ emissions.

• RESULTS ANALYSIS

Once we had a representative sample of driving cycles, our next step was to select one as representing all sampled cycles. This satisfies the condition of continuity for speed and acceleration and naturally contains a description of driving patterns.

The chosen cycle must represent the entire sample set in terms of fuel consumption, environmental emissions and motor loads so that it can be used for powertrain design and for evaluation of energy and environmental performance.

Thus the chosen cycle must be one whose specific fuel consumption (SFC, in liters per km) equals the mean of specific consumptions of all the sampled cycles. Similarly its emissions index (EI, as grams of

contaminant per km) must be close to the average emissions index for all sampled cycles. It must satisfy analogous criteria for motor loads as well.

The biggest issue for this approximation to typical driving cycles is the required measurement of all three variables (SFC, EI and motor loads) in a sample that represents vehicles in an entire city, which is a difficult and costly process. We had to find, based only on the sampling of driving cycles, the cycle that best represented the entire sample in SFC, EI and motor loads. The method of *Minimum Weighted Differences in characteristic parameters* achieves this purpose. Since environmental emissions depend greatly on fuel consumption and motor loads are also reflected in fuel consumption, we focus our discussion below on this variable. At the end of our paper we reexamine the other variables.

Representing a cycle by characteristic parameters

As a first step we described each driving cycle sample, or time series, as a set of characteristic parameters. We needed to substantially reduce the large amount of speed data to a set that 1) uniquely describes the work cycle, 2) has a physical interpretation and 3) can be used to compare cycles. While the parameters retain the most relevant information on the time series, it's not possible to regenerate the original series starting from these parameters. This is analogous to describing a vibration signal via its natural frequencies from Fourier transforms of the original series (Rao, 2011). Table 6 lists the most common parameters for describing driving cycles. The most frequent are: average speed (\bar{V}), idle time (i_t) and average positive acceleration (\bar{a}_+). The literature does not describe the criteria used to select these parameters nor their relative relevance.

To identify the cycle that best represents our sample in terms of fuel consumption, the parameters chosen must directly affect fuel consumption of an individual cycle.

From vehicle dynamics, instantaneous fuel consumption must provides sufficient power to the motor to create the required torque overcoming the road forces on the vehicle at the travel speed, as shown in Figure 7. Fuel consumption in terms of volumetric flow (\dot{V}_f) is given by equation 2.

$$\dot{V}_f = \frac{\frac{1}{2}C_d\rho_aAV^3 + f_rMgV \cos \theta + M_e aV + MgV \sin \theta}{\eta_{th}\eta_m\eta_cLHV \rho_f} \quad (2)$$

where C_d is the vehicle's aerodynamic coefficient, ρ_a is air density at atmospheric conditions, A is the vehicle's cross-sectional area, V is vehicle speed, f_r is the vehicle's coefficient of rolling resistance, M is total vehicle mass including the two passengers, g is gravity, θ is the slope of the road, M_e is the equivalent vehicle mass, made up of M and the inertial mass of the rotating parts, a is vehicle acceleration, η_{th} y η_m are the motor's thermal and mechanical efficiencies, η_c is combustion efficiency and LHV and ρ_f are lower calorific value and density of the fuel at standard conditions.

Table 7

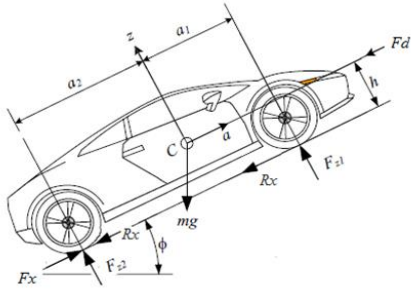
Parameters for describing driving cycles (Tong & Hung, 2010). \bar{V}_r = average running speed; \bar{a}_- =average deceleration; L_m =Mean length of micro-trips; $\bar{\Delta a}$ = average number of

acceleration/deceleration changes; \bar{S} = average number of stops; E_{K+} = Positive kinetic energy; $D_{V/a}$ = Speed/acceleration distribution; P_e = vehicle specific power

	\bar{V}	\bar{V}_r	\bar{a}_+	\bar{a}_-	L_m	Δa	\bar{S}	% t_t	% a_+	% $a_{=0}$	% a_-	E_{K+}	$D_{V/a}$	P_e	V_{max}	V_{min}
FTP72, FTP75	✓						✓								✓	
LA92, Unified cycle													✓			
LA01	✓												✓		✓	✓
HHDDT Cycle	✓							✓	✓	✓	✓				✓	
Arterial cycles								✓	✓	✓	✓		✓	✓		
Edinburgh cycle													✓			
IEC	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓					
ARTEMIS Cycle	✓	✓	✓	✓			✓	✓					✓		✓	
TRL Cycle	✓		✓		✓										✓	✓
Sydney cycle	✓							✓					✓			
Melbourne peak cycle	✓							✓				✓	✓			
CUEDC Cycle	✓							✓	✓						✓	
Perth Cycle	✓						✓	✓				✓	✓			
TMDC		✓	✓	✓	✓			✓	✓				✓			
KHM	✓	✓	✓	✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓					
China Cycles	✓	✓	✓	✓		✓		✓	✓	✓	✓	✓				
Beijing Cycles	✓	✓	✓	✓				✓	✓	✓	✓			✓	✓	
HK and Zhulai Cycles	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓		✓	
Pune Cycle	✓							✓	✓	✓	✓		✓			
Metro Manila cycle	✓												✓		✓	✓
BDC Cycle	✓	✓	✓	✓			✓	✓	✓	✓	✓	✓				

From equation 2 parameters V^3 , $V \cos \theta$, aV y $V \sin \theta$ are of interest, since the others remain constant through the cycle. Vehicle dynamics shows that these four parameters are the ones that describe the cycle. They are created by the vehicle's resistance to motion, and multiplied by speed they describe the motion power of the vehicle (P_x). These forces are due to: rolling (R_x), drag (F_d), inertia (R_i) and slope (R_g) and are shown in equations 3-8 (Gillespie, 1992).

We performed a correlation analysis of measured instantaneous consumption against the estimate from equation 2. This is equivalent to correlating measured consumption against the parameters previously identified, with the advantage that this option can be used for subsequent evaluation of each parameter's relative importance. We sought to confirm whether these four variables sufficiently determined fuel consumption. We must keep in mind that there are other relevant fuel consumption variables not considered in equation 2, such as weight fluctuations from vehicle occupancy and the use of electrical power and air conditioning.



$$R_x = f_r M g \cos \theta \quad (3)$$

$$F_d = \frac{1}{2} C_d \rho_a A V^2 \quad (4)$$

$$R_i = M a \quad (5)$$

$$R_g = M g \sin \theta \quad (6)$$

$$F_x = R_x + F_d + R_i + R_g \quad (7)$$

$$P_x = F_x V \quad (8)$$

Figure 6

Power that the motor must provide in vehicle (F_x) to counteract rolling resistance (R_x), aerodynamic power (F_d), inertial mass (R_i) and weight due to slope (R_g) imposed by the road.

The degree of correlation between consumption and characteristic parameters is expressed by an adjusted coefficient of determination R_a^2 in multiple linear regression, quantifying the percent variability in consumption from variations in characteristic parameters. This adjustment eliminates the favorable effect on coefficient of determination (R^2) from a larger set of regression variables. The adjusted coefficient is 1 when fuel consumption is perfectly correlated with the parameters.

We considered three cases: 1) "combined cycle" which includes the complete 72 km route and comprises both urban and suburban areas, hilly areas and highways; 2) "TOL Urban Cycle" which includes the first flat 20 km of the combined cycle and comprises the urban and suburban areas from Toluca to the city's outskirts and 3) "MEX Urban Cycle" which comprises the last flat 20 km of the combined cycle, completely urban and on flat terrain inside Mexico City.

Table 8 shows our results. For the 4 base variables from vehicle dynamics we obtained values of $R_a^2 \sim 0.5$, which are low suggesting that additional variables intervene in fuel consumption variations. Thus we added variables used by different studies from the literature, described in table 7. Table 8 shows our results for combinations with the highest R_a^2 . The character "o" indicates a significant variable in the given model. We observed values of $R_a^2 \sim 0.85$, which are quite acceptable.

Table 8

Significant parameters representing driving cycles in terms of fuel consumption. Shaded cells show basic parameters. The character “o” indicates that the variable is significant in the given model.

	Ra^2	No var	$V \text{ sen } \theta$	V^3	$a_+ V$	$V \text{ Cos } \theta$	t	θ	H_{max}	V_{max}	a_{max}	L	T	θ_{max}	H
Combined cycle	48.0	4	o	o	o	o									
	84.6	8	o		o		o	o	o	o	o		o		
	84.9	9	o		o		o	o	o	o	o		o		
	85.5	10	o	o	o		o	o	o	o	o	o			o
	85.2	10	o	o	o		o	o	o	o	o	o			
	86.6	11	o	o	o		o	o	o	o	o	o		o	
	86.6	12	o	o	o		o	o	o	o	o	o		o	o
TOL Urban Cycle															
	95.9	8	o	o	o		o	o				o	o		
	96.0	9	o	o	o		o	o				o	o	o	
	96.5	10	o	o	o		o	o	o		o	o	o		
	96.5	11	o	o	o	o	o	o	o		o	o	o		
MEX Urban Cycle															
	90.0	13	o	o	o		o	o	o	o	o	o	o	o	o
	90.0	13	o	o	o	o	o	o	o	o	o		o	o	o

As shown, at least 3 of the 4 parameters remain significant in the best models. Also, the total idle time (t), average slope (θ), maximum acceleration (a_{max}), number of stops (S) and maximum altitude (H_{max}) are the minimum set of parameters that were significant for all three cycle types producing acceptable Ra^2 .

While correlation does not imply causality, we continue to search for physical arguments to explain the effect of new variables on vehicle fuel consumption.

Determination of weight factors

In the previous section we identified driving cycle parameters with the highest impact on fuel consumption. These parameters are used in our discussion below to describe each sampled cycle. As proposed above the typical or representative driving cycle is one whose parameters come closes to each parameter's mean values in the sample. Thus a cycle must be selected whose sum of absolute differences is the smallest. However, each parameter has different relevance to fuel consumption. For example,

intuitively parameter a_+V would be more relevant than V^3 for fuel consumption in an urban vehicle, where vehicles run at low average speeds and therefore the dynamic forces (related to V^3) have a negligible effect on fuel consumption, while for a bus inertial forces (related to a_+V) have great impact on fuel consumption given the vehicle's large mass.

Thus we would prefer representative cycle candidates whose differences from average are smaller for the more important parameters. This is achieved by multiplying the absolute differences by the relative weight (w_i) of each parameter on fuel consumption, as expressed in equation 1.

Below we describe the methodology used to derive relative weight of each parameter in determining fuel consumption. The first alternative is to use multiple linear regression coefficients as weights. But this option does not apply when there may be correlation between parameters (regression variables). Table 8 summarizes the applicable statistical techniques. We decided to use the *relative weights method*, which expresses the relative importance of each variable as a percentage. This methodology quantifies the proportion that each predictor contributes to increasing the adjusted determination coefficient R_a^2 (Johnson, 2000). We accomplished this by normalizing each parameter within the multiple regression with its mean and standard deviation and subsequently transforming the initial matrix of standardized regression variables into one, highly correlated with the original matrix but without relation between the variables. Reference 7 describes this method in more detail.

Table 9
Statistical techniques for deriving importance of regression variables (Nathans, 2012)

Statistical technique	Effect	Advantages	Disadvantages
Beta Least Square Weights	Direct	<ul style="list-style-type: none"> Easy to calculate with most statistical packages. 	<ul style="list-style-type: none"> Used when regression variables are not correlated. Sum of all weights is not 100%
Zero order correlation	Direct	<ul style="list-style-type: none"> Less sensitive to sample error. Used to determine magnitude and direction of correlation between dependent and regression variables without contribution from remaining predictors. 	<ul style="list-style-type: none"> Used when regression variables are not correlated. High correlation does not imply high contribution. Sum of all weights/constants is not 100%
Relative weights	Total	<ul style="list-style-type: none"> Prioritizes contribution of independent variables considering all model variables. Sum of all weights/constants is 100% 	<ul style="list-style-type: none"> Variable weight may contain shared variance with another variable.

We used the *relative weights method* for the highest relevance variables described in the section above. Results are shown in table 4 for the 3 trajectory types we studied.

We found that for combined cycle (flat and hilly terrain) as expected the most relevant parameter was $V \sin \theta$, associated with increased potential energy of a vehicle due to large altitude variations and high vehicle weight. For the Toluca flat terrain, the most relevant parameter was a_+V , associated with inertial forces. This means that vehicles show more pronounced or prolonged acceleration patterns in less congested roads in the city outskirts. Contrary to our expectations, for Mexico City flat terrain where

there is constant high traffic at low speeds, the most relevant parameter was V^3 , associated with aerodynamic forces.

In all 3 route types, idle time was the second most relevant parameter for fuel consumption.

As shown in tables 4 and 7 three of the four characteristic parameters from vehicle dynamics not only remain in the model but they have the highest relative importance in each route type.

Verifying representativeness of the selected cycle

To the sample of 15 buses we applied the *minimum weighted differences in characteristic parameters methodology*. Typical cycle for the TOL-MEX route is described in table 4. Typical cycle had a fuel efficiency of 2.74 km/l, and is within the confidence interval for the mean fuel consumption across all sampled cycles of $2,6 \pm 0,33$ km/l. This result confirms that typical driving cycle can indeed be used to determine average fuel consumption over the represented cycle population. Similarly table 9 shows the average of each emission index for each contaminant in the cycle population.

Table 10

Emission indices for environmental contaminants, in g/km, of diesel buses on the TOL-MEX route.

	CO ₂	CO	NO	NO ₂	NO _x
Average of 31 sampled cycles	1015.60 ±121.07	34.89 ±7.28	9.08 ±1.14	0.055 ±0.02	9.136 ±1.16

Methodology applicability for determining typical driving cycles

To determine applicability of the methodology we applied it to two cases. Initially we worked with the same TOL-MEX route to demonstrate that the methodology produces repeatable results. We equipped a sample of 15 buses with GPS. We sampled 1100 cycles in 7 months. Typical cycle selected is described in table 4 and shown in figure 1. We observed that the new representative cycle has characteristic parameters similar to the small sample we used to develop the methodology.

We also worked on the Toluca-Ixtlahuaca (TOL-IXT) route, which is essentially flat over 40.5 km at an altitude of 2605 m. Again we used buses, but from a different private company. In this case the buses followed the route with slight variations, and the service included intermediate stops to pick up and drop off passengers. Not all buses had the same technology. We sampled 850 cycles during 8 months. Table 4 and figure 1 show our resulting cycles. We observed that the characteristic parameters of our typical cycle had significantly different values from the semi-urban TOL or urban MEX cycles.

• Conclusions

Typical driving cycles are time series of speed representing driving patterns in a population, primarily used to design vehicle powertrains and evaluate energy and environmental performance. The greatest

issue in obtaining these typical cycles is the lack of a repeatable and reproducible methodology. Our study examined a representative sample of driving cycles for a population in a region and selected one of them as typical or representative of the rest.

We defined the representativeness of the cycle in terms of fuel consumption and environmental emissions such that a typical cycle is one whose fuel consumption and environmental emissions when followed by another vehicle are equal to the average values for drivers using the same type of vehicle on a daily basis in a given region.

Technology limitations preclude cost-effective continuous measurement of altitude and instantaneous speed of a considerable sample of vehicles, but fuel consumption can be measured continuously. We proposed the *minimum weighted differences in characteristic parameters methodology* as an alternate way to identify the typical cycle based only on altitude and speed data collected from a representative sample of cycles.

Our methodology consists of representing a cycle with the following characteristic parameters: Speed at incline ($V \sin \theta$), power associated with drag force (V^3), power associated with inertial force ($a_+ V$), total idle time (t), average slope (θ), maximum acceleration (a_{max}), number of stops (N) and maximum altitude (H_{max}).

These parameters are statistically correlated with fuel consumption and their relative importance or weight depends on the topography and road characteristics of the region of study. To determine the relative weights we measured fuel consumption of a representative sample of cycles and used the relative weight methodology of Johnson in a multiple correlation statistical analysis between fuel consumption and characteristic variables.

To determine relative weights and demonstrate the representativeness of the selected cycle with applied the *minimum weighted differences in characteristic parameters methodology* to a controlled sample of vehicles on a single route at high altitude that includes both flat and hilly terrain. We measured speed, altitude, fuel consumption and environmental emissions with a frequency of 1 Hz during 3 months. We found in flat urban regions similar to Mexico City the most relevant parameters were V^3 and t with relative importance of 33% and 27% respectively. However for combined flat and hilly terrain regions the relevant parameters were $V \sin \theta$ and t with a relative importance of 37% and 17% respectively. These results will have to be confirmed with a larger sample size so they can be generalized and applied to other urban areas. We also found that the cycle selected as representative in the controlled sample satisfies the condition of representativeness described above, i.e. fuel consumption and environmental emissions for the selected cycle are within the confidence limits of mean consumption and emissions in the sample.

To demonstrate reproducibility and repeatability of the proposed method, we replicated it across an expanded sample of 1061 cycles under the same conditions and compared the representative cycle obtained from this expanded set against the previous sample. Obviously the cycles appear different but their representative parameters have similar values, with relative differences below 1%.

• Acknowledgments

This study was financed by the Mexican Science and Technology Council (CONACYT), by companies Flecha Roja, Autotransporte Azteca and DIDCOM, and by the Technological Institute of Monterrey. The authors wish to thank the contribution of Mr. Pedro Gómez, engineers Arcelia Hernández and Fernando Chanocua from company Flecha Roja, engineers Yojanan Cornejo and Vicente García of DIDCOM and Mr. Gustavo Alvarez of the Automotive Electronics Research Center of the Technological Institute of Monterrey.

• References

1. Barlow, T. J., Latham, S., McCrae, I. S. & Boulter, P. G. (2009). "A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions" (Vol. 3, pp. 284): Department of Transport.
2. Dictionary, M. W. From <http://www.merriam-webster.com/dictionary/>
3. Dukulis, I. & Pirs, V. (2009). Development of driving cycles for dynamometer control software corresponding to peculiarities of Latvia (pp. 95-102). Jelgava: Latvia University of Agriculture, Faculty of Agriculture.
4. Gillespie, Thomas D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. s.l.: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN: 978-1-56091-199-9.
5. Huertas, J & Valdez, A. *Desarrollo de ciclos de conducción para el Municipio de Naucalpan*. ITESM Campus Toluca.
6. Johnson, J. W. (2000). *A Heuristic Method for Estimating the Relative Weight of Predictor Variables in Multiple Regression*: Lawrence Erlbaum Associates.
7. Kruse, R. & Huls, T. (1973). "*Development for the Federal Urban Driving Schedule*". Paper presented at the SAE Technical Paper 730553. <http://papers.sae.org/730553/>
8. Nathans, Laura L., Oswald, Frederick L. & Nimon, Kim. (2012). *Interpreting Multiple Linear Regression: A Guidebook of Variable Importance*. Practical Assessment, Research & Evaluation, 17(9). Available online: <http://pareonline.net/getvn.asp?v=17&n=9> 2.
9. Nutramon, T. & Supachart, C. (2009). Influence of driving cycles on exhaust emissions and fuel consumption of gasoline passenger car in Bangkok. *Journal of Environmental Sciences*, 21(5), 604-611. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/S1001-0742\(08\)62314-1](http://dx.doi.org/10.1016/S1001-0742(08)62314-1)
10. Pīrs, V., Jesko, Ž. & Lāčeklis–Bertmanis, J. (2008). *Determination methods of fuel consumption in laboratory conditions*. Paper presented at the 7th International Scientific Conference "Engineering for Rural Development": Proceedings.
11. Rao, S. S. (2011). *Mechanical Vibrations*: Prentice Hall.

12. SAE. (1986). JOINT TMC/SAE FUEL CONSUMPTION TEST PROCEDURE - TYPE II: SAE International.
13. SAE. (1986b). JOINT TMC/SAE FUEL CONSUMPTION TEST PROCEDURE - TYPE II (pp. 29): SAE International.
14. Secretaría de Comunicaciones y Transporte (2015). *Ruta de Toluca, México a Monumento de la Raza, Distrito Federal*. Retrieved from http://aplicaciones4.sct.gob.mx/sibuac_internet/ControllerUI?action=cmdEscogeRuta
15. Tong, H. Y. & Hung, W. T. (2010). A Framework for Developing Driving Cycles with On-Road Driving Data. *Transport Reviews*, 30(5), 589-615. doi: 10.1080/01441640903286134
16. United States Environmental Protection Agency. (2013). Dynamometer Drive Schedules. From <http://www.epa.gov/nvfel/testing/dynamometer.htm>