



**REPÚBLICA DE CUBA**  
**MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**

**TRABAJO DE DIPLOMA EN OPCIÓN AL TÍTULO DE INGENIERO**  
**MECÁNICO**

**Título: La capacidad de aceleración y velocidad máxima: herramientas para la evaluación  
de remodelaciones.**

Autor: Ediel D. Pazos Díaz

Tutor(es): Dr. Ing. JOSÉ RAMÓN FUENTES VEGA.

Cienfuegos, 2022.

“Año 64 de la Revolución”

Declaratoria de autoridad

Declaro que soy el único autor de este trabajo de diploma titulado “**La capacidad de aceleración y el ciclo básico: herramientas para la evaluación de remodelaciones**”. Que constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución. Para que así conste firmamos la presente a los \_\_\_\_\_ días del mes de \_\_\_\_\_ del \_\_\_\_\_.

---

Autor: Ediel D. Pazos Díaz

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido revisado según acuerdo de la dirección de nuestro centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura referente a la temática señalada.

---

Información Científico Técnico Nombre y Apellidos. Firma.

---

Firma del Vice Decano.

---

Firma Tutor.

---

Sistema de Documentación y Proyecto. Nombre y Apellido. Firma.

## **Pensamiento**

Los científicos sueñan con hacer grandes cosas; los ingenieros simplemente las hacen.

James A. Michener.

## **Dedicatoria**

A mis padres, abuelos, tíos y a toda mi familia en general, que me han brindado todo su apoyo a lo largo de este arduo camino

## **Agradecimientos**

A toda mi familia ya que sin ellos llegar hasta aquí hubiese sido imposible.

A mis profesores por haberme instruido y formado como ingeniero.

A mi tutor por toda la ayuda brindada a pesar de todas las dificultades presentadas.

A todos mis amigos que me han acompañado durante estos 5 años.

En fin, a todos los que de una manera u otra hicieron posible la realización de esta meta.

Gracias por todo.

## **Resumen**

En el presente trabajo se aborda el análisis crítico de la Metodología de Ejecución de Cambios y Conversiones Automóviles del MITRANS y la elaboración de modelos matemáticos para la determinación teórica de importantes parámetros de valoración de las cualidades cinemáticas y dinámicas del automóvil, como son la velocidad máxima de movimiento, la capacidad máxima de aceleración y el recorrido y tiempo de impulso hasta una velocidad determinada.

El análisis crítico de la metodología se limita a la remotorización en sí, sin entrar a analizar los aspectos referidos a los cálculos de resistencia de materiales que ello entrañe. El análisis fue preciso y fundamentado y cumple con su función de señalar las vías de perfeccionamiento de la misma.

El modelo de determinación de la velocidad máxima, incluye el uso del modelo de determinación de la eficiencia mecánica de la transmisión, lo cual lo acerca más a las condiciones reales y brinda resultados muy favorables. Por su parte, el modelo de determinación de la aceleración máxima, elaborado sobre la base de la optimización de la reserva de fuerza tractiva, brinda también resultado favorables. Ambos son importantes parámetros de valoración del desempeño del vehículo y alcanzan errores relativos con relación a resultados experimentales inferiores al 5%.

Los modelos de recorrido y tiempo de impulso representan un punto de partida en el empeño de dotar a la metodología de parámetros efectivos de valoración del desempeño del vehículo, si bien requieren de un perfeccionamiento futuro.

## **Abstract**

This paper deals with the critical analysis of the MITRANS Automobile Changes and Conversions Execution Methodology and the elaboration of mathematical models for the theoretical determination of important parameters of evaluation of the kinematic and dynamic qualities of the automobile, such as the maximum speed. of movement, the maximum acceleration capacity and the distance and impulse time until a determined speed.

The critical analysis of the methodology is limited to the repowering itself, without going into the analysis of the aspects related to the calculations of resistance of materials that this entails. The analysis was precise and well-founded, and it fulfills its function of pointing out ways to improve it.

The maximum speed determination model includes the use of the transmission mechanical efficiency determination model, which brings it closer to real conditions and provides very favorable results. For its part, the model for determining the maximum acceleration, elaborated on the basis of the optimization of the tractive force reserve, also provides favorable results. Both are important parameters for assessing vehicle performance and reach relative errors in relation to experimental results of less than 5%.

The travel and impulse time models represent a starting point in the effort to provide the methodology with effective parameters for evaluating vehicle performance, although they require future improvement.

## Índice:

Introducción .....	1
Capítulo I: Estudios documentales.....	5
1.1.-Introducción.....	5
1.2.-Los motores de combustión interna como fuente energética en vehículos ligeros.....	5
1.2.1.-Las características exteriores de velocidad de los motores de combustión interna de los vehículos ligeros.....	5
1.2.2.-Los indicadores de elasticidad y los modelos de determinación teórica de las características exteriores de velocidad.....	6
1.3.-Lo básico de la dinámica vehicular.....	14
1.3.1.-Las fuerzas que actúan sobre el vehículo en movimiento.....	14
1.3.2.-La ecuación del movimiento. La determinación de la capacidad de aceleración como indicador de la dinámica vehicular.....	23
1.3.3.-La eficiencia mecánica de la transmisión.....	24
1.3.4.-La dinámica vehicular y el consumo de combustible.....	25
1.3.5.-La cinemática y la dinámica vehicular en la velocidad máxima de movimiento.....	29
1.4.-Los ciclos de movimiento. Su importancia.....	30
1.4.1.-Los ciclos de viaje desarrollados a nivel nacional e internacional. Sus características y limitaciones.....	30
1.4.2.-El Ciclo de Movimiento Básico Modificado.....	31
1.5.-La remodelación vehicular.....	32
1.6.-Conclusiones parciales.....	33
CAPÍTULO II: METODOLOGÍA DE TRABAJO.....	35
2.1.-Introducción.....	35
2.2.- Análisis crítico del epígrafe 2.1 de la “Metodología para la ejecución de cambios y conversiones a los automóviles” del MITRANS, referido a la remotorización de los automóviles.....	35
2.2.1.-Introducción.....	35
2.2.2.- Análisis de la Metodología para la remotorización de los automóviles.....	38
2.3.-Modelo para la determinación teórica de la velocidad máxima de movimiento.....	48
2.4.-Propuesta para la determinación de la capacidad de aceleración en vehículos ligeros de gasolina.....	51
2.5.-Conclusiones parciales.....	58
Capítulo III: Análisis de resultados.....	59
3.1.-Introducción.....	59
3.2.-Cálculo teórico de la velocidad máxima en vehículos de gasolina.....	60

3.3.-Validación de los modelos de determinación de la capacidad de aceleración. ....	61
3.4. Conclusiones parciales .....	66
Conclusiones generales .....	67
Recomendaciones.....	68
Bibliografía.....	69
Anexos	

# INTRODUCCIÓN

El sector del transporte es un alto consumidor de derivados del petróleo, recayendo sobre el transporte automotor, ligero y pesado, los mayores indicadores. Además de las mejoras constructivas y el adecuado servicio técnico, el uso racional de los medios constituye una de las fundamentales opciones para mejorar los indicadores que valoran su desempeño, entre ellos los económicos y de consumo de combustible. El uso racional de los medios de transporte se encuentra en dependencia de múltiples factores, entre otros:

- La óptima selección de los medios para el desarrollo de las labores económicamente prioritarias, constituye el primer paso para garantizar su uso racional.
- Seleccionado el vehículo e integrado a la flota, en cada proceso de transportación, es imprescindible seleccionar el vehículo adecuado entre las opciones de la flota, definir su composición, régimen de trabajo y ruta óptima para alcanzar los mejores indicadores técnico-económicos.
- Después de una prolongada explotación, aún con un buen servicio técnico y agotadas las posibilidades de reparación general, surge el imperativo de la remodelación, para devolverle al vehículo cualidades dinámicas y de consumo de combustible semejantes a las iniciales.

La remodelación es un procedimiento internacionalmente utilizado, que posibilita alargar los períodos de explotación de los vehículos automotores, aunque se dirige fundamentalmente a los vehículos pesados: ómnibus y camiones de diferente tipo. Es decir, a nivel internacional es menos usual en vehículos ligeros. El elevado costo de los vehículos pesados, obliga a las pequeñas y medianas empresas a la remotorización de sus unidades, como una vía más económica para el mantenimiento del servicio de transportación de cargas o pasajeros.

En nuestro país, el bloqueo y la situación económica internacional, han gravitado sobre la economía nacional, sobre las empresas, que, para uno u otro objetivo, poseen vehículos de transporte, y en última instancia sobre los propietarios particulares de vehículos. La necesidad del servicio de los vehículos automotores y la limitada importación de vehículos en el país, obligan a la remodelación vehicular. Adquiere así la remotorización, como forma más generalizada de la remodelación vehicular, características particulares en el país, al contemplar vehículos pesados y ligeros, incluyendo vehículos que fueron fabricados entre las décadas del 50-80.

Un procedimiento tan generalizado, a lo largo y ancho del país, que mal desarrollado, puede dar lugar a accidentes de tránsito con fatales consecuencias, requiere de una metodología, de obligatorio cumplimiento, que norme los procedimientos, cálculos y comprobaciones necesarias, para que las instancias pertinentemente designadas aprueben o no una opción de remodelación vehicular.

De tal modo, se emite en la Gaceta Oficial la Resolución 349/2019 “Reglamento para la realización de cambios y conversiones de vehículos de motor, remolques y semi-remolques (GOC-2019-854-075)”, la cual declara entre sus objetivos, “reglamentar los procesos para realizar cambios y conversiones a los vehículos de motor, remolques y semirremolques, pertenecientes a personas

jurídicas y naturales, garantizando que no se afecte la seguridad pasiva y activa de los mismos, definir las autoridades facultadas para aprobarlas, el expediente que se debe crear, la actualización de los títulos una vez realizadas estas acciones y su presentación ante el Registro de Vehículos a cargo del Ministerio del Interior”.

Como quiera que la Resolución 349/2019 no aborda los aspectos puramente técnicos, un grupo de especialistas del MITRANS elabora una “Metodología para la Ejecución de Cambios y Conversiones Automóviles”, que no sólo se limita a la remotorización, sino que aborda los requerimientos y cálculos necesarios para desarrollar otros tipos de remodelaciones vehiculares permitidas.

La metodología es un intento válido para establecer requerimientos generales y regularizar los procedimientos y cálculos imprescindibles. Como un primer intento, debe ser perfeccionada, atendiendo al intenso desarrollo de las tecnologías vehiculares, del conocimiento científico y a las experiencias de los profesionales que, a lo largo y ancho del país, desarrollan esta importante actividad.

Un análisis de las limitaciones de la mencionada metodología, nos mostrará las posibilidades de enriquecimiento de la misma.

Nuestra universidad, con una tradición de trabajos de investigación en la esfera del transporte y especialistas de experiencia, ha elaborado algunos resultados que pueden ser de utilidad para lograr una evaluación más integral y objetiva de las propuestas de remotorización.

En tal sentido, una de las cualidades más importantes de los vehículos automotores, es su capacidad de aceleración. En los vehículos ligeros es un indicador que no falta en las fichas técnicas, pues es una muestra de sus cualidades dinámicas, pero en los vehículos pesados, a pesar de no caracterizarse por poseer elevadas capacidades de aceleración, esta constituye un importante indicador también de sus cualidades dinámicas, tanto en vacío como con carga.

La determinación experimental de esta u otra cualidad es una tarea compleja, pues requiere de equipos de medición, metodologías de ensayo y personal especializado para realizarlos, en muchas ocasiones, inexistentes en las entidades autorizadas a evaluar las opciones de remotorización, o requiere de recursos tan complejos como el combustible, o la presencia física del vehículo, antes de remodelar y después de remodelado, lo cual no es posible, pues el informe técnico precede al desarrollo de la remotorización, según lo establece la Resolución 349/2019. Por tanto, se impone el análisis teórico.

El análisis teórico de la capacidad de aceleración es complejo, por cuanto la aceleración es una magnitud instantánea. Al variar la velocidad, varía la resistencia al movimiento, y sin cambio de marcha, varía la frecuencia de rotación del motor, y con ella los valores del torque en la característica exterior de velocidad del motor, a partir de los cuales se genera la fuerza tractiva para vencer las resistencias al movimiento, generando una reserva de fuerza tractiva, a partir de la cual se origina la aceleración del vehículo. Partiendo de lo anterior, se impone establecer los regímenes de impulso, los requerimientos para el cambio de marcha, definir las expresiones que posibiliten determinar la caída de velocidad durante el cambio de marcha, establecer los límites de integración y con ellos los indicadores que posibilitan evaluar la capacidad de aceleración.

Hay que trabajar entonces, en la definición de tres modelos, en vehículos ligeros: el que determina la máxima capacidad de aceleración, en cualquier marcha y el recorrido y tiempo de impulso hasta una velocidad determinada, que la mayoría de los autores define como 100 km/h.

El análisis de variantes de remodelación, requiere de la evaluación de los vehículos en condiciones predeterminadas. La ejecución de pruebas experimentales con estos fines, como se explicó anteriormente, es impracticable. Por ello, la evaluación vehicular en ciclos teóricos de viaje o movimiento, es el mejor modo de lograrlo. En tal sentido, los modelos previstos en este trabajo, con breves modificaciones, pueden formar parte de los modelos que componen el ciclo básico de movimiento.

Los ciclos de viaje o de manejo, son herramientas que se utilizan para solucionar problemas de ingeniería de las transportaciones y para analizar la influencia de determinados factores en los procesos reales. La mayoría de los ciclos de viaje o de manejo, no son modelados matemáticamente, sino que se basan en perfiles de velocidad, que reflejan el comportamiento de la velocidad en un grupo de vehículos seleccionados, de un tipo dado, durante determinados períodos de tiempo, reducidos a un período más o menos prolongado de tiempo y recorrido (Pérez Llanos & Quito Sinchi, 2018; Nyberg, 2015; Rosca, 2013; González Oropesa, 2005). Por tanto, no toman en cuenta la variedad de características constructivas de los vehículos y generalmente son elaboradas en grandes ciudades o autopistas, con condiciones viales y de tráfico, que los hacen inaplicables para otras condiciones.

En este sentido, se han desarrollado varios trabajos, entre los que podemos destacar los de Millo Carmenate (2003), Pérez Gálvez (2007), Del Sol Morales (2014) y Mirabal Consuegra (2015), en los cuales se ha buscado representar adecuadamente las condiciones reales de movimiento, funcionamiento y operación del vehículo.

Dentro de estos ciclos teóricos, Millo Carmenate (2003) propone un Ciclo Básico de movimiento que contempla las etapas básicas de movimiento: impulso desde el reposo hasta una velocidad determinada en marcha superior con los necesarios cambios de marcha, movimiento a velocidad constante durante un determinado recorrido, frenado intenso hasta velocidad cero y un tiempo estacionado con el motor en ralentí, en un tiempo que es un por ciento del tiempo total del ciclo. Este ciclo lo modifica con posterioridad Pérez Gálvez (2007), al incorporar un modelo para la determinación de la eficiencia mecánica de la transmisión y otro para la determinación de la velocidad mínima de movimiento estable ( $V_{\min}$ ), al cual denomina el Ciclo Básico Modificado. Contempla también las etapas fundamentales de movimiento, pero, se inicia con un proceso de impulso que va desde la  $V_{\min}$  hasta una velocidad predeterminada en la marcha superior, con los necesarios cambios de marcha. Posteriormente, una etapa de movimiento durante un recorrido predeterminado a velocidad constante; un período de frenado, primero con el freno motor, y después frenado intenso con el sistema de frenos. Finalmente, el ciclo contempla un trabajo en ralentí, con una duración porcentual relativa al tiempo total del proceso. Así, en cada etapa se determinan aceleraciones, recorridos, tiempos y consumo de combustible.

En tal sentido, el trabajo puede contribuir en el futuro a este objetivo.

Por último, la velocidad máxima es un importante indicador de las cualidades cinemáticas y dinámicas del vehículo, que casi siempre aparece en la ficha técnica del vehículo. No obstante, al cambiar el motor, cambian sus parámetros de salida, entre ellos la frecuencia de rotación y el

torque, por lo que la velocidad máxima del vehículo puede cambiar, incrementándose y afectando la estabilidad del vehículo o descendiendo y reduciendo las posibilidades de movimiento. Por ello, es necesario un modelo que posibilite su cálculo teórico con exactitud adecuada

### **Problema de investigación**

No están contempladas en la Metodología para la Ejecución de Cambios y Conversiones Automóviles del MITRANS todas las herramientas que permitan una evaluación integral y objetiva de las propuestas de remotorización en vehículos ligeros.

### **Hipótesis**

La introducción del cálculo teórico de los indicadores que valoran la capacidad de aceleración por un lado y la velocidad de movimiento máxima en marcha superior por el otro, van a contribuir al desarrollo de evaluaciones integrales y objetivas de los vehículos ligeros remotorizados.

### **Objetivo general**

Elaborar los modelos matemáticos que permitan la determinación de la velocidad máxima y los indicadores que valoran la capacidad de aceleración en los vehículos ligeros.

### **Objetivos específicos**

- Realizar un análisis crítico de la Metodología para la Ejecución de Cambios y Conversiones Automóviles del MITRANS.
- Proponer el modelo que posibilite la determinación de la velocidad máxima en vehículos ligeros de gasolina de carburación.
- Elaborar los modelos matemáticos que permitan la determinación de la capacidad máxima de aceleración y los tiempos y recorridos de impulso para alcanzar velocidades predeterminadas, tanto en el vehículo original como en el remodelado, como vía para evaluar la capacidad de aceleración de los mismos.

# CAPÍTULO I: ESTUDIOS DOCUMENTALES.

## 1.1.-Introducción.

El capítulo se inicia con un análisis de la fuente energética fundamental de los vehículos automotores: los motores de combustión interna, sus características exteriores de velocidad, los modelos que las determinan y las dificultades actuales en su definición. A continuación, un estudio de los fundamentos de la dinámica vehicular, los ciclos básicos de movimiento y por último, algunos aspectos de la remotorización vehicular.

## 1.2.-Los motores de combustión interna como fuente energética en vehículos ligeros.

1.2.1.-Las características exteriores de velocidad de los motores de combustión interna de los vehículos ligeros.

El movimiento de las máquinas automotrices es el resultado de la acción sobre ellas de diferentes tipos de fuerzas: fuerzas que favorecen su movimiento (motrices) y las que se oponen al mismo (resistencias), entre las cuales se encuentran: la resistencia al rodamiento ( $P_r$ ), la resistencia a la pendiente ( $P_\alpha$ ), la fuerza de inercia ( $P_i$ ), la resistencia aerodinámica ( $P_a$ ) y fuerza de resistencia del remolque (fuerza de tiro o resistencia en el gancho) ( $P_{gan}$ ), como las fundamentales.

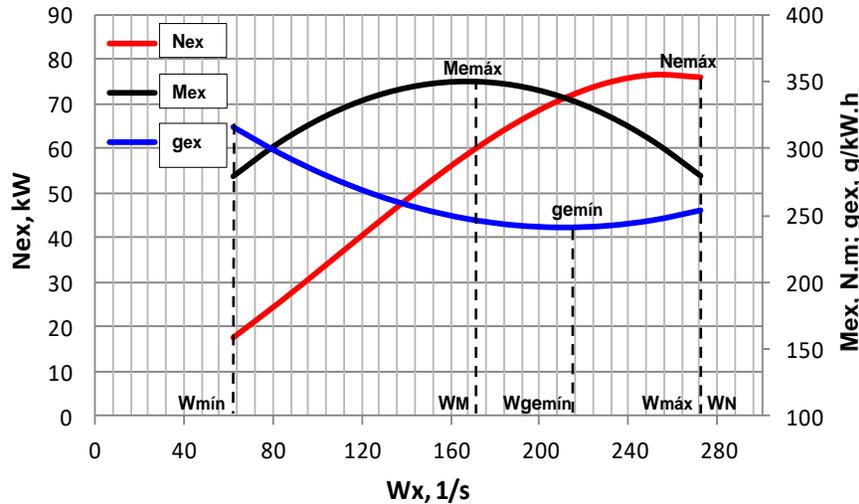
La principal fuerza motriz es la fuerza tractiva ( $P_t$ ), aplicada a las ruedas motrices. Se especifica principal, porque algunas fuerzas de resistencia pueden constituirse en fuerzas motrices en determinadas circunstancias, por ejemplo, la resistencia a la pendiente, cuando el vehículo se mueve por pendientes descendentes. Surge la fuerza tractiva, como resultado del trabajo de la fuente motriz-sistema de transmisión y de la interacción de las ruedas motrices con la vía.

Las mayores fuerzas tractivas que es capaz de entregar el vehículo, se obtienen para máximo suministro de combustible, en cada marcha y velocidad de movimiento. Para su determinación, se puede utilizar la característica exterior de velocidad del motor, la cual considera la dependencia de la potencia efectiva ( $N_{ex}$ ), del momento efectivo ( $M_{ex}$ ) y del consumo específico de combustible ( $g_{ex}$ ) en función de la frecuencia de rotación del cigüeñal ( $W_x$ ), para máximo suministro de combustible. (Fuentes Vega, et al, 2015).

En la [figura 1.1](#) está representada la característica exterior de velocidad de un motor de combustión interna diésel, y se señalan sus puntos característicos: frecuencia de rotación mínima y máxima ( $W_{mín}$ ,  $W_{máx}$ ), momento torsor máximo ( $M_{emáx}$ ), potencia máxima ( $N_{emáx}$ ) y consumo específico

mínimo ( $g_{emín}$ ). Las frecuencias de rotación que se corresponden con los parámetros  $N_{emáx}$ ,  $M_{emáx}$  y  $g_{emín}$ , se han señalado por  $W_N$ ,  $W_M$  y  $W_{gemín}$ , respectivamente.

La  $W_{mín}$  es la mínima frecuencia de rotación del cigüeñal para la cual el motor trabaja establemente bajo carga y no debe confundirse con la frecuencia de rotación en ralentí, que es una frecuencia de rotación mínima estable, pero trabajando el motor sin carga.



**Fig. 1.1 Característica exterior de velocidad de un motor diésel. Fuente: elaboración propia**

1.2.2.-Los indicadores de elasticidad y los modelos de determinación teórica de las características exteriores de velocidad.

Según Pérez Gálvez (2007), la fuente energética, representa el elemento principal en el costo de inversión del vehículo, y conjuntamente con el sistema de transmisión, definen los principales indicadores del vehículo: su régimen de velocidad, su capacidad de aceleración y su consumo de combustible, entre otros.

A pesar de los esfuerzos realizados en la búsqueda de nuevas fuentes y combustibles alternativos en los vehículos automotores, estas por excelencia siguen siendo los motores de combustión interna, diésel y de gasolina, mejorados en los últimos tiempos por la introducción de nuevas variantes de inyección de gasolina y de control electrónico de la inyección en los diéses (Common Rail) (Guerra Pérez, 2018).

Las características exteriores de velocidad, las parciales y de carga se han utilizado para evaluar el comportamiento de los motores de combustión interna en diferentes condiciones de carga y velocidad. Dada la heterogeneidad de las condiciones de explotación y los diversos regímenes de movimiento del vehículo, los motores se ven sometidos a condiciones variables de carga. Por eso, durante un elevado por ciento del tiempo, el motor trabaja a cargas parciales.

Las características exteriores de velocidad pueden ser obtenidas por vía experimental o teórica. La determinación experimental de las mismas en las bases de explotación del transporte no es factible económicamente, pues su utilidad y frecuencia de uso no justifican el alto costo de adquisición de los bancos de ensayo e instalaciones. Por otro lado, no existen expresiones que permitan determinar con exactitud adecuada las características parciales, ni medios que le permitan al conductor identificarlas en dependencia de la posición del pedal de suministro de combustible. Por esto, y porque representan las máximas potencialidades del motor, contra las cuales se pueden comparar los requerimientos del vehículo en determinadas condiciones de trabajo, es que la determinación teórica de las características exteriores de velocidad resulta fundamental para trabajos investigativos (Guerra Pérez, 2018).

Los parámetros, potencia efectiva máxima, momento efectivo o torque máximo, mínimo consumo específico de combustible y las respectivas frecuencias de rotación del árbol cigüeñal a que se alcanzan, son elementos importantes en la determinación de un sin número de indicadores, que sirven para valorar el desempeño del propio vehículo y cuan adecuada es una fuente energética para un vehículo en cuestión: potencia específica, capacidad de aceleración, capacidad de subir pendientes a partir del reposo, capacidades de aceleración en diferentes condiciones, peso máximo que puede traccionar el vehículo, velocidad máxima de movimiento, entre las más comúnmente conocidas (Aranzola Rodríguez, 2011).

Su determinación teórica se realiza tradicionalmente por las siguientes expresiones (Aragón Marrero, 1988; Litvinov & Farovin, 1989; Fuentes Vega et al., 2015):

$$N_{ex} = N_{em\acute{a}x} \cdot \left[ C_1 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right) + C_2 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^2 - C_3 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^3 \right] \quad (\text{kW}) \quad (1.1)$$

dónde:  $N_{ex}$  - es la potencia para una frecuencia de rotación  $W_x$  del motor, en 1/s.

$W_N$  - es la frecuencia de rotación del motor para potencia máxima, en 1/s

$C_1, C_2, C_3$  - son coeficientes empíricos adimensionales que dependen del tipo de motor (Ver expresiones 1.6-1.9).

De esta forma, el torque ( $M_{ex}$ ) para una frecuencia de rotación  $W_x$  del cigüeñal del motor, en 1/s:

$$M_{ex} = \frac{N_{ex} \cdot 10^3}{W_x} = M_{eN} \cdot \left[ C_1 + C_2 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right) - C_3 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] \quad (\text{N.m}) \quad (1.2)$$

$$\text{Siendo : } M_{eN} = \frac{N_{em\acute{a}x} \cdot 10^3}{W_N}$$

dónde:  $M_{eN}$  – torque para potencia máxima en característica exterior, N.m.

No es de interés para los fines del presente trabajo, la determinación teórica del consumo específico en característica exterior de velocidad.

Para la determinación de los coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$ , se necesitan determinar los índices de elasticidad del motor, los cuales de por sí, se utilizan para la valoración de las cualidades de los motores y predecir el comportamiento del propio vehículo.

El **índice de elasticidad de torque** se designa por  $e_M$  y se expresa por la relación entre el torque

máximo ( $M_{e\text{máx}}$ ) y el torque a potencia máxima ( $M_{eN}$ ): 
$$e_M = \frac{M_{e\text{máx}}}{M_{eN}} \quad (1.3)$$

La elasticidad de torque expresa el grado de adaptación del motor a los cambios de carga, es decir, en qué medida el motor asimila el cambio de carga sin una brusca reducción de su régimen de funcionamiento. Sus valores promedios más actuales son:

**Tabla 1.1. Valores promedios del coeficiente de elasticidad de torque. Fuente: [Miranda Molina, 2021](#)**

Tipo de motor	$e_M$
-motores de gasolina	1.06 - 1.25
-motores diésel	1.08 - 1.32

Estos valores actualizados con una amplia base de datos de vehículos pesados y otra, no tan amplia de vehículos ligeros, muestra indicadores de elasticidad de torque mayores en motores diésel, si bien los valores más frecuentes se encuentran entre 1.16-1.25. No obstante, ello indica en la necesidad de ampliar la base de datos de vehículos ligeros, pues tradicionalmente los motores de gasolina se han caracterizado por mayores índices de elasticidad de torque que los motores diésel.

El **índice de elasticidad de frecuencia de rotación** del cigüeñal, se designa por  $e_n$  y se determina

por la relación: 
$$e_n = \frac{W_N}{W_M} \quad (1.4)$$

**Tabla 1.2. Valores promedios del coeficiente de elasticidad de frecuencia de rotación. Fuente: [Miranda Molina, 2021](#)**

Tipo de motor	$e_n$
-motores de gasolina	1.225 – 2.00
-motores diésel	1.400– 2.00

En el caso de este indicador no se obtienen diferencias notables con lo establecido con anterioridad ( $e_n = 1.3-2.0$  para ambos tipos de motores), aunque si se establece una diferencia entre los rangos de gasolina y diésel.

El motor que se distingue por un valor mayor del índice de elasticidad de frecuencia de rotación, posee un mayor rango fundamental de trabajo del motor y tendrá mejores cualidades para la tracción para igual número de marchas.

El **índice de elasticidad total** del motor se expresa por:  $E = e_M \cdot e_n$  (1.5)

**Tabla 1.3. Valores promedios del coeficiente de elasticidad total. Fuente: [Miranda Molina, 2021](#)**

Tipo de motor	E
-motores de gasolina	1.29 – 2.50
-motores diésel	1.51– 2.64

Para fines de tracción, el mejor motor es aquel que posea mejores índices de elasticidad total.

Como ya se expresó, a partir del concepto de elasticidad pueden determinarse por cálculo los coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$  utilizados para la determinación teórica de la característica exterior de velocidad (ecuación 1.1 y 1.2).

[Aragón Marrero \(1988\)](#), propone las siguientes ecuaciones:

- para los motores de gasolina:

$$C_1 = \frac{E \cdot e_n - 3e_n + 2}{(e_n - 1)^2}; \quad C_2 = \frac{3e_n^2 - 2e_n \cdot E - 1}{(e_n - 1)^2}; \quad C_3 = \frac{2e_n^2 - E \cdot e_n - e_n}{(e_n - 1)^2} \quad (1.6)$$

- para los motores diesel:

$$C_1 = \frac{E \cdot e_n - 2E + 1}{(e_n - 1)^2}; \quad C_2 = \frac{2E - 2e_n}{(e_n - 1)^2}; \quad C_3 = \frac{E \cdot e_n - e_n^2}{(e_n - 1)^2} \quad (1.7)$$

[Litvinov & Farovin \(1989\)](#), proponen por su parte las siguientes:

- para motores diésel:

$$C_1 = 1 - \frac{A_{Me}}{100} \cdot \frac{e_n(2 - e_n)}{(e_n - 1)^2}; \quad C_2 = 2 \cdot \frac{A_{Me}}{100} \cdot \frac{e_n}{(e_n - 1)^2}; \quad C_3 = \frac{A_{Me}}{100} \cdot \left( \frac{e_n}{e_n - 1} \right)^2 \quad (1.8)$$

- para motores de gasolina:

$$C_1 = 2 - \frac{25}{A_{Me}}; \quad C_2 = \frac{50}{A_{Me}} - 1; \quad C_3 = \frac{25}{A_{Me}} \quad (1.9)$$

$$A_{Me} = \frac{(M_{emax} - M_{eN}) \cdot 100}{M_{eN}} = \left( \frac{M_{emax}}{M_{eN}} - 1 \right) \cdot 100 = (e_M - 1) \cdot 100$$

Dónde:  $A_{Me}$  es el denominado **Coefficiente de Adaptabilidad del Motor.**

En el caso de los coeficientes de los motores diésel, las expresiones de Litvinov & Farovin y Aragón brindan iguales resultados, pues son dos formas de representar lo mismo, por lo que se debe utilizar una de las dos. El hecho de brindar dos posibilidades de determinación de los coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$  en gasolina, se debe a que se trata de un cálculo teórico de la característica exterior, y que como tal puede o no aproximarse a la característica real, por lo cual debe buscarse el método más exacto. La comprobación se realiza a partir de los valores de  $M_{e \text{ máx}}$  y  $W_M$  que se obtienen de la literatura técnica.

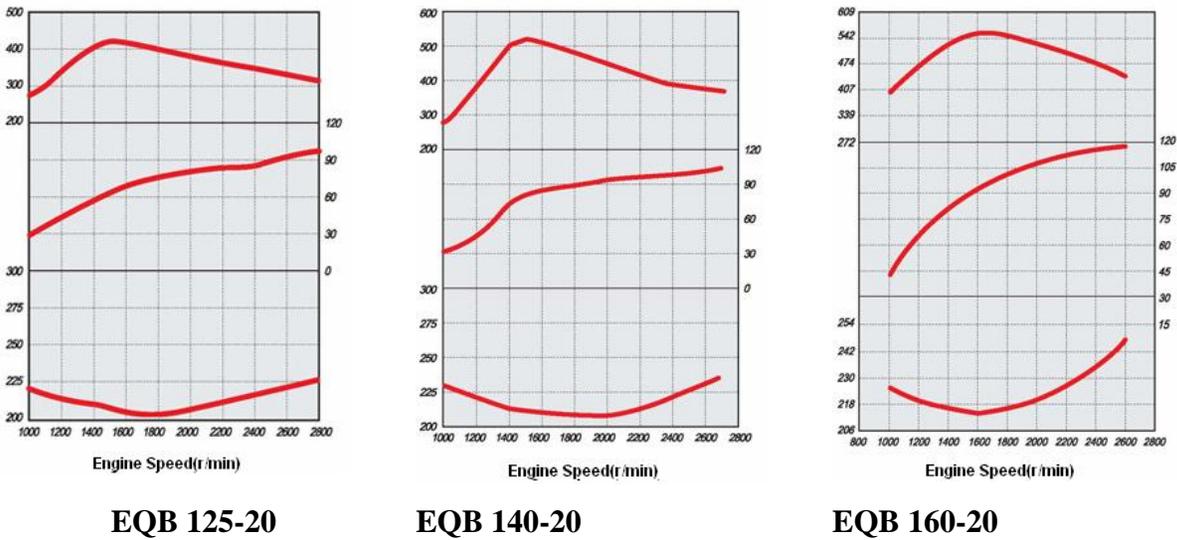
Los valores de  $M_{emáx}$  y  $N_{emáx}$  que brinda el fabricante hay necesidad de afectarlos por un coeficiente de corrección, el cual toma en consideración que los mismos se han obtenido en bancos de pruebas de motores, cumpliendo estándares internacionales según el país de procedencia, los cuales prescriben el desarrollo de las pruebas prescindiendo de uno u otro componente del motor, por ello, los parámetros de salida en el vehículo se diferencian de los que indica el fabricante en su documentación (Ver [tabla 1.4](#)).

**Tabla 1.4 Valores normados de  $K_c$ . Fuente: Del Sol Morales, 2014**

Tipo de norma:	$K_c$
GOST (Rusia y Europa del Este)	0,93-0,95
DIN (Alemania)	0,95-0,96
SAE (Estados Unidos)(vieja)	0,86-0,88
SAE (Estados Unidos) (nueva)	0,95-0,96
ISO (Japón)	0,95-0,96

La dificultad fundamental que se confronta en la actualidad con la determinación teórica de la característica exterior de velocidad radica en que los nuevos motores, o sea, los motores de control electrónico de la inyección diésel (Common Rail), y en menor medida, los de inyección de gasolina, poseen características exteriores de velocidad que se diferencian notablemente de las correspondientes a los motores convencionales. De tal modo, que no existen ecuaciones generales capaces de modelar su comportamiento. Esto obliga en ocasiones a poseer la gráfica de la característica exterior de velocidad, para con la ayuda de un software, encontrar las dependencias

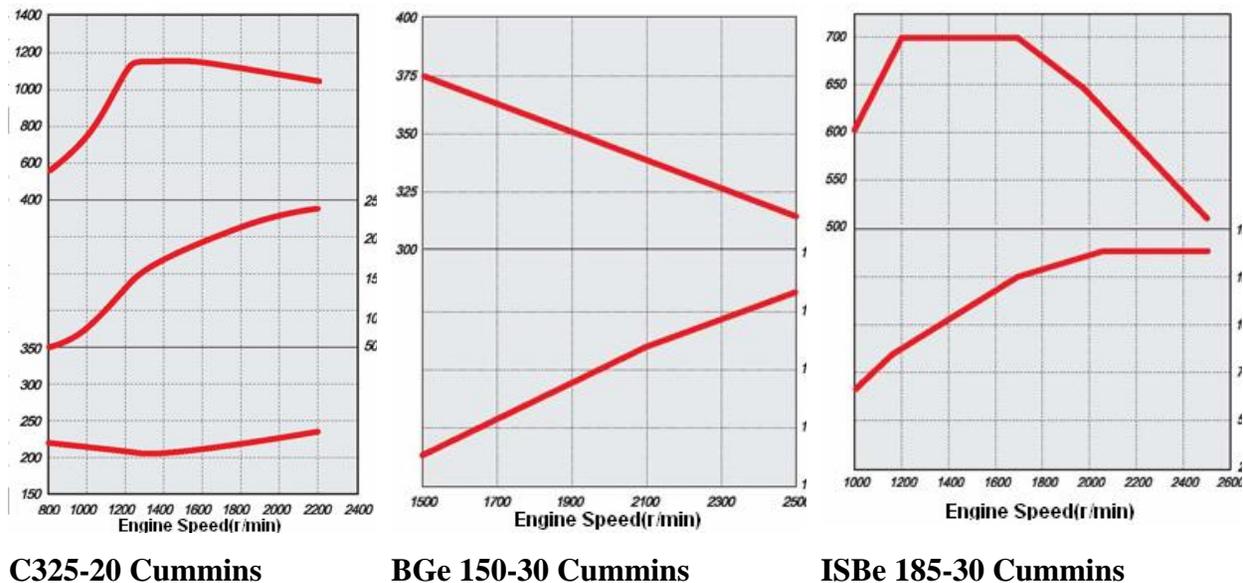
de potencia y torque contra frecuencia de rotación que la definen. La [figura 1.2](#) nos muestra las diferencias que se establecen entre las diferentes variantes de un mismo motor Cummins.



**Fig. 1.2. El mismo motor Cummins con diferente regulación de suministro de combustible.**

**Fuente: FD Power, 2007**

Veamos ahora, en la [figura 1.3](#), las diferencias que se establecen entre motores diferentes, aún dentro de la misma firma Cummins.

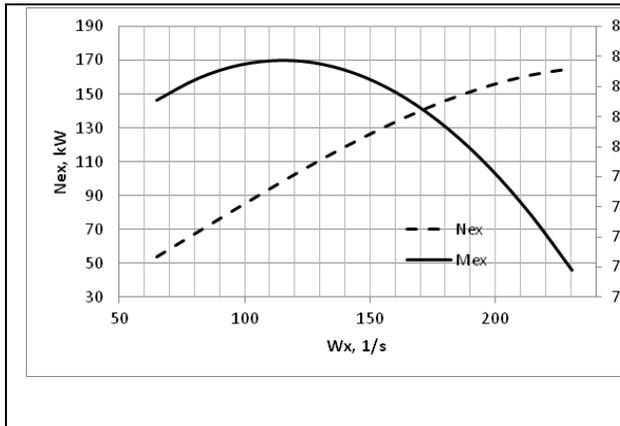


**Figura 1.3 Características exteriores de velocidad de diferentes motores Common Rail.**

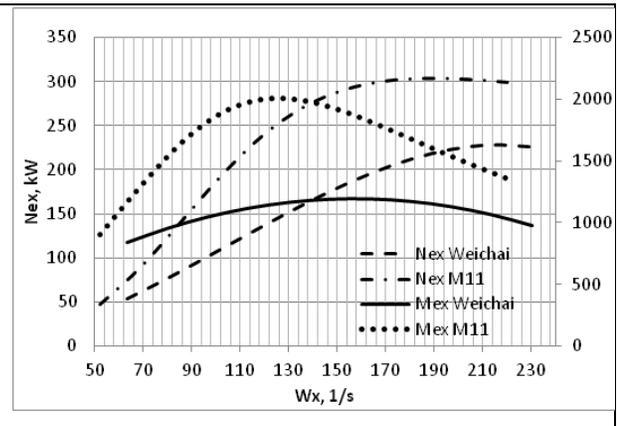
**Fuente: FD Power, 2007**

La [figura 1.4](#), muestra la característica exterior de velocidad de un motor diesel convencional moderno, el motor Kamaz 740.31 del camión Kamaz 43253, recientemente adquirido por el país.

Pueden apreciarse las notables diferencias de comportamiento en relación con las características de los Common Rail mostrados anteriormente.



**Fig. 1.4. Característica exterior de velocidad del motor Kamaz 740.31. Fuentes Vega et al., 2017<sup>a</sup>**



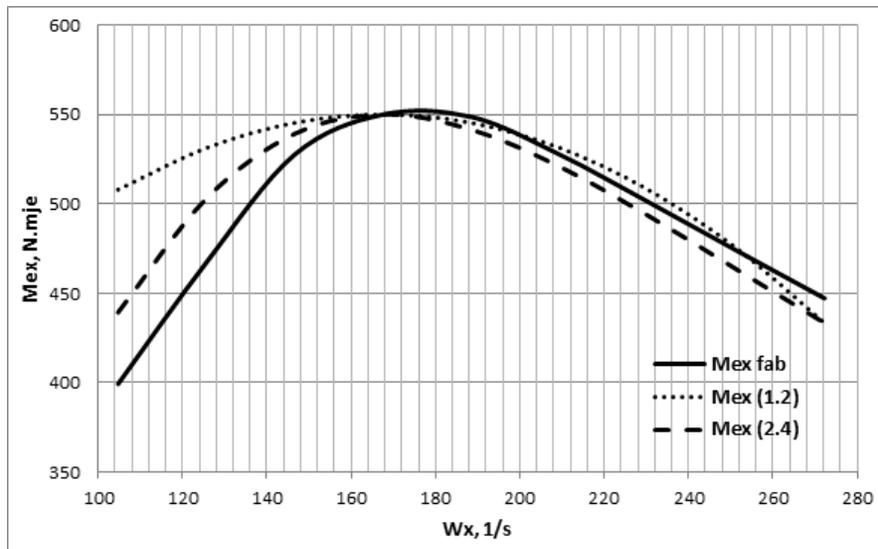
**Fig. 1.5. Característica exterior de velocidad del motor Cummins M11 y del Weichai 615.44. Fuentes Vega et al., 2017<sup>b</sup>**

La [figura 1.5](#) por su parte, muestra la comparación entre un motor Common Rail M11, de la firma Cummins y un motor diésel convencional moderno Weichai 615.44. Entre ambos hay diferencias en los parámetros de salida, favorables al Cummins M11, pero hay semejanza en las curvas de comportamiento, si bien las pendientes en la curva de torque del M11 son más pronunciadas que en el motor diésel convencional. Esto fue analizado en la tesis de maestría de [Aranzola Rodríguez \(2011\)](#), en una base amplia de motores diésel, razón por la cual propone, como modelo alternativo a las expresiones mostradas de Aragón Marrero y Litvinov & Farovin, el siguiente:

$$M_{ex} = M_{em\acute{a}x} \cdot \frac{a \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)}{1 + b \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right) + c \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^2} \quad (1.10)$$

$$a = \frac{(e_n - 1)^2}{e_M - 1}; \quad b = \frac{e_n^2 + 1 - 2 \cdot E}{e_M - 1}; \quad c = e_n^2 \quad (1.11)$$

A continuación, en la [figura 1.6](#) se muestra la curva de torque del motor Cummins EQB 160-20, suministrada por el fabricante y la curva de torque calculada por la [expresión 1.2](#) y la determinada por la [expresión 1.10](#), propuesta por Aranzola Rodríguez.



**Fig. 1.6 Característica exterior de velocidad del Cummins EQB 160-20. Fuente: Guerra Pérez, 2018.**

Puede notarse que las mayores diferencias se presentan a frecuencias de rotación por debajo del torque máximo. Esto se debe a que las expresiones de Aragón Marrero y Litvinov & Farovin, fueron hechas sobre la base de motores convencionales, en los que existe una fuerte influencia del régimen de velocidad del motor sobre la presión de inyección del combustible en los motores diésel. En los motores diésel Common Rail, la presión es más elevada y se hace más independiente de la frecuencia de rotación, mientras que la entrega de combustible se gobierna por un microprocesador, que recibe información de un conjunto de sensores que miden temperaturas y presiones en diferentes puntos y la composición de los gases de escape, entre otros. De ahí la diferencia de comportamiento.

Para realizar el cálculo teórico de la característica exterior de velocidad es necesario definir el rango de trabajo del motor, es decir, su frecuencia de rotación máxima y mínima. Esta última, como se expresó anteriormente, no debe confundirse con la frecuencia de rotación de ralentí, pues se trata de la frecuencia de rotación mínima que garantiza el funcionamiento estable del motor bajo carga. La frecuencia de rotación máxima ( $W_{m\acute{a}x}$ ), como se ha concebido tradicionalmente, viene dada por las expresiones:

$$W_{m\acute{a}x} = W_N \quad \text{Para motores diésel} \quad (1.12)$$

$$W_{m\acute{a}x} = W_N \cdot (1.1 - 1.2) \quad \text{Para motores de gasolina} \quad (1.13)$$

Debemos aclarar que en los motores diésel actuales, no se cumple la condición que se muestra en la [expresión 1.12](#), puesto que la frecuencia de rotación máxima es mayor que correspondiente a potencia máxima, pero no se ha establecido un rango estándar para asumir su valor.

La velocidad mínima de movimiento estable ( $V_{\min}$ ), para vehículos pesados se determina a partir de la expresión propuesta por [Mirabal Consuegra \(2015\)](#):

$$V_{\min} = \frac{1}{a \cdot \left( \frac{e_M}{i_{ci} \cdot r_d} \right) + b} \quad (1.14)$$

Dónde:  $a = 0.012977157$ ;  $b = -0.0032441348$

En el caso de los vehículos ligeros [Miranda Molina \(2021\)](#), propone para los vehículos ligeros la siguiente expresión:

$$V_{\min} = a \left[ 0.04 \left( \frac{e_M \cdot r_d}{e_n \cdot i_{ci}} \right) \right]^b \quad (1.15)$$

Dónde:  $a = 0.18065068$

$b = -1$

El radio dinámico se determina por la conocida expresión:

$$r_d = \left[ \frac{D_0}{2} + b_o \cdot (1 - \lambda) \right] \cdot 0.0254 \quad (1.16)$$

Dónde:  $D_0$ ,  $b_o$ - son correspondientemente, el diámetro de la llanta y el ancho del perfil del neumático, ambos en pulgadas en esta expresión.

$\lambda$ - es el coeficiente de deformación radial del neumático, siendo  $\lambda = 0.09-0.11$  para vehículos pesados y  $\lambda = 0.12-0.14$  para vehículos ligeros

### 1.3.-Lo básico de la dinámica vehicular.

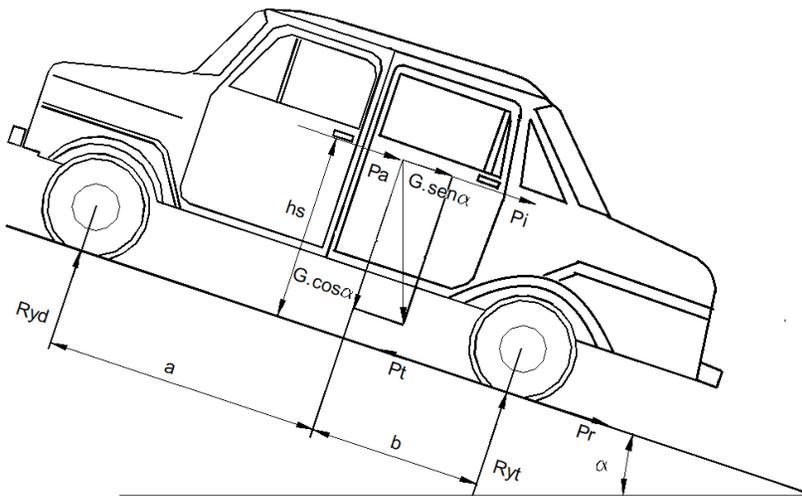
1.3.1.-Las fuerzas que actúan sobre el vehículo en movimiento.

Según [Cabrera Montiel \(2015\)](#), el estudio de la dinámica vehicular puede realizarse a dos niveles: el empírico y el analítico. El conocimiento empírico se basa en el procedimiento prueba y error, el cual nos permite identificar qué factores afectan a sus características dinámicas, de qué modo y bajo qué condiciones. Este método puede conducirnos con frecuencia a conclusiones erróneas. Sin un conocimiento de las leyes de la Mecánica, de como los cambios en el diseño o en las propiedades del vehículo afectan a su desempeño, la extrapolación de pasadas experiencias a nuevas condiciones de funcionamiento, puede introducir factores desconocidos que conduzcan a resultados contradictorios

Por este motivo, los ingenieros prefieren una aproximación analítica al problema, que posibilite describir el comportamiento mecánico del vehículo, a partir de las conocidas leyes de la Física y

mediante un modelo analítico. En los casos más simples, estos modelos pueden ser representados mediante ecuaciones algebraicas o diferenciales, que relacionan fuerzas o movimientos de interés con las acciones de control ejercidas sobre el vehículo. Estas ecuaciones nos permitirán evaluar la influencia de cada una de las propiedades del vehículo en el fenómeno bajo estudio. La existencia del modelo posibilita así mismo la ponderación de los diversos factores, el modo en el que actúan y bajo qué condiciones lo hacen. En definitiva, el modelo proporciona al diseñador una capacidad predictiva, de modo que pueda introducir los cambios necesarios con el fin de lograr unas determinadas prestaciones en el vehículo. (Alghassab, M., et al., 2016).

Para la modelación matemática de los ciclos de movimiento del vehículo, se parte de las ecuaciones que describen las fuerzas actuantes sobre el mismo, en su interacción con la fuente energética y el sistema de transmisión, básicas también para la determinación de sus indicadores dinámicos y de consumo. Con el desarrollo de la actividad científica estas expresiones evolucionan, y es preciso, un estudio de las propuestas más acertadas en función de los objetivos del trabajo. Para comenzar este estudio, en la figura 1.6 se representan las fuerzas que actúan sobre un vehículo ligero en la condición más general del movimiento, es decir, subiendo pendientes y con aceleración:



**Fig. 1.7 Fuerzas que actúan sobre un vehículo ligero que se mueve por una pendiente ascendente con velocidad variable. Fuente: Miranda Molina, 2021**

En la figura:  $G$ ,  $G \cdot \sin \alpha$ ,  $G \cdot \cos \alpha$ - peso total de la máquina automotriz equipada completamente y sus componentes, paralela a la superficie de apoyo y perpendicular a la misma, respectivamente.  
 $h_s$ ,  $a$ ,  $b$ - coordenadas que determinan la posición del centro de gravedad.  
 $R_{yd}$ ,  $R_{yt}$ - reacciones del camino en las ruedas delanteras y traseras respectivamente, normales a la superficie de apoyo.  
 $P_r$ - Fuerza de resistencia al rodamiento.  
 $P_a$ - componente longitudinal de la resistencia total del aire.  
 $P_i$ - Fuerza total de inercia durante el movimiento no uniforme.  
 $P_t$ - fuerza tractiva.  
 $\alpha$ - ángulo de inclinación de la vía.

**La fuerza de inercia** ( $P_i$ ) surge debido a la aceleración lineal del vehículo y angular de sus piezas y mecanismos en movimiento de rotación. Está aplicada en el centro de masa del vehículo, en

sentido contrario a la aceleración del sistema y se expresa según:  $P_i = \frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt}$ ; N (1.17)

Donde:  $g$  – es la aceleración de la gravedad,  $m/s^2$

$dV/dt$  – es la aceleración del vehículo,  $m/s^2$

$\delta_i$  – es el coeficiente de las masas reducidas, que contempla el efecto de las masas en rotación no uniforme sobre la aceleración lineal del vehículo.

En el valor de  $\delta_i$  tienen gran influencia la inercia del volante, de las ruedas y de los elementos fundamentales del sistema de transmisión, cabe mencionar que varios autores (Ilarionov, 1985; Litvinov, 1989 & Pacejka, 2006) desprecian su influencia. La experiencia demuestra que, su valor en vehículos diferentes con transmisiones similares, no varía en amplios límites, por ello es factible la utilización de expresiones empíricas (Ver tabla 1.5).

**Tabla 1.5 Expresiones empíricas del coeficiente de las masas reducidas. Fuente: Pérez Gálvez, 2007**

	Expresión	Referencia	Año
1.	$\delta_i = 1.04 + \frac{0.05}{i_{si}^2}$ Para automóviles $\delta_i = 1.15 + \frac{0.01}{i_{ci}^2}$ Para tractores	D. A. Chudakov	1977
2.	$\delta_i = 1 + \delta_1 + \frac{\delta_2}{i_{si}^2}$ ; $\delta_1 = 0.03 - 0.05$ ; $\delta_2 = 0.04 - 0.06$	G. V. Maksapetian	1983
3.	$\delta_i = 1 + \left( \delta_1 + \frac{\delta_2}{i_{si}^2} \right) \cdot \frac{G}{G_p}$ ; $\delta_1 \approx \delta_2 \approx 0.03 - 0.05$	V. A. Ilarionov	1985
4.	$\delta_i = 1 + \delta_1 + \frac{\delta_2}{i_{si}^2}$ ; $\delta_1 \approx \delta_2 \approx 0.04$	A. C. Litvinov	1989
5.	$\delta_i = a_o + a_1 \cdot \arctg\left(\frac{a_2}{V^3}\right)$ ; $a_o; a_1; a_2$ Coeficientes de la regresión, según tipo de vehículo.	C.R. Bennet	2001

Donde:  $i_{si}$  – es la relación de transmisión de la caja de velocidad del vehículo.

$G_p$  – es el peso propio del vehículo, N

$V$  – es la velocidad de movimiento, m/s

Como puede observarse la 5ta expresión es específica para algunos tipos de vehículos. El resto de las expresiones se diferencian muy poco, por lo que se adopta la siguiente:

$$\delta_i = 1.04 + \frac{A_\delta}{i_{si}^2} \quad (1.18)$$

Dónde:  $A_\delta = 0.04-0.06$ , siendo sus valores menores para vehículos ligeros y los mayores para pesados. Se denomina como **resistencia al camino** ( $P_c$ ), a la resultante de la suma vectorial de la resistencia al rodamiento ( $P_r$ ) y la componente longitudinal del peso en vías inclinadas o resistencia a la pendiente ( $P_\alpha$ ), razón por la cual no aparece en el diagrama del sólido rígido.

$$P_c = P_r + P_\alpha \quad (1.19)$$

**La resistencia a la pendiente**, cuando la pendiente es positiva es una resistencia y en pendiente negativa se convierte en una fuerza motriz, o sea, se encuentra a favor del movimiento. Se expresa según:  $P_\alpha = G \cdot \text{sen}\alpha$ ; (N) (1.20)

**La resistencia al rodamiento**, se obtiene como resultado del producto de la carga normal aplicada a las ruedas por el coeficiente adimensional de resistencia al rodamiento ( $f$ ), que toma en cuenta tanto las pérdidas por deformación no elástica del neumático como de la superficie de apoyo.

$$P_r = f \cdot G \cdot \cos\alpha; \text{ (N)} \quad (1.21)$$

Sustituyendo 1.20 y 1.21 en 1.19, la resistencia al camino se expresa de la siguiente forma:

$$P_c = P_r + P_\alpha = G \cdot f \cdot \cos\alpha + G \cdot \text{sen}\alpha = G \cdot (f \cdot \cos\alpha + \text{sen}\alpha) = G \cdot \psi \quad (1.22)$$

Dónde:  $\psi$  es el denominado coeficiente de resistencia al camino. Por su simplicidad,  $P_c = f(\psi)$  se utiliza mucho en desarrollos matemáticos de diversos fines.

En función de la pendiente puede expresarse  $P_c$  según:  $P_c = \frac{G \cdot (f + p)}{\sqrt{1 + p^2}}$ ; (1.23)

Dónde:  $p$  es la pendiente de la vía en por ciento. Para pendientes menores del 10%, la [expresión 1.23](#) puede simplificarse según:  $P_c = G \cdot (f + p)$  (1.24)

El coeficiente de resistencia al rodamiento depende de un gran número de factores, entre los que se encuentran: el tipo y estado de la superficie de apoyo, la carga aplicada sobre las ruedas, la velocidad de movimiento, la temperatura y presión interna del neumático, el tipo de neumático, su estado y sus características constructivas. La [tabla 1.6](#) muestra expresiones empíricas del coeficiente  $f$  y de  $P_r$ :

**Tabla 1.6 Expresiones empíricas para la determinación del coeficiente de resistencia al rodamiento y la resistencia al rodamiento. Fuente: Pérez Gálvez, 2007**

	Expresión	Referencia	Año
1.	$P_r = \frac{k_{cm} \cdot R_y^2}{D_o} \cdot \sqrt{\frac{h_o}{b_o}};$	I. Evans	1954
2.	$f = 0.0165 + 0.0001 \cdot (V - 50)$	G. V. Maksapetian	1970
3.	$f = 0.86 \cdot \sqrt{\frac{G_r}{k_{cv} \cdot D_o^2 \cdot b_o}}$ Para rueda metálica conducida	Grandvoine-Goriachkin (D. A. Chudakov)	1977
4.	$f = f_0 + K_f \cdot V^2$	J. A. Gregorie	1978
5.	$f = 0,006 + 0,23 \times 10^{-6} \cdot V^2$ ; neumático radial $f = 0,007 + 0,45 \times 10^{-6} \cdot V^2$ ; neumático diagonal	L. Segel	1984
6.	$f = f_o \cdot \left(1 + \frac{V^2}{1500}\right)$	V. A Ilarionov	1985
7.	$f = \frac{(32 + V)}{2800}$		
8.	$P_r = C_{R2} \cdot (b_{11} \cdot n_r + C_{R1} \cdot (b_{12} \cdot \frac{G}{g} + b_{13} \cdot V^2))$	D. C. Biggs	
9.	$f = f_0 + K_f \cdot V^2$ ; $K_f = 7 \cdot 10^{-6}$	A. S. Litvinov	1989
10.	$f = (0,0041 + 0,000041 \cdot V) \cdot Ch$ ; neumático radial $f = (0,0066 + 0,000046 \cdot V) \cdot Ch$ ; <u>neumático diagonal</u>	P. D. Cenek	1991
11.	$f = f_o \cdot (1 + V / 44.7)$	T. Gillespie	1992
12.	$f = (c_{r1} + c_{r2} \cdot V)$	M. Petterson	1996
13.	$P_r = 9.8066 \cdot f_o \cdot (c_{f1} \cdot v + c_{f2}) \cdot G / 1000$	Rakha, Lucic	2001
14.	$f = f_{iso} + 0.0000945 \cdot (V^2 - V_{iso}^2) - 0.0154 \cdot (V - V_{iso})$	T. Sandberg (Michelin)	
15.	$f = k_2 + k_3 \cdot V^n$	J. Y. Wong	
16.	$P_r = p_n \cdot R_y \cdot (a_r + b_r \cdot V + c_r \cdot V^2)$	K. J. Kelly	2002
17.	$f = G_r \cdot (0,04 + 1,2 / C_N)$	M. Saarilahti (Wisner&Luth 1973)	
18.	$f = G_r \cdot (0.017 + 0.453) \cdot N_{Cl}$	M. Saarilahti (Maclaurin's 1990)	
19.	$f = 0.01 \cdot (1 + V / 100)$	M. Coyle (Gillespie 1999)	
20.	$f = f_o + 3.24 \cdot f_s \cdot (V / 100)^{2,5}$	M. Coyle (Institute of Technology in Stuttgart)	
21.	$f = f_o \cdot (1 + 6.5 \cdot 10^{-4} \cdot V^2)$	T. Georgiev	2003

### Nomenclatura:

- $D_o, b_o, h_o$  -Diámetro de la llanta, ancho y altura del perfil del neumático, respectivamente.
- $k_{cm}$  -Constante que depende del material de la rueda.
- $k_{cv}$  -Coeficiente de compresión volumétrica del suelo.
- $K_f$  -Coeficiente que toma en cuenta la dependencia de  $f$  con la velocidad.
- $C_{R1}, C_{R2}$  -Factores de resistencia a la rodadura de la rueda y de la superficie, respectivamente.
- $b_{11}, b_{12}, b_{13}$  - Parámetros del modelo matemático de Bigss.
- $n_r$  -Número de ruedas.
- $N_{CI}$  -Coeficiente que depende del índice de conicidad de los neumáticos.
- $C_h$  - Coeficiente según el tipo de superficie de apoyo.
- $c_{r1}, c_{r2}$  - Coeficientes que dependen del tipo de neumático y la presión de inflado, respectivamente.
- $c_{f1}, c_{f2}$  -Coeficientes que dependen de la velocidad y del neumático.
- $f_{iso}$  - Coeficiente  $f$ , según ISO 9948, a la velocidad especificada por la norma ( $V_{iso}$ ).
- $k_1, k_2$  -Coeficientes que dependen del tipo de neumático.
- $a_r, b_r, c_r$  - Coeficientes del modelo.
- $G_r$  -peso del remolque.
- $f_s$  - Coeficiente de resistencia a la rodadura que considera el efecto de la velocidad.
- $R_y$  - Carga que recae sobre la rueda.
- $p_n$  - Presión de inflado.

Con respecto a estas expresiones, se desechan aquellas que son específicas para ruedas metálicas o macizas, las que son específicas para aplicaciones agrícolas o para un tipo determinado de neumático, las que no toman en cuenta la velocidad, el tipo de neumático y el estado de la superficie de apoyo y las que dependen de valores experimentales que no se encuentran en la literatura con la amplitud necesaria. En la práctica se seleccionan los valores de  $f$ , según las condiciones viales, a partir de valores tabulados para bajas velocidades ( $f_o$ ), para después incluir el efecto de la velocidad en el mismo. Por ello, la expresión más adecuada de  $f$ , para los fines del trabajo, es la 9, utilizada con buenos resultados en varios trabajos de investigación. (Pérez Gálvez, 2007; Pérez Gálvez, et al., 2010; Fuentes Vega, et al., 2015 & Mirabal Consuegra, 2015, Miranda Molina, 2021). Por tanto,  $P_c$  se expresa por:

$$P_c = G \cdot (f + p) = G \cdot (f_o + k_f \cdot V^2 + p) = G \cdot \psi_o + G \cdot k_f \cdot V^2 ; (N) \quad (1.25)$$

Dónde:  $\psi_o = f_o + p$ , factible de medirse en experimentos de carretera con una 5ta rueda.

Las fuerzas aerodinámicas elementales que actúan en cada punto de la superficie de un vehículo, son diferentes en magnitud y dirección, por tanto, el conjunto de estas puede ser representado por la fuerza aerodinámica total. La proyección de esta en la dirección del movimiento, es la denominada **resistencia aerodinámica** ( $P_a$ ); siendo la ecuación básica para su cálculo ([Fuentes Vega, et al., 2015](#)):

$$P_a = \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot V_r^2; \text{ (N)} \quad (1.26)$$

Donde:  $V_r$  - velocidad relativa del vehículo respecto al aire, m/s.

$\rho$ - densidad del aire, kg/m<sup>3</sup>

F - área frontal proyectada del vehículo en un plano perpendicular a la dirección del movimiento, m<sup>2</sup>

$C_D$  –coeficiente de resistencia aerodinámica.

El área frontal proyectada también puede calcularse, si no se conoce el dato del fabricante, con ecuaciones aproximadas, o puede ser hallada por medios experimentales, mediante la siguiente expresión:  $F = m_a \cdot B \cdot H$  (m<sup>2</sup>) Para vehículos pesados (1.27)

$$F = m_a \cdot A \cdot H \text{ (m}^2\text{) Para vehículos ligeros} \quad (1.28)$$

Donde:  $m_a$  – es un coeficiente de aprovechamiento del área, que en el caso de los vehículos pesados oscila entre 0.9-1 y en los ligeros entre 0.7-0.85

A, B, H –son respectivamente el ancho, la vía y altura máxima del vehículo, m.

La ecuación básica de la fuerza de resistencia aerodinámica, 1.26, aparece en muchos trabajos. En la [tabla 1.7](#), se relacionan algunas de las formas más significativas que toma esta ecuación.

**Tabla 1.7. Expresiones utilizadas para la determinación de la resistencia aerodinámica.**

**Fuente:** [Miranda Molina, 2021](#)

	<b>Expresión</b>	<b>Referencia</b>	<b>Año</b>
1.	$P_a = (1,12 \div 1,38) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot v^2 = K_{aer} \cdot V^2$	R, Pérez Gálvez	2007
2.	$P_a = \frac{13,44 \cdot 10^{-3} \cdot C_D \cdot F \cdot V^2}{T_{aire}}$	M. Cárdenas	2006
3.	$P_a = \rho_{nm} \cdot C_D \cdot C_H \cdot F \cdot V^2$ $C_H = 1 - 8,5 \cdot 10^{-5} \cdot H_{nm}$	H. Rakha	2004
4.	$P_a = (1,12 \div 1,38) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot V^2$ $\rho = 0,0566 + 1,225 \cdot (1 - 2,26 \times 10^{-5} \cdot H_{nm})^{4,225} - 0,00377 \cdot T_{aire} \cdot 1,1985$	V. Millo	2004

5.	$P_a = \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot C_{D(\theta)} \cdot F_{(\theta)}$	T. Muster	2000
6.	$P_a = 0.5 \cdot \rho_{nm} \cdot C_x \cdot F \cdot V^2$ $P_a = K \cdot F \cdot V^2$	A. Litvinov	1989

Dónde:  $\rho_{nm}$  –densidad del aire al nivel del mar.

$C_H$  –coeficiente de altitud

$C_{D(\theta)}$ ,  $F_{(\theta)}$  –coeficiente de resistencia aerodinámica y área frontal proyectada, tomando en cuenta la dirección del viento

$C_x$ ,  $K$  –coeficientes aerodinámicos.

$K_{aer}$  es un coeficiente aerodinámico, que considera la forma aerodinámica del vehículo, el área frontal proyectada, los efectos del cambio de la dirección del viento en la magnitud de  $P_a$  y las condiciones climáticas en que se realiza la evaluación, las cuales definen el valor de  $\rho$ . Debido a que, en la práctica, existe un ángulo variable entre la dirección del movimiento y la dirección del viento, se recomienda incrementar el valor de  $C_D$  entre un 12 y un 38% (Bennet, 2001), los menores valores para autos ligeros y los mayores en camiones articulados. En este incremento está incluida la influencia de la velocidad relativa del aire, por lo que se puede usar entonces en la ecuación anterior la velocidad de movimiento del vehículo y no la velocidad relativa.

Pudiera parecer, que las expresiones de la tabla anterior difieren notablemente de la expresión 1.19, pero lo cierto es que representan el mismo fenómeno, sólo que algunas expresiones consideran el carácter variable de la densidad del aire con la temperatura ( $T_{aire}$ ) y la altura sobre el nivel del mar ( $H_{nm}$ ), y en otras se considera el efecto de la dirección del viento. Debido a que la expresión 1 considera el mayor número de factores, y fue utilizada con buenos resultados en el doctorado de Pérez Gálvez, es que se elige para los cálculos a desarrollar en esta investigación. De tal modo la

$$\text{nueva expresión queda: } P_a = (1,12 \div 1,38) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot v^2 = K_{aer} \cdot V^2 \quad (1.29)$$

Cuando un vehículo transita por una curva, las ruedas se deforman una cantidad finita, dando lugar a un pequeño ángulo de deriva entre la dirección del movimiento y la dirección de la rueda, es decir, entre el eje de simetría de la huella de la rueda y la proyección del plano de simetría vertical de la rueda en el plano horizontal. Debido a ello se genera en el vehículo una fuerza en contra del movimiento que se denomina **Resistencia a las curvas**. Esta resistencia se ha demostrado que es proporcional a la fuerza lateral aplicada a la rueda ( $R_z$ ) y al ángulo de deriva ( $\theta_d$ ) (Bennet, 2001).

La resistencia a las curvas se presenta ocasionalmente, pues la mayor parte del tiempo se transita por vías rectas. Mirabal Consuegra (2015), no la incluía por estas razones en su trabajo, a pesar de

que el objetivo del mismo era la modelación de ciclos de viaje. En el presente trabajo, con fines de evaluar la remotorización vehicular, es menos necesaria, por lo cual se obvia profundizar en su estudio.

**La fuerza tractiva ( $P_{tx}$ )**, es la fuerza motriz del movimiento, surge producto de la interacción rueda-superficie de apoyo, cuando hacia el puente se transmite un momento motriz. Como fuerza motriz es la encargada de vencer todas las resistencias que se producen durante el movimiento en las condiciones dadas (Fuentes Vega, et al., 2015). Su magnitud se calcula según:

$$P_{tx} = \frac{M_r}{r_d} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{ci}}; \text{ (N)} \quad (1.30)$$

Donde:  $M_r$  –momento aplicado a la rueda motriz, N.m

$\eta_o, \eta_s$  –eficiencia mecánica de la transmisión y eficiencia al patinaje del vehículo.

$r_d$  –radio dinámico de la rueda del vehículo, m

$i_{ci}$  –relación de transmisión total

Para los cálculos prácticos, en condiciones normales de movimiento  $\eta_s \cong 0,98 - 1$ .

De la sumatoria de fuerzas en la dirección del movimiento, en un vehículo en su condición más general del movimiento, se arriba al balance de tracción:

$$P_{tx} - P_r - P_\alpha - P_i - P_a = 0 \quad (1.31)$$

Partiendo de la ecuación 1.31, y sustituyendo en esta las ecuaciones correspondientes a cada una de las resistencias, se obtiene **la ecuación fundamental del movimiento** (vehículo ligero acelerado en una vía con pendiente):

$$P_{tx} = G \cdot (f_0 + k_f \cdot V^2 + p) + \frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt} + K_{aer} \cdot V^2 \quad (1.32)$$

La posibilidad de un vehículo de vencer las resistencias sumarias al movimiento ( $P_{t nec}$ ) está limitada por dos factores:

1. La fuerza tractiva que el conjunto motor-transmisión es capaz de generar en las ruedas en característica exterior, a esa velocidad ( $P_{tx}$ ), para vencer la resistencia sumaria al movimiento de la máquina automotriz ( $P_{t nec}$ );
2. La fuerza de adherencia ( $P_\mu$ ) existente entre rueda-superficie de apoyo. De tal forma, la **condición del movimiento** se expresa por:  $P_{t nec} \leq P_{tx} \leq P_\mu \quad (1.33)$

En vías con elevado valor del coeficiente de adherencia ( $\mu$ ), se considerará la  $P_{t nec}$  como la limitante

1.3.2.-La ecuación del movimiento. La determinación de la capacidad de aceleración como indicador de la dinámica vehicular.

Del balance de fuerzas del vehículo se arriba a la ecuación general del movimiento, que expresa las condiciones que definen el movimiento de un veh: acelerado, decelerado o con velocidad constante.

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_t - G \cdot (f \cdot \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha) - P_a}{\frac{G}{g} \cdot \delta} \quad (1.34)$$

Definiendo el factor dinámico como:  $\frac{P_t - P_a}{G + G_r} = D$ , tendremos, la ecuación adimensional del

$$\text{movimiento: } \frac{1}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta_z} \cdot [D - (f \cdot \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha)] = \frac{1}{\delta_z} \cdot (D - \Psi) \quad (1.35)$$

Ambas expresiones muestran vías de determinación de la capacidad de aceleración, en una condición de movimiento determinada, en una marcha determinada, lo cual puede ser un indicativo de las cualidades dinámicas del vehículo.

La capacidad de aceleración es un indicador de suma importancia, no sólo porque de por sí me evalúa las cualidades dinámicas del vehículo, sino porque constituye un parámetro de primera importancia al garantizar el impulso en breve tiempo, a partir del reposo o desde una velocidad inicial determinada; ser un componente importante en la maniobrabilidad del vehículo; posibilitarle transitar a velocidades medias elevadas en condiciones de tráfico intenso, entre otras.

No obstante, la literatura técnica muestra la capacidad de aceleración como parámetro dinámico importante, a partir del tiempo que demora el vehículo en alcanzar una determinada velocidad de movimiento y el espacio que recorre para lograrlo. Esto no solo en el caso de los vehículos ligeros, sino también en el caso de los vehículos pesados.

En ausencia de posibilidades de determinación experimental, sería importante contar con un sistema de ecuaciones que posibilite determinar tanto el tiempo como el recorrido de impulso hasta una velocidad determinada, con cambios de marcha desde las marchas inferiores. Ello implica definir, para cada tipo de vehículo, digamos ligeros o pesados, modernos o no, las velocidades donde debe realizarse el cambio de marcha, en cada marcha, asumir los tiempos de demora para el cambio de marcha, determinar las caídas de velocidad durante el cambio de marcha, todo ello con el vehículo trabajando con máximo suministro de combustible. Habría que agregar, como dificultad

adicional, que, en el inicio del movimiento desde el reposo, hay un régimen de trabajo muy inestable del motor y condiciones de movimiento para los que no existen modelos precisos.

No obstante, hay un camino abierto con trabajos anteriores, que es necesario revisar, para tratar de perfeccionar los resultados.

### 1.3.3.-La eficiencia mecánica de la transmisión

En su trabajo doctoral, [Pérez Gálvez \(2007\)](#) propone un método de determinación de la eficiencia mecánica de la transmisión, que toma en cuenta la fórmula de ruedas, la marcha conectada y la incidencia de la carga y las pérdidas hidráulicas entre los engranes y el aceite a lo largo del sistema de transmisión.

$$\eta_o = \chi - \frac{(2 + 0.09 \cdot V) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot 10^{-3}}{M_e} \quad (1.36)$$

$$\text{Dónde: } \chi = 0.98^k \cdot 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n \quad (1.37)$$

k, l, m, n –indicadores que corresponden al número de engranajes cilíndricos y cónicos que transmiten potencia, el número de cardanes que transmiten carga y el número de cojinetes accionados en el sistema de transmisión, respectivamente

Con máximo suministro de combustible:  $M_e = M_{ex} = P_{tx} \cdot r_d \cdot i_{ci}$

A cargas parciales:  $M_e = M_{enec} = P_{mec} \cdot r_d \cdot i_{ci}$

Para facilitar los cálculos de la eficiencia mecánica de la transmisión, se construyó una tabla que facilita la selección de los valores de k, l, m y n según la disposición del motor en relación con el puente motriz, la fórmula de ruedas, el uso o no de la caja de transferencia o traspaso en vehículos con más de un puente motriz y la marcha conectada. ([Tabla 1 del Anexo 1](#))

La [expresión 1.36](#) ha sido utilizada con éxito en el propio trabajo de Pérez Gálvez y en un sin número de trabajos que se han desarrollado con posterioridad, incluidos múltiples trabajos técnicos de remotorización.

Durante el frenado del vehículo con el motor, la transmisión conduce energía desde las ruedas motrices hacia el motor, y las pérdidas de energía se valoran por la eficiencia inversa de la transmisión. En los ciclos de viaje puede concebirse que la reducción de velocidad se realice, parcial o totalmente, según el caso, con freno motor, pudiendo alternarse o combinarse con la utilización del sistema de frenado. De tal forma, la eficiencia invertida ( $\eta_{inv}$ ), quedaría como:

$$\eta_{inv} = \frac{1}{1 + \frac{(2 + 0.09 \cdot V) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci}}{10^3 \cdot V_h \cdot (a_M \cdot W_x - b_M)}} \quad (1.38)$$

Donde:  $V_h$  – es la cilindrada del motor, litros

$a_M, b_M$  – coeficientes empíricos

Para motores de gasolina:  $a_M = 0.007-0.01$ ;  $b_M = 0.12-0.17$

Para motores diesel:  $a_M = 0.01-0.012$ ;  $b_M = 0.08-0.12$

#### 1.3.4.-La dinámica vehicular y el consumo de combustible.

El consumo de combustible es un importante indicador de la eficiencia de los medios de transporte, su incidencia en los costos de explotación se incrementa en la medida del incremento de los precios del petróleo y sus derivados, que en la actualidad constituyen los combustibles de mayoritario uso en las fuentes energéticas.

La economía de consumo es una cualidad de explotación característica del automóvil. Por economía de consumo del vehículo se entiende, la capacidad del mismo de cumplimentar el trabajo de transporte en las condiciones de explotación establecidas, con los mínimos gastos posibles de combustible. Como indicador fundamental del consumo de combustible, en la mayoría de las máquinas automotrices, se utiliza el **consumo recorrido** (Q), que se define como la cantidad de combustible consumido, en litros, por cada 100 km de recorrido. Para la determinación del consumo recorrido por vía experimental se emplea la expresión:

$$Q = \frac{100 \cdot q}{S} \quad (\text{L}/100\text{km}) \quad (1.39)$$

Dónde: q - es el consumo en litros durante un determinado recorrido S, en km.

A menudo para la valoración de la economía de consumo, en vehículos de carga, se utiliza también como indicador el **consumo recorrido específico** ( $Q_t$ ), que no es más que la cantidad de combustible consumido, en litros, en la unidad de trabajo de transportación (t-km).

$$Q_t = \frac{q}{(M_c \cdot S_c)} \quad (\text{L}/\text{t-km}) \quad (1.40)$$

Donde:  $M_c$  – es la masa de la carga, t

$S_c$  – es el recorrido del vehículo con carga, km

Para la determinación teórica de ambos, se proponen las siguientes expresiones:

$$Q = \frac{g_{ex} \cdot N_{nec}}{36 \cdot \rho_c \cdot V \cdot M_c} = \frac{g_e \cdot P_{tnec}}{36000 \cdot \rho_c \cdot \eta_o} = \frac{g_e \cdot (P_c + P_a + P_i + P_{cur} + P_{gan})}{36000 \cdot \rho_c \cdot \eta_o} \quad (1.41)$$

$$Q_t = \frac{g_{ex} \cdot N_{enec}}{3600 \cdot \rho_c \cdot V \cdot M_c} \quad (1.42)$$

Donde:  $g_{ex}$  –es el consumo específico de combustible en característica parcial, g/kW.h

$\rho_c$  – es la densidad del combustible, kg/L

$N_{enec}$  –potencia necesaria para vencer las resistencias sumarias al movimiento, kW.

Muchos parámetros constructivos del motor influyen en la economía de consumo del vehículo, pero en particular, su régimen de carga y velocidad, de los cuales depende  $g_{ex}$ , tienen una importancia significativa. El consumo del vehículo crece también con el aumento de las resistencias al movimiento y con la reducción de la eficiencia de la transmisión. El vínculo de la velocidad de movimiento, y por tanto de la potencia necesaria con la cantidad de combustible suministrado y la incidencia que el régimen de carga y velocidad tienen en  $g_{ex}$ , complica su determinación.

Para determinar el  $g_{ex}$  en condiciones de explotación, o sea generalmente a cargas parciales, en ausencia de la característica de carga del motor o la característica universal, es necesario acometer el cálculo teórico, el cual se complica por la heterogeneidad de las condiciones de explotación y su variabilidad en el tiempo.

Existen muchos modelos para la determinación del consumo, pero dependen de variados parámetros que es necesario asumir o de resultados experimentales (posición del pedal de suministro de combustible; valor calórico del combustible, rendimiento indicado del motor, etc.) que hacen compleja la determinación y le restan confiabilidad a los resultados (León Cárdenas et al., 2017; Posada & González, 2013; Marchese & Golato, 2011; Gavarushenko, 1984, entre otros). De acuerdo con el método teórico más ampliamente aceptado (Pérez Gálvez, 2007; Fuentes Vega et al., 2004; Litvinov & Farovin, 1989),  $g_{ex}$  se determina según:  $g_e = g_{eN} \cdot K_A \cdot K_n$  (1.43)

Donde:  $g_{eN}$  –es el consumo específico de combustible para potencia máxima, g/kW.h

$K_A$  –coeficiente que toma en cuenta la incidencia del coeficiente de aprovechamiento de la carga (A) en el consumo específico.

$K_n$  –coeficiente que toma en cuenta la incidencia del régimen de velocidad en el consumo específico.

$$K_A = 1.7977 \cdot A^3 + 1.8734 \cdot A^2 - 6.2614 \cdot A + 3.6189 \quad (\text{Diésel}) \quad (1.44)$$

$$K_A = 2.0128 \cdot A^3 + 0.1189 \cdot A^2 - 3.8566 \cdot A + 2.7345 \quad (\text{Gasolina}) \quad (1.45)$$

$$K_n = 0.2991 \cdot \left(\frac{\omega_x}{\omega_N}\right)^3 + 0.03 \cdot \left(\frac{\omega_x}{\omega_N}\right)^2 - 0.53 \cdot \left(\frac{\omega_x}{\omega_N}\right) + 1.2025 \quad (1.46)$$

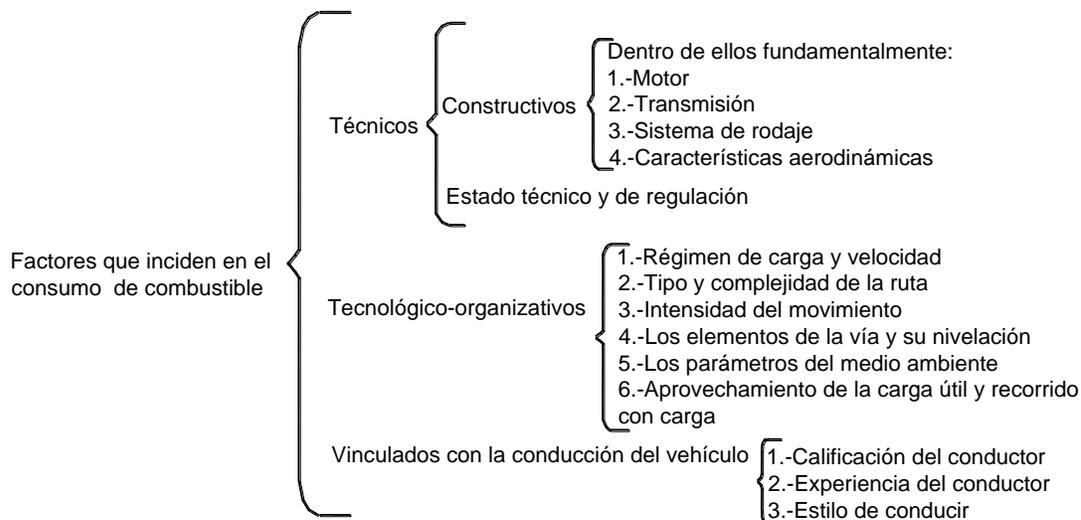
$$\text{Siendo: } A = \frac{N_{enec}}{N_{ex}} = \frac{M_{enec}}{M_{ex}} = \frac{P_{tnec}}{P_{tx}}$$

El consumo específico  $g_{eN}$  es una magnitud que puede aparecer en la documentación técnica, de no ser así, se puede calcular a partir del consumo mínimo:  $g_{eN} = (1.05 - 1.15) \cdot g_{e\text{mín}}$ . En caso contrario, puede ser determinado por los datos de consumo recorrido que ofrece el fabricante para una determinada velocidad, introduciendo en la [expresión 1.43](#), las condiciones estipuladas en las normas de desarrollo de las pruebas, según el país de origen del vehículo.

Los factores que inciden en el consumo de combustible, como se ha podido apreciar con anterioridad, son múltiples y de variado origen, y han sido estudiados y clasificados por diferentes autores. Es más completa la clasificación que se muestra en la [figura 1.8](#).

Aunque los factores constructivos tienen una gran incidencia en el consumo de combustible, las particularidades constructivas son muy variadas y se introducen innovaciones a tal ritmo, que superan el de obtención de una dependencia matemática por vía experimental: cuando se obtiene una expresión ya se ha operado una modificación constructiva o se ha hecho obsoleta la analizada, por el vertiginoso cambio de la tecnología vehicular. Por tal razón, en la modelación matemática, solo es posible operar con las características constructivas más generales.

Por otro lado, con respecto al estado técnico, no hay expresiones que consideren el proceso natural de variación de los indicadores del vehículo durante la explotación, entre otras razones porque depende de las condiciones y regímenes de explotación, del estilo de conducción, de la tecnología, de la calidad de los materiales empleados, de la calidad del servicio técnico y de otros muchos factores. Obtener estas dependencias es un proceso difícil, laborioso y poco efectivo por la imposibilidad de tomar en cuenta el gran número de variables y porque el propio cambio de las tecnologías lo demerita.



**Fig. 1.8 Factores que inciden en el consumo de combustible de las máquinas automotrices.**

**Fuente:** Fuentes Vega et al., 2014

En sentido general, los indicadores convencionales de consumo poseen una serie de limitaciones, que se derivan de su carácter no integral. El consumo recorrido, si bien útil como indicador, evalúa el consumo en función del recorrido, no encontrándose vinculado con el trabajo de transporte ni con su rendimiento. Es más adecuado para vehículos ligeros, aunque puede y debe usarse en vehículos pesados.

El indicador de consumo recorrido específico, aunque más adecuado para vehículos de carga, al considerar el consumo de combustible en función del trabajo de transportación, no toma en consideración un aspecto de suma importancia como es el tiempo en que transcurre el proceso, expresado a través del rendimiento. Ambos indicadores alcanzan sus valores mínimos a velocidades muy bajas, donde el rendimiento del vehículo es extremadamente bajo, e incluso en muchos diésel, tanto el consumo recorrido como el recorrido específico, se representan por una curva ascendente que no posee mínimo.

Es necesario, por tanto, encontrar indicadores de consumo que tomando en cuenta el rendimiento, puedan establecer rangos de velocidades económicas, tanto por sus bajos valores como por los adecuados rendimientos.

Si se considera el tiempo en que la carga es transportada en el recorrido previsto, se puede expresar el denominador en función de la velocidad técnica ( $v_{técn}$ ), por tanto, se evalúa y propone un nuevo indicador para evaluar el consumo en función del rendimiento: el consumo unitario ( $Q_{wh}$ ):

$$Q_{Wh} = \frac{g_{ex} \cdot N_{enec} \cdot t_{técn}}{3600 \cdot \rho_c \cdot V_{técn} \cdot M_c} \left( \frac{L \cdot h}{t \cdot km} \right) \quad (1.47)$$

**La velocidad técnica se determina por:** 
$$v_{técn} = \frac{\sum S}{\sum t_{mov} + t_{paradas}} = \frac{\sum S}{t_{técn}} \quad (1.48)$$

Donde:  $V_{técn}$ - velocidad técnica, m/s

$M_c$  – masa de la carga útil, kg

$t_{técn}$ ,  $t_{mov}$ ,  $t_{paradas}$  – tiempos técnicos, de movimiento y de parada con el motor funcionando, s

### 1.3.5.-La cinemática y la dinámica vehicular en la velocidad máxima de movimiento

Generalmente la velocidad máxima de movimiento es un parámetro que siempre acompaña la propaganda y ficha técnica de los vehículos ligeros y en los pesados, si bien no acompaña la propaganda de venta del vehículo, no falta en la ficha técnica de los mismos.

No debe confundirse con la velocidad máxima teórica, la cual sólo depende de la relación de transmisión total en marcha superior y de la frecuencia de rotación máxima. La velocidad máxima es un parámetro que caracteriza las cualidades cinemáticas y dinámicas del vehículo, pues mide sus posibilidades de movimiento del vehículo con carga nominal o vacío, pero tomando en consideración las posibilidades de vencimiento de las resistencias al movimiento, en buenas condiciones viales.

La práctica más generalizada de determinación es la gráfica, debido a que cuando se considera el carácter variable de la eficiencia mecánica de la transmisión, los modelos de determinación se complican. Pero el método gráfico implica de un análisis individualizado, no aplicable a bases de datos de vehículos y que requiere de agudeza visual para declarar la magnitud del parámetro, lo cual resta exactitud a la valoración.

Como quiera que en la remotorización la sustitución del motor original por otro implica variación en los parámetros de salida, entre otros torque y frecuencias de rotación, los que inciden tanto en la posibilidad teórica de movimiento como en la real, al contemplar el vencimiento de las resistencias, a partir de la fuerza tractiva.

Además de ello, con frecuencia las remotorizaciones se acompañan con cambios en las relaciones de transmisión totales, las cuales inciden tanto en las posibilidades teóricas de movimiento como en las reales.

La velocidad máxima que es capaz de desarrollar el vehículo se constituye finalmente en un importante parámetro que se vincula además con la seguridad de movimiento, tanto por las vías del frenado como de la estabilidad transversal.

#### **1.4.-Los ciclos de movimiento. Su importancia.**

1.4.1.-Los ciclos de viaje desarrollados a nivel nacional e internacional. Sus características y limitaciones.

Los ciclos de viaje o de manejo, son herramientas que se utilizan para solucionar problemas de ingeniería de las transportaciones y para analizar la influencia de determinados factores en los procesos reales. La mayoría de los ciclos de viaje o de manejo, no son modelados matemáticamente, sino que se basan en perfiles de velocidad, que reflejan el comportamiento de la velocidad en un grupo de vehículos seleccionados, de un tipo dado, durante determinados períodos de tiempo, reducidos a un período más o menos prolongado de tiempo y recorrido ([Lincango & Vega, 2019](#); [Pérez & Quito, 2018](#); [Grube & Stolten, 2018](#); [Mahayadin et al., 2018](#), entre otros). Por tanto, no toman en cuenta la variedad de características constructivas de los vehículos y generalmente son elaboradas en grandes ciudades o autopistas, con condiciones viales y de tráfico, que los hacen inaplicables para otras condiciones.

Sería idóneo, que el explotador contara con una herramienta que facilite la toma de decisiones. Esta pudiera ser elaborada modelando matemáticamente los ciclos de viaje, de forma que en su solución se contemplen las condiciones en las cuales se quiere valorar el movimiento del vehículo y poder predecir los indicadores técnico-económicos típicos del proceso de transportación y los regímenes de trabajo más adecuados. Entonces, se podría elegir la mejor variante dentro de las existentes.

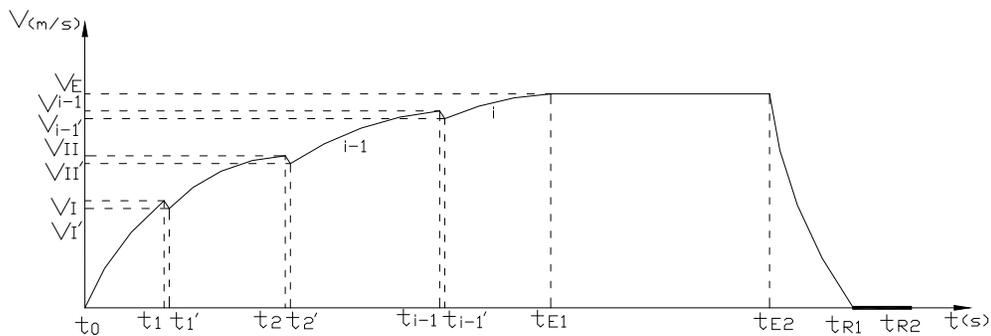
En este sentido se han desarrollado varios trabajos, entre los que podemos destacar los de [Millo Carmenate \(2003\)](#), [Pérez Gálvez \(2007\)](#), [Del Sol Morales \(2014\)](#) y [Mirabal Consuegra \(2015\)](#), [Carera Montiel \(2015\)](#), en los cuales se ha buscado representar adecuadamente las condiciones reales de movimiento, funcionamiento y operación del vehículo.

En los modelos se han introducido expresiones que consideran el vencimiento dinámico de pendientes, el trabajo en cargas parciales durante el impulso, criterios para el cambio de marchas, la combinación del frenado intenso y con el motor y el perfeccionamiento de algunos métodos de cálculo, haciéndolos compatibles con el uso de los medios de computo.

#### 1.4.2.-El Ciclo de Movimiento Básico Modificado.

En el ciclo de movimiento básico, el objetivo es posibilitar la evaluación de un vehículo en unas condiciones predeterminadas, en ausencia de la base de datos de los coeficientes de resistencia al movimiento de las vías donde se explotará el mismo.

El Ciclo de Movimiento Básico (Millo Carmenate, 2003), en su concepción inicial, se caracterizaba por cuatro etapas bien definidas: a).-Impulso desde el reposo hasta la velocidad estable, con cambios de marcha hasta la superior, con máximo suministro de combustible; b).-Movimiento a velocidad estable en un recorrido de 1000m; c).-Proceso de frenado con deceleración intensa; d).-Trabajo en ralentí, en una porción del tiempo total del ciclo. (Figura 1.9).



**Fig. 1.9.- perfil de velocidad del Ciclo Básico en función del tiempo. Fuente: Millo Carmenate, 2003**

Partiendo del análisis crítico realizado al mismo, Pérez Gálvez (2007), propone las siguientes modificaciones: 1).-Iniciar el ciclo, en el momento en que el vehículo alcanza la velocidad mínima estable en primera marcha ( $v_{\min 1}$ ), o sea, suprimir la primera etapa de funcionamiento inestable, que va desde velocidad cero hasta  $v_{\min 1}$ ; 2).-Emplea otro criterio de cambio de marcha, buscando mejores indicadores en el proceso de impulso; 3).- Desarrolla el proceso de frenado en dos etapas: frenado con el motor hasta una determinada velocidad y frenado intenso con el motor desembragado; 4).- Determina la caída de velocidad durante el cambio de marcha, mediante otro método, basado en el análisis dinámico, que considera el efecto en la eficiencia de las pérdidas hidráulicas en el sistema de transmisión; 5).-Introduce el concepto de eficiencia de la transmisión variable con la fórmula de ruedas, la velocidad, la carga y con la relación de transmisión conectada, tanto en el período de impulso como a velocidad estable; 6).-Introduce el concepto de eficiencia de la transmisión invertida durante el proceso de frenado; 7).-Emplea otro método para el cálculo del consumo en ralentí y durante el impulso; 8).-Propone nuevos indicadores para valorar la efectividad del uso del combustible en las diferentes etapas de operación. Si bien el Ciclo Básico fue concebido

inicialmente para vehículos sin remolque, puede hacerse la valoración del mismo con remolque, adecuando la magnitud de la velocidad en la etapa de movimiento estable.

A continuación, se representa esquemáticamente el Ciclo Básico Modificado:



**Figura 1.10 Perfil de velocidad del Ciclo Básico Modificado. Fuente: Pérez Gálvez, 2007**

Si bien no fue concebido con ese objetivo, el Ciclo Básico Modificado puede constituirse en un medio idóneo para la comparación de las cualidades dinámicas y de consumo de dos vehículos, como herramienta de la remodelación vehicular: uno original y otro remodelado, con diferentes opciones de remodelación. Para ello, debe analizarse lo realizado y proponer los aspectos en que puede ser perfeccionado.

### 1.5.-La remodelación vehicular

La remodelación vehicular, en sus distintas variantes, es una práctica internacional, que se utiliza fundamentalmente, para adecuar vehículos nuevos a funciones para los que no fueron concebidos o para devolverle cualidades de explotación cercanas a las iniciales, a vehículos con largos períodos de explotación.

Esta práctica a nivel internacional se realiza fundamentalmente en vehículos pesados: camiones y ómnibus de diferente tipo y capacidad de carga. En nuestro país, las condiciones en que se ha desarrollado la economía en el período revolucionario, sometida a una verdadera guerra económica, ha impuesto características propias a la remodelación vehicular, y dentro de ella, a la remotorización. De hecho, circulan por el país numerosos vehículos cuya fabricación se enmarca entre las décadas del 50 al 90 del pasado siglo. De tal modo, podemos encontrar los siguientes tipos de remotorización:

1. Sustitución del motor de gasolina original por uno diésel. Se presenta, fundamentalmente, en vehículos ligeros antiguos y en camiones de bajo tonelaje.

2. Sustitución del motor original del vehículo, sea de gasolina o diésel, por otro motor moderno. Esta modalidad es propia tanto de vehículos pesados como ligeros, y puede o no realizarse con cambio de embrague simultáneo.
3. Sustitución del motor original con parte del sistema de transmisión. Puede acompañarse con cambio de caja de velocidad o de puente motriz o de ambos.

Siendo una práctica nacional de envergadura, existe a lo largo y ancho del país, numerosas entidades autorizadas para elaborar los informes técnicos de evaluación de propuestas, a partir de los cuales, las instancias pertinentes, autorizan o no la propuesta de remodelación.

Para regularizar el procedimiento de evaluación nacionalmente, y la elaboración de los informes técnicos, un grupo de especialistas del MITRANS elaboró una guía metodológica que establece los cálculos que deben realizarse para los diferentes tipos de remodelación vehicular.

Por ser un primer intento por reglamentar los pasos a seguir, el intento es perfectible y en ese sentido se trabaja en nuestra universidad desde hace varios años.

Por sus condiciones de trabajo y sus requerimientos, el motor tiende a ser el componente del vehículo que falla con más frecuencia y el que posee el menor período de servicio. Tiene por demás una alta incidencia en el desempeño del vehículo. Por tal razón, los vehículos se remotorizan, más cuando en la actualidad los precios de los vehículos han alcanzado cifras muy elevadas.

Como quiera, que una remotorización se produce en período de tiempo prolongado, después que se han agotado las posibilidades de reparación general del motor, generalmente no se puede remotorizar con el mismo motor, pues las tecnologías cambian rápidamente, determinados modelos dejan de producirse o por otras circunstancias no ingresan al país. Por ello, las remotorizaciones, como se expresó anteriormente, en ocasiones se acompañan con cambios en el sistema de transmisión, ya sean de caja de velocidad o de transmisión principal, buscando mejorar el desempeño del vehículo remodelado.

### **1.6.-Conclusiones parciales**

- Un análisis crítico de la Metodología de Ejecución Cambios y Conversiones Automóviles del MITRANS posibilitará determinar las líneas en que se debe trabajar para lograr su perfeccionamiento
- Un modelo que posibilite la determinación de la velocidad máxima de movimiento nos proveerá de una herramienta útil para la valoración de las propuestas de remotorización.

- El desarrollo de modelos de determinación de los indicadores básicos de la capacidad de aceleración, a saber, capacidad máxima de aceleración, recorrido y tiempo de impulso hasta una velocidad determinada, nos permitirá evaluar las cualidades dinámicas del vehículo remodelado en comparación con el original.

## CAPÍTULO II: METODOLOGÍA DE TRABAJO

### 2.1.-Introducción.

El capítulo se inicia con un análisis crítico de la Metodología para la ejecución de cambios y conversiones a los automóviles, elaborada por un grupo de profesionales del MITRANS, que tiene como finalidad revelar los aspectos en los que deben centrarse los esfuerzos de perfeccionamiento de la misma.

Como importante criterio para evaluar la calidad de la remotorización, está sin lugar a dudas, la velocidad máxima de movimiento que puede desarrollar el vehículo en la marcha superior. En tal sentido se propone un modelo teórico para su determinación. A continuación se elabora un modelo matemático para el cálculo de la aceleración máxima que puede desarrollar, tanto un vehículo ligero como pesado, en cada una de sus marchas, magnitud básica de valoración de la capacidad de aceleración del vehículo. Con igual objetivo, se elaboran los modelos matemáticos para la determinación del espacio recorrido y el tiempo necesario para alcanzar una determinada velocidad de movimiento, a partir de la velocidad mínima de movimiento estable, como parámetros también valorativos de la capacidad de aceleración.

### 2.2.- Análisis crítico del epígrafe 2.1 de la “Metodología para la ejecución de cambios y conversiones a los automóviles” del MITRANS, referido a la remotorización de los automóviles.

#### 2.2.1.-Introducción.

Aunque el objetivo fundamental del trabajo es el análisis crítico del mencionado [epígrafe 2.1](#), referido específicamente a la remotorización del vehículo, la metodología tiene un capítulo I, que se dedica a aspectos generales que deben tenerse en cuenta para cualquier cambio o conversión del vehículo.

En el mencionado capítulo se expresa que, para la realización de cambios y conversiones en los sistemas que componen un automóvil, inicialmente, hay que determinar tres aspectos esenciales:

- Centro de gravedad.
- Sistema de referencia.
- Distribución de cargas por ejes.

Si bien la distribución y magnitud de las fuerzas actuantes sobre el vehículo y los momentos que ellas provocan, son aspectos de importancia para garantizar la estabilidad y seguridad de su movimiento, sobre todo en modificaciones del tipo estructural, el análisis de este trabajo se centrará en su necesidad e importancia en el caso que nos ocupa.

En ninguno de los 3 aspectos, la metodología cumple con su objetivo, que es la de ilustrar los métodos de determinación, por una parte, y por otra, definir cómo determinar qué variaciones son técnicamente aceptables y cuáles no.

### **Determinación del centro de gravedad. (pág. 8 de la Metodología, Anexo 2).**

La metodología presenta un esquema de un vehículo ligero, en la [figura 1.1 de la página 8](#), y expresa que las coordenadas tridimensionales del centro de gravedad se obtendrán experimentalmente o por especificaciones del fabricante. El esquema representa el vehículo en un plano lateral solamente, obviando la necesaria representación en el plano transversal.

No brinda nomenclatura específica de la figura, sólo las generales de las [expresiones 1.1. 1.2 y 1.3](#) de la [página 9](#), que más que ilustrar el método de solución generan toda una serie de incógnitas.

Supongo entonces que:

- P.- es el peso del vehículo descargado.
- $Q_1, Q_3$  .- pesos de los ocupantes del vehículo, incluido el conductor, en los asientos delantero y trasero, respectivamente.
- $Q_2, Q_4$  .- pesos de las cargas que pudiera transportar el vehículo en un portaequipajes superior, y en el maletero.
- Y las coordenadas correspondientes de cada uno de los pesos.

Una metodología debía precisar qué pesos promedios de viajeros y conductor deben asumirse, como ubicar el centro de gravedad de los pasajeros sentados, qué criterios considerar para asumir el peso de la carga en el maletero para los diferentes tipos de vehículos y la ubicación de su centro de gravedad. De no hacerlo, cada cual lo hará a su manera, lo cual puede conducir a errores, que una metodología debe tratar de minimizar, en este y en otros casos. Ahora bien, ¿es habitual que los vehículos ligeros circulen con cargas encima? Si el objetivo es buscar una situación crítica, por qué no se incluyen recomendaciones al respecto.

En ningún lugar se dice que es una metodología para vehículos ligeros. ¿Cuáles consideraciones deben tomarse en vehículos pesados (ómnibus y camiones)?

No todos los fabricantes aportan datos para determinar coordenadas longitudinales del centro de gravedad. No se encuentran en la literatura, ni en las fichas técnicas, ni en la literatura técnica, datos acerca de las coordenadas de altura, pues dependen de múltiples factores vinculados a las características de la carga y su ubicación en el vehículo. Pero, además, como se piden coordenadas **tridimensionales**, hay que decir, que, con relación a las coordenadas transversales, nadie aporta datos para determinarlas. Tampoco se ilustran, en una figura, estas últimas en la metodología

La metodología debería orientar cómo y con qué medios se deben obtener experimentalmente las coordenadas tridimensionales del centro de gravedad. No lo hace. Quizás, de haberlo hecho, los autores se hubieran percatado de que esas condiciones son muy difíciles de cumplir por las entidades autorizadas a elaborar los informes técnicos.

Tradicionalmente, la determinación del centro de gravedad se realiza considerando carga total, uniformemente distribuida, con las cargas más usuales del vehículo, partiendo de que la distribución de la carga y sus características tienen alta incidencia en la ubicación del mismo.

La determinación teórica es muy inexacta. La determinación experimental requiere de una pesa industrial disponible para realizar el pesaje: en posición horizontal, con inclinación longitudinal y con inclinación transversal o instalaciones y equipos de laboratorio que no existen en la mayor parte de las universidades. Además, se requiere de las instalaciones que posibiliten asegurar la inclinación del vehículo y garantizar las mediciones correspondientes, no sólo de peso sino también de longitud, antes y después de las modificaciones.

Las instalaciones industriales, donde existen los equipos de pesaje adecuados, no pueden afectar su trabajo para brindar esta colaboración a las entidades autorizadas para elaborar informes técnicos, con la frecuencia que requieren las remodelaciones de todo tipo en vehículos automotores.

Imagine un vehículo ligero, piense en el espacio reducido que existe para la ubicación del motor, suponga que sustituye un motor de gasolina por uno diésel, pues de seguro, al cumplir con las exigencias de potencia y torque entre ambos motores, con ese cambio tendrá las mayores diferencias de peso. Hay que determinar si las variaciones en las coordenadas del centro de gravedad, que en esas condiciones se provocan, son sensibles en vehículos ligeros y pesados y si serán mayores que las que se provocan con las variaciones de la carga durante el proceso de explotación (número de pasajeros, equipaje o carga) y su distribución en el vehículo.

Ahora pensemos en un vehículo pesado, ¿qué puede significar una variación en peso del motor, comparado con el peso total del vehículo y con las variaciones que se producen tanto con la variación de la carga como con su ubicación en el vehículo?

Pero, además, lo más importante, ¿cómo van a evaluarse las modificaciones que sufre el vehículo con la remodelación, si el informe técnico es previo al desarrollo de los cambios? Esto queda claramente establecido en los [artículos 13, 15 y 23 de la Resolución 349-19](#), publicada en la Gaceta Oficial de la República de Cuba.

### **Sistema de referencia. (pág. 9 de la Metodología, Anexo 2)**

Si en el anterior aspecto, se carecía de las indicaciones esenciales, en este aspecto, no dicen nada. Sólo se presenta la [figura 1.2, en la página 9](#) de la metodología, y se expresa:

“El bastidor de un automóvil estará sometido a movimientos que, de forma general, serán según los seis grados de libertad de un cuerpo espacial. Para la caracterización tridimensional de la dinámica de un automóvil se definen, según la norma SAE (Society of Automotive Engineering), los siguientes parámetros, ver figura 1.2”

Si lo que pretenden es que se calculen todos estos momentos, debían decir cómo hacerlo y por qué el cambio de motor origina variaciones en los parámetros indicados y junto con ello, establecer las magnitudes admisibles.

### **Distribución de carga por eje. (pág. 10 de la Metodología, Anexo 2).**

Esto es algo más de lo mismo, pues para determinar las coordenadas del centro de gravedad se necesita conocer la distribución de carga por eje. Algunos fabricantes informan de la distribución de carga por eje, para vehículo uniformemente cargado, con carga nominal.

Pero, aquí se aplica lo mismo, ¿cómo determinar variaciones con la remotorización si el informe técnico es previo a la remotorización física? Si persisten en la idea, de que hay que determinar la incidencia de la remotorización en las coordenadas del centro de gravedad, como metodología debían proponer algún método teórico para determinar variaciones de distribución de peso por eje con el cambio de motor, pues lo que es obligado de cumplimiento, es lo que aparece en la Gaceta Oficial.

#### **2.2.2.- Análisis de la Metodología para la remotorización de los automóviles**

Este aspecto se inicia en la página 11 de la Metodología.

En el **Objetivo** se reafirma que la determinación de la factibilidad del cambio es **a priori**.

Ya en el **Desarrollo**, se abordan los **Requerimientos generales** de la remotorización, entre los cuales se destacan:

- El proceso de remotorización tiene que cumplir con alguno de los principios establecidos en el Capítulo II, Artículo 5 de la Resolución 349-19.
- El motor propuesto no puede superar la potencia nominal y torque original en 20% y 10%, respectivamente.
- El torque máximo del motor propuesto, debe ser asimilable por la caja de velocidades.
- Existencia de suficiente espacio para colocar el nuevo motor sin transformaciones estructurales del bastidor y sin alterar la alineación de los elementos de la cadena cinemática.
- Deben diseñarse los apoyos para el nuevo motor según soluciones técnicas similares a las del motor original y realizar los cálculos de resistencia.
- Acompañar de esquemas, las modificaciones que se realicen en los sistemas del motor en cuanto a la reubicación y fijación de cualquier agregado.
- El motor propuesto no debe interferir con los órganos de la dirección.

En realidad, se puede cumplir con el requisito de potencia máxima e incumplir el del torque máximo. Lo establecido técnicamente, está relacionado con la carga de cálculo del sistema de transmisión, que es el producto de un coeficiente, que depende del tipo de vehículo, por el torque máximo.

La carga de cálculo del sistema de transmisión, tanto para vehículos ligeros y pesados:

$$M_{c\acute{a}lc} = k_M \cdot M_{em\acute{a}x} \quad (2.1)$$

**Tabla 2.1. Coeficiente que determina la carga máxima admisible del sistema de transmisión.**

**Fuente: Cárdenas Garnier, 2008**

<b>Tipos de vehículos</b>	<b>k<sub>M</sub></b>
Ligeros	1.20-1.75
Pesados	1.50-2.20
Cuñas y pesados de alta capacidad de carga	1.90-3.00

En los requerimientos no se establece limitación en cuanto a la velocidad máxima de movimiento del vehículo, aspecto de importancia para evaluar la posible incidencia de la remotorización en la estabilidad del movimiento.

Bajo el título “**Caracterización de la cadena cinemática del automóvil**”, (pág. 12 de la Metodología) se expresa que la misma permitirá evaluar y determinar el comportamiento **a priori**

del automóvil antes y después de la remotorización, mediante: a).- Construcción de la característica exterior de velocidad; b).- Construcción de la característica tractiva; c).- Cálculo de la potencia específica; d).- Determinación de la elasticidad total del motor; e).- Determinación de la pendiente máxima de ascenso; f).- Torque máximo soportable por la caja de velocidades; g).- Cálculo de la potencia máxima necesaria.

Con vistas a simplificar el análisis, se entiende que, como metodología, debía señalar la fuente de las expresiones, tablas, rangos de variación de coeficientes, parámetros e indicadores, pero no se hace.

a) **Construcción de la característica exterior de velocidad:** [epígrafe 2.1.1, página 12 de la Metodología.](#)

En relación con la característica exterior de velocidad expresa que la misma “evalúa los parámetros energéticos y económicos de los motores”.

A criterio del autor, la característica exterior de velocidad muestra el comportamiento de la potencia, el torque y el consumo específico de combustible, a máximo suministro de combustible, en el rango de variación de la frecuencia de rotación del motor. Muestra parámetros característicos de importancia, como la  $N_{em\acute{a}x}$ , el  $M_{em\acute{a}x}$ , el  $g_{em\acute{a}n}$  y las frecuencias de rotación a que se alcanzan, lo cual nos da una primera visión de las características del motor.

Hasta cierto punto, con su construcción, podemos inferir que tan buena elasticidad posee, aunque la determinación de los coeficientes que la evalúan no requiere de la construcción de la característica. La comparación entre la característica exterior de velocidad del motor original y el del propuesto, contribuye a predecir cambios de determinados comportamientos en el vehículo remodelado.

En relación con el contenido de este epígrafe, se expresa:

- Muestra en las [ecuaciones 2.1, 2.2 y 2.3](#) las conocidas ecuaciones para el cálculo de  $M_{ex}$ ,  $M_{eN}$  y  $N_{ex}$ . En la [ecuación 2.4](#) muestra la ecuación para el cálculo del consumo específico de combustible.
- Como metodología, debía explicar cómo se construye la característica exterior de velocidad, a partir de qué parámetros ofrecidos por el fabricante y como esos datos, obtenidos en bancos de pruebas de motores, bajo determinadas normas adoptadas por el fabricante, hay que afectarlos por un coeficiente de corrección.

- No muestra cómo establecer los rangos de variación de la frecuencia de rotación del motor.
- Se muestran las [expresiones 2.1-2.4](#) para la determinación teórica de  $M_{ex}$ ,  $M_{eN}$ ,  $N_{ex}$  y  $g_{ex}$  en característica exterior de velocidad en motores convencionales, pero nada se expresa en relación con las diferencias que existen con las características de los nuevos motores de inyección de gasolina, ni de los motores diésel con control electrónico de la inyección.
- En tal sentido, son conocidas las dificultades existentes para lograr ecuaciones que muestren el comportamiento de estos parámetros en los motores mencionados, pero pueden existir soluciones válidas para los motores que mantienen constante el torque y la potencia en determinados rangos de variación de la frecuencia de rotación, que es una tendencia de importancia en la actualidad.
- Si bien en cuanto a potencia y torque, la característica exterior de velocidad nos muestra las máximas potencialidades del motor y es de utilidad para construir la característica tractiva del vehículo, la curva de consumo específico de combustible en característica exterior no tiene la misma utilidad, pues para valorar la economía de consumo, hay que determinar el consumo específico de combustible en característica parcial, pues la condición de máximo suministro de combustible es una condición poco frecuente en el motor.
- Se utilizan las ecuaciones para el cálculo de los coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$  de Aragón. Para el caso de los motores de gasolina deben utilizarse al mismo tiempo las ecuaciones propuestas por Litvinov, pues en determinados vehículos brindan mejores resultados que las de Aragón.
- No indica ni como comprobar que los coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$  están bien calculados, ni la forma en que debe comprobarse que el cálculo teórico de la característica exterior de velocidad es correcto.
- Los rangos de variación de los indicadores de elasticidad, mostrados en la [tabla 2.2](#), están referidos a datos de bibliografías de la década de los 80. Si consideramos el desarrollo tecnológico experimentado por los motores, desde esa fecha hasta la actualidad, esos rangos de variación deben ser actualizados. Estos no son valores a respetar. Un vehículo puede tener valores superiores o inferiores a los indicados, pues se trata de estándares internacionales. Nos sirven para valorar, entre otros, la calidad del motor.
- Dentro de este mismo epígrafe, muestra el torque máximo soportable por la caja de velocidad ([expresión 2.9](#) y [tabla 2.4](#) de la metodología). Expresa que debe cumplirse la condición:  $M_{calc} \leq M_{M CV}$ ; el signo de la desigualdad está al revés, pues indica que el  $M_{em\acute{a}x}$  puede ser mayor o igual al  $M_{calc}$ .

- No es correcto que  $M_{\text{calc}}$  sea sólo el torque máximo soportable por la caja de velocidad, pues es el torque de cálculo del sistema de transmisión: embrague, caja de velocidad, la transmisión cardánica (si existiera) y los componentes del puente motriz.
- El torque que es capaz de transmitir la caja de velocidad del vehículo modificado tiene que ser menor o igual que el  $M_{\text{emáx}}$  del vehículo original y dada la existencia de un factor de seguridad, se pudiera considerar como adecuado un  $M_{\text{emáx}}$  del nuevo motor, superior al del motor original en la cuantía que establecen las normativas. Esto contradice lo que se expresa en los “Requerimientos generales”: El motor propuesto no puede superar la potencia nominal y torque al original como máximo en 20% y 10%, respectivamente. Con la condición que estamos analizando se puede instalar un motor con un torque hasta 2 veces superior al del motor original, vehículos pesados convencionales.

Finalmente, señala, 5 parámetros, que según expresa, se determinan por la característica exterior de velocidad. Estos son:

- **Potencia nominal y frecuencia de rotación de potencia nominal:** No se determinan con la característica exterior de velocidad, son datos imprescindibles para construirla.
- **Potencia específica:** Definida como la relación entre la potencia máxima del motor y el peso con carga total del vehículo, se puede determinar sin ayuda de la característica exterior de velocidad. La potencia específica es una expresión de la eficiencia en el diseño del vehículo, al evaluar en qué medida cada elemento está diseñado en función de la generación de potencia del vehículo y que tan efectivas han sido las medidas para reducir peso, a cuenta no solo de un diseño preciso, sino también a cuenta de la eliminación de elementos superfluos y de sustitución de materiales pesados por otros más ligeros.

¿Es la potencia específica un indicador importante? Sin lugar a dudas. Es un parámetro cuyos estándares se muestran en la literatura, pues se utiliza para comparar características dinámicas de vehículos del mismo tipo. Su magnitud incide en la velocidad media de movimiento, la capacidad de aceleración, el consumo de combustible y la velocidad máxima del vehículo. ¿Por qué no se muestran los estándares internacionales de la potencia específica, para brindarle elementos de valoración a los usuarios de la metodología?

Ahora bien, si la remotorización en el peor de los casos, sustitución de un motor de gasolina por otro diésel, no genera excesos de peso de consideración, y si la  $N_{\text{emáx}}$  del nuevo motor debe estar en el entorno de la del motor original, ¿provocaría la remotorización cambios sensibles de potencia

específica? Si provoca algún cambio sensible ¿qué criterios aporta para rechazar o aceptar una propuesta de remotorización?

- **Consumo específico mínimo de combustible:** es un dato necesario para construir la curva de consumo específico de combustible de la característica exterior de velocidad, en la mayoría de los casos no aparece en la ficha técnica, ni en las pocas características exteriores de velocidad que ofertan algunos fabricantes, por lo cual no debe considerarse un producto de la misma.
- **Elasticidad total del motor:** todos los coeficientes de elasticidad pueden obtenerse sin construir la característica exterior de velocidad. Es más adecuado expresar que la elasticidad de torque ( $e_M$ ) nos muestra la capacidad del motor de asimilar los incrementos de carga sin variaciones significativas de la frecuencia de rotación del motor. La elasticidad de frecuencia de rotación ( $e_n$ ) muestra el diapasón de trabajo estable del motor. Cuando se obtiene por reducción de la frecuencia de  $W_M$  tiene incidencia en las cualidades dinámicas del vehículo y en su consumo de combustible. Sus valores determinan el número de relaciones de transmisión necesarias ( $m_{nec}$ ) de la caja de velocidad. En la medida que aumenta  $e_n$  por reducción de  $W_M$ , se reduce la  $m_{nec}$ , razón por la cual si el número de marchas es mayor, se reducen áreas de ausencia de potencia, se incrementa el solape, se mejora la selectividad, y, por tanto, se mejoran las cualidades dinámicas y el consumo, posibilitando mayores velocidades de movimiento con mejores coeficientes de aprovechamiento de la potencia. La elasticidad total es el producto de ambas, pero de por sí sola no muestra lo que se expresa, pues su valor puede ser elevado por  $e_n$  con relativamente bajo valor de  $e_M$ .

b) **Característica tractiva del automóvil:** [epígrafe 2.1.2, página 15 de la Metodología](#).

En relación con la característica tractiva expresa que la misma “evalúa el comportamiento cinemático - dinámico del automóvil remotorizado”.

Tal parece, según la redacción, que la característica tractiva se construye solamente para el vehículo remotorizado. La simple construcción de la característica nos permite visualmente evaluar aspectos tales como las áreas de ausencia de potencia, el solape o la selectividad. Su comparación con la correspondiente al vehículo original, puede darnos idea de diferencias que se introducen con el cambio de motor, pero nunca evaluar cuantitativamente estas diferencias. Esto puede lograrse con parámetros existentes, que no son utilizados en la metodología, tales como los indicadores que valoran la relación motor-sistema de transmisión.

En relación con el contenido del epígrafe:

- Define la fuerza tractiva como la “capacidad de rebasar los cambios de resistencia durante la marcha”. La fuerza tractiva es la fuerza motriz del vehículo, generada en la interacción de la rueda motriz con la superficie de apoyo, y a partir de la cual el vehículo puede ponerse en movimiento, si es capaz de vencer las resistencias al mismo. No es adecuada la definición, pues por sí misma no muestra ninguna capacidad de rebasar cambios de resistencia. Es en la comparación de la fuerza tractiva capaz de producirse en característica exterior de velocidad con las resistencias existentes, en condiciones viales y regímenes de velocidad y carga determinados, que se muestran las posibilidades de movimiento.
- Propone asumir valores de eficiencia mecánica de la transmisión de una tabla, cuando existen métodos probados de cálculo de la misma.
- No muestra, como metodología, una explicación clara de cómo construir la característica tractiva.
- La [expresión 2.12, página 16 de la Metodología](#), para el cálculo de la velocidad de movimiento:  $V_{m(i)} = \frac{0.377 \cdot n_m \cdot r_d}{i_{ct(i)}}$  se define incorrectamente  $i_{ct(i)}$  como “relación de transmisión de cada marcha de la caja de velocidades”, cuando en realidad se trata de la relación de transmisión total.
- No habla de la característica ideal, ni de su importancia, ni como construirla. Muestra en la [tabla 2.8, página 17 de la Metodología](#), una expresión para calcular la fuerza tractiva ideal y utiliza la eficiencia mecánica de la transmisión, sin considerar que un vehículo con una fuente energética ideal no requiere un sistema de transmisión convencional. Por supuesto, no existen referencias a la necesidad de evaluar las áreas de ausencia de potencia, el solape o la selectividad como parte de lo que puede desprenderse del estudio de la característica tractiva.
- Más abajo, sin numeración ni fuente, se muestra una expresión del radio dinámico que choca con lo que muestran la mayoría de los autores:  $r_d = (1 - \lambda) \cdot \left(\frac{D_o}{2} + H\right)$ . De esta forma el radio dinámico da valores muy pequeños, pues se afecta  $D_o/2$  con el resultado  $(1-\lambda)$ , y además, la altura del perfil del neumático es casi siempre una fracción del ancho. [Szczipaniak et al \(1981\)](#), propone una expresión parecida:  $r_d = (0.95 - 0.97) \cdot \left(\frac{D_o}{2} + b\right)$ , pero  $(0.95-0.97) > (1-\lambda)$  en cualquier tipo de vehículo y “b” es el ancho del neumático.

En la [página 17](#) del mencionado documento, aparece el siguiente subtítulo: “**Parámetros a determinar por la característica tractiva**”.

El primer parámetro que se relaciona es la **fuerza tractiva máxima**, y la define como: “capacidad del automóvil de vencer el incremento de la resistencia al rodamiento”. Inadecuada definición. La fuerza tractiva se genera en correspondencia con el torque que se transmite y la marcha conectada y es independiente de la resistencia al movimiento, pero es más inadecuado aún, relacionarla sólo con la resistencia al movimiento, como si fuera la única existente. Hay una fuerza tractiva máxima en cada marcha, siendo mayores en las marchas inferiores.

Muestra una [expresión 2.13](#), para la fuerza tractiva máxima, sin especificar que la relación de transmisión que aparece en la expresión es la relación de transmisión total.

Como siguiente parámetro relaciona la **velocidad máxima**, definiéndola como: “mejoras introducidas en la eficiencia de la transportación”.

Esta definición no tiene sentido. En primer lugar, la velocidad máxima no depende de la eficiencia de la transportación, que habría que empezar por definir qué representa. En segundo lugar, la expresión [2.14, página 17](#) del citado documento, pretende determinar la velocidad teórica máxima, pero esta se determina no con la frecuencia de rotación de potencia máxima, sino con frecuencia de rotación máxima y la relación de transmisión que se emplea es la relación de transmisión total, pues en los vehículos con marcha multiplicada, muy usuales en estos tiempos, la  $V_{\text{máx}}$  teórica se obtiene en esa marcha, que no siempre es marcha directa. Por último, un problema conceptual, el diferencial no tiene reducción, la reducción es de la transmisión piñón-corona.

El tercer parámetro que relaciona es el **Factor Dinámico**, también en la [página 17 de la Metodología](#). Lo define como: “respuesta dinámica ante el incremento de resistencia”. La definición no es adecuada. El factor dinámico es un indicador utilizado para comparar cualidades dinámicas de vehículos de diferente peso. Es una medida de la eficiencia en la construcción del vehículo, pues nos indica, una vez rebasada la resistencia aerodinámica, que fuerza tractiva queda libre para emplear en el vencimiento del resto de las resistencias, por ello se calcula por:  $D = \frac{P_{tx} - P_a}{G}$ .

No obstante, en el caso del **factor dinámico máximo**, que se obtiene en 1ra marcha es posible despreciar la resistencia aerodinámica y emplear la [expresión 2.15 de la Metodología](#). Ahora bien, no es un parámetro que se determine con la característica tractiva, a no ser que la misma sea elaborada no como usualmente se hace, es decir, como una función  $P_{tx}=f(V)$ , sino como una función  $D=f(V)$ , o se emplee una construcción con dos ejes y, es decir, uno para  $P_{tx}$  y otro para  $D$ , lo cual no se explica en la metodología.

Cuando define “G” expresa: “peso bruto (tara) del automóvil”. Es incorrecto. El peso bruto incluye la tara y el peso de la carga. La tara es el peso propio del vehículo, peso del vehículo con suministros, herramental, repuestos y con el peso del conductor. La carga, son los pasajeros y sus equipajes en vehículos de transporte de pasajeros, o el material que se transporta en los vehículos de carga.

A continuación, relaciona como parámetro la **pendiente máxima de ascenso**, [página 18 de la Metodología](#). La define como: “posibilidad del automóvil para enfrentar trepadas”. En la definición faltó por precisar que es partiendo del reposo, pues a altas velocidades se pueden enfrentar pendientes mayores.

La [expresión 2.16](#) que utiliza ( $\alpha_{\text{máx}} = \tan^{-1}(D-f)$ ), está en función de la tangente, no del seno como aparece en el texto, que se utilizó como bibliografía principal de la carrera de Transporte automotor, el [Szczpaniak et al \(1981\)](#). Utilizando la tangente en vez del seno el resultado brinda un ángulo de pendiente máxima inferior. No se aprecia justificación matemática del uso de la tangente.

Es un indicador dinámico de importancia, independientemente de que el vehículo esté o no concebido para subir pendientes elevadas. Puede considerarse como un indicador de la capacidad de paso del vehículo.

En la [tabla 2.9 de la metodología, página 18](#), se brindan coeficientes de resistencia al rodamiento de estera, lo que pudiera inducir a que se realicen cálculos en estera con la misma expresión, lo cual es incorrecto. La fuerza que se genera en la rueda dentada motriz de la estera no es la fuerza motriz.

También en la [página 18](#) de la mencionada metodología se incluye la **comprobación de máxima adherencia** e incluye la condición ( $P_{tmáx} \leq P_{\mu máx}$ ). En relación con esto:

- Primero, la fuerza de adherencia es un valor límite que puede alcanzar la fuerza aplicada sin que se produzca el patinaje total. No puede hablarse, por tanto, de fuerza de adherencia máxima.
- Expresa el texto que: Valora la no ocurrencia del patinaje de las ruedas al aplicar fuerza tractiva máxima. No es correcto. El patinaje total no se produce solamente al aplicar la  $P_{tmáx}$ , pues en dependencia del estado de desgaste del neumático y del estado de la vía puede producirse para esfuerzos inferiores a la  $P_{tmáx}$ . Además, no sólo al aplicar una fuerza tractiva se puede producir patinaje, también las fuerzas de frenado lo originan.
- La [expresión 2.17](#) muestra incorrectamente la determinación de la fuerza de adherencia, pues la calcula como producto del coeficiente de adherencia por el peso total, lo cual es incorrecto, pues

el peso total no recae por ejemplo en las ruedas motrices, con excepción de un vehículo todoterreno y en una vía sin pendiente. Hay fuerza de adherencia para el puente delantero y para el puente trasero, en función de las respectivas componentes del peso total que recae en cada uno. Otra cuestión es cuando se habla del frenado en el cual hay que considerar la distribución del peso total por puente

Por último, en la página 19, se incluye la **Potencia máxima necesaria** y la define como: posibilidad de alcanzar la máxima velocidad, venciendo las resistencias de rodamiento y del aire. En relación con lo expresado, se plantea:

- Primero esto no se desprende de la característica tractiva.
- Muestran la **expresión 2.18**: 
$$N_{nec} = \frac{0.278 \cdot 10^{-3} \cdot G \cdot (f \cos \alpha \operatorname{sen} \alpha)}{\eta_0} \cdot V_{m\acute{a}x} + \frac{0.0283 \cdot 10^{-3} \cdot \rho_a \cdot C_x \cdot F}{\eta_0} \cdot V_{m\acute{a}x}^3$$
 ¿Qué se hace con este valor de  $N_{nec}$ ? ¿Qué importancia posee? No lo dice.
- La expresión no es correcta. Aparece el término  $(f \cos \alpha \operatorname{sen} \alpha)$  en vez de  $(f \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha)$ . Además, no considera el efecto de la velocidad en la magnitud del coeficiente de resistencia al rodamiento.
- En vez de calcular la potencia necesaria, debía calcularse la  $V_{m\acute{a}x}$ , que no es la velocidad teórica máxima, comprobar si coincide con lo que dice el fabricante para el vehículo original y determinar su valor en el vehículo modificado, para analizar como la remodelación lo afecta. Además, debía establecer en la metodología las condiciones para las cuales se calcula la  $V_{m\acute{a}x}$ .

### La metodología no contempla:

1. Ni una ligera mención a las particularidades de las nuevas tecnologías existentes en materia automotriz ni los efectos de las nuevas tecnologías en los coeficientes definidos en la década de los 80 del pasado siglo.
2. Una expresión para el cálculo de la eficiencia mecánica de la transmisión en regímenes concretos de movimiento.
3. Una expresión para el cálculo teórico del consumo específico de combustible en característica parcial.
4. Una expresión para el cálculo teórico del consumo de combustible del vehículo, que tome como base la expresión anterior y que sirva como elemento comparativo entre el comportamiento del vehículo original y el remodelado.
5. Un método, analítico o gráfico, para determinar la velocidad máxima de movimiento en un vehículo con carga nominal.

6. Un método para determinar teóricamente un rango de velocidades económicas.
7. Coeficientes para la valoración de la relación motor-sistema de transmisión, de modo de evaluar cuantitativamente las diferencias entre vehículo original y remodelado en cuanto a áreas de ausencia de potencia, solape y selectividad, importantes para evaluar las cualidades cinemáticas y dinámicas del vehículo, además de la suavidad en el cambio de marcha.
8. Otros indicadores dinámicos de importancia, como la capacidad de aceleración, tan importante en vehículos ligeros, y el coeficiente de aprovechamiento de la potencia, este último necesario para determinar teóricamente los rangos de velocidad económica del vehículo.
9. Hace valoraciones sólo con el vehículo, sin considerar que en los vehículos pesados es importante valorar el uso del remolque.
10. No le da uso a la característica tractiva ni a los cálculos necesarios para elaborarla.
11. No contempla cálculos de resistencia sumaria al movimiento, en condiciones predeterminadas. No basta con la característica tractiva, se hace necesario comparar lo que se genera con lo que se gasta.
12. No contempla ningún tipo de análisis de estabilidad. Hacer tanto hincapié en las coordenadas del centro de gravedad y en reacciones en los apoyos, para luego no hacer nada con ello, no resulta comprensible. ¿Qué haces con las variaciones en las coordenadas del centro de gravedad? ¿Qué es admisible y que no lo es? ¿Cómo lo justificas?
13. No se menciona la seguridad activa y pasiva en todo el documento.
14. La bibliografía de la metodología no responde a ninguna norma existente, pues hay diferentes formas de presentación de las referencias. Hay 9 referencias repetidas, una de ellas 4 veces. Se referencian bibliografías de dudosa relación con las temáticas abordadas en la metodología.

### **2.3.-Modelo para la determinación teórica de la velocidad máxima de movimiento.**

La velocidad máxima es un importante indicador, que muestra por un lado las cualidades dinámicas del vehículo y por otra, las velocidades que se han considerado admisibles para el vehículo, desde el punto de vista de su seguridad vial. Debe diferenciarse de la velocidad máxima teórica ( $V_{máxT}$ ), es decir, la que resulta del cálculo de la velocidad en marcha superior, para la frecuencia de rotación máxima, la cual no toma en cuenta las resistencias del movimiento actuantes, en este régimen de movimiento:

$$V_{máxT} = W_{máx} \cdot r_d \cdot i_{CMS}. \quad (2.2)$$

La velocidad máxima es un dato que frecuentemente acompaña la ficha técnica del vehículo, tanto ligero como pesado. ¿Por qué es importante entonces su cálculo teórico? En primer lugar, porque

no aparece en todas las fichas técnicas de los vehículos, y, en segundo lugar, y más importante, porque al remotorizar el vehículo se requiere comparar este parámetro en el vehículo remodelado, con el del vehículo original, para mostrar la conveniencia o no de la remodelación, en función de que sea menor o mayor a la estimada como segura por el fabricante.

Por otro lado, la velocidad máxima que oferta el fabricante puede ser un gancho para el comprador y no un dato serio, útil para trabajos de investigación o sencillamente la velocidad máxima teórica.

La velocidad máxima la determina el fabricante en polígonos de pruebas, por tanto, para comparar el cálculo teórico con los datos de la ficha técnica del vehículo se tienen que considerar estas condiciones viales. El valor del coeficiente de resistencia al camino ( $\psi$ ), puede determinarse, a partir de valores recomendados para la determinación de la velocidad máxima en autopistas (Ilarionov et al, 1985)

$$\text{Para vehículos ligeros: } \psi = 0.01 + 5 \cdot 10^{-6} \cdot V_x^2 \quad (2.3)$$

$$\text{Para vehículos pesados y autotrenes: } \psi = (0.015 - 0.02) + 6 \cdot 10^{-6} \cdot V_x^2 \quad (2.4)$$

Ya sea en un vehículo ligero o pesado, moviéndose a la velocidad máxima, la resistencia aerodinámica es un componente importante dentro de la resistencia total actuante sobre el vehículo.

Se parte del criterio, de que la velocidad máxima se alcanza cuando la resistencia sumaria al movimiento se iguala a la fuerza tractiva en marcha superior:  $P_{txMS} = P_{tneCVmáx}$  (2.5)

Dónde:  $P_{txMS}$  – es la fuerza tractiva que puede generar el vehículo en marcha superior, con máximo suministro de combustible, N.

$P_{tneCVmáx}$  – es la resistencia sumaria que se genera cuando el vehículo se mueve a la velocidad máxima, N.

Se determina la fuerza tractiva, en base a la [expresión 1.30](#) y se sustituye en la misma la eficiencia mecánica de la transmisión (de la [expresión 1.36](#)):

$$P_{txMS} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_0}{r_d \cdot i_{CMS}} = \frac{M_{ex} \cdot \left[ \chi - \frac{[(2 + 0.09 \cdot V_{máx}) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{CMS} \cdot 10^{-3}]}{M_{ex}} \right]}{r_d \cdot i_{CMS}} \quad (2.6)$$

Se simplifica:  $P_{txMS} = \frac{M_{ex} \cdot \chi}{r_d \cdot i_{CMS}} - (2 + 0.09 \cdot V_{máx}) \cdot G \cdot 10^{-3}$  y después se sustituye por la [expresión 1.2](#) para la determinación del torque a una frecuencia de rotación determinada:

$$P_{txMS} = \frac{M_{eN} \cdot \left[ C_1 + C_2 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right) - C_3 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] \cdot \chi}{r_d \cdot i_{CMS}} - (2 + 0.09 \cdot V_{máx}) \cdot G \cdot 10^{-3} \quad (2.7)$$

Se define:  $K_v = \frac{M_{eN} \cdot \chi}{r_d \cdot i_{CMS}}$  y se sustituye:  $\frac{W_{V_{m\acute{a}x}}}{W_N} = \frac{V_{m\acute{a}x}}{V_N}$

$$P_{txMS} = K_v \cdot C_1 + \frac{K_v \cdot C_2}{V_N} \cdot V_{m\acute{a}x} - \frac{K_v \cdot C_3}{(V_N)^2} \cdot (V_{m\acute{a}x})^2 - 2 \cdot 10^{-3} \cdot G - 9 \cdot 10^{-5} \cdot G \cdot V_{m\acute{a}x} \quad (2.8)$$

Se agrupan t\u00e9rminos semejantes:

$$P_{txMS} = \left( -\frac{K_v \cdot C_3}{(V_N)^2} \right) \cdot (V_{m\acute{a}x})^2 + \left( \frac{K_v \cdot C_2}{V_N} - 9 \cdot 10^{-5} \cdot G \right) \cdot V_{m\acute{a}x} + (K_v \cdot C_1 - 2 \cdot 10^{-3} \cdot G) \quad (2.9)$$

Por su parte la resistencia sumaria al movimiento:

$$P_{tneq} = P_C + P_a = G \cdot \psi + K \cdot F \cdot V_{m\acute{a}x}^2 \quad (2.10)$$

Sustituyendo en 2.10 la [expresi\u00f3n 2.3](#), que muestra el valor de  $\psi$  utilizado en la determinaci\u00f3n de la velocidad m\u00e1xima en veh\u00edculos ligeros:

$$P_{tneq} = G \cdot (0.01 + 5 \cdot 10^{-6} \cdot V_{m\acute{a}x}^2) + K \cdot F \cdot V_{m\acute{a}x}^2 = G \cdot 0.01 + (G \cdot 5 \cdot 10^{-6} + K \cdot F) \cdot V_{m\acute{a}x}^2 \quad (2.11)$$

Sustituyendo 2.9 y 2.11 en 2.5 y reagrupando:

$$\left( G \cdot 5 \cdot 10^{-6} + K \cdot F + \frac{K_v \cdot C_3}{V_N^2} \right) \cdot V_{m\acute{a}x}^2 + \left( 9 \cdot 10^{-5} \cdot G - \frac{K_v \cdot C_2}{V_N} \right) \cdot V_{m\acute{a}x} + [G \cdot (0.01 + 2 \cdot 10^{-3}) - K_v \cdot C_1]$$

$$a \cdot V_{m\acute{a}x}^2 + b \cdot V_{m\acute{a}x} + c = 0 \quad (2.12)$$

$$a = G \cdot 5 \cdot 10^{-6} + K \cdot F + \frac{K_v \cdot C_3}{V_N^2}$$

$$b = 9 \cdot 10^{-5} \cdot G - \frac{K_v \cdot C_2}{V_N}$$

$$c = G \cdot (0.01 + 2 \cdot 10^{-3}) - K_v \cdot C_1$$

Estando en presencia de una ecuaci\u00f3n de 2do grado, se procede a la determinaci\u00f3n de  $V_{m\acute{a}x}$  por el

$$\text{discriminante: } V_{m\acute{a}x} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} \quad (2.13)$$

Obtenida la  $V_{m\acute{a}x}$  a partir de la [expresi\u00f3n 2.13](#), se precisa determinar a qu\u00e9 frecuencia de rotaci\u00f3n se alcanza ( $W_{V_{m\acute{a}x}}$ ), por cuanto si  $W_{V_{m\acute{a}x}} > W_{m\acute{a}x}$ , entonces la velocidad m\u00e1xima coincide con la velocidad m\u00e1xima te\u00f3rica, y se determina como:  $V_{m\acute{a}x} = W_{m\acute{a}x} \cdot r_d \cdot i_{CMS}$  (2.14)

La expresi\u00f3n se validar\u00e1 comparando los resultados del c\u00e1lculo te\u00f3rico en un grupo de veh\u00edculos ligeros de gasolina con los datos experimentales que ofrece el fabricante.

## 2.4.-Propuesta para la determinación de la capacidad de aceleración en vehículos ligeros de gasolina.

Por capacidad de impulso o capacidad de aceleración del automóvil, entendemos la cualidad que le posibilita aumentar intensamente la velocidad de movimiento.

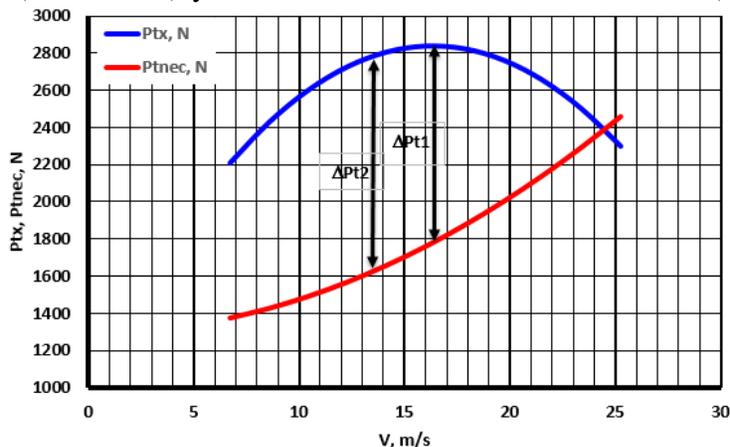
Los parámetros que la valoran son: la capacidad máxima de aceleración, el tiempo de impulso y el recorrido de impulso. Independiente del significado que pueda tener para el vehículo, ligero o pesado, la capacidad máxima de aceleración valora las cualidades dinámicas del mismo.

De la capacidad de aceleración con que cuente un vehículo, en unas condiciones dadas de movimiento, así serán sus posibilidades de desarrollar maniobras de adelantamiento en condiciones intensas de tráfico o alcanzar una velocidad determinada en un tiempo y espacio reducido. Por tanto, se propone a continuación un método de determinación de la capacidad máxima de aceleración en cualquier condición de movimiento.

### Capacidad máxima de aceleración:

En las marchas inferiores, utilizar el criterio de que la máxima capacidad de aceleración se determina para la fuerza tractiva determinada en el régimen de torque máximo, puede ser válido, pero para marchas superiores o intermedias la incidencia de la resistencia sumaria al movimiento varía el régimen para el cual la capacidad de aceleración se hace máxima.

En la [figura 2.1](#), se representa la curva de fuerza tractiva ( $P_{tx}$ ), de un camión en su marcha superior (5ta marcha) y la resistencia sumaria al movimiento ( $P_{trec}$ ). Puede observarse que la reserva de



fuerza tractiva  $\Delta P_{t1}$ , correspondiente a la fuerza tractiva máxima, calculada en función del torque máximo, es menor que la  $\Delta P_{t2}$ , que le precede en torque.

**Fig. 2.1. Reserva de fuerza tractiva en la marcha superior en vehículos pesados. Fuente: Elaboración propia**

Por tanto, se hace necesario establecer un criterio que brinde seguridad absoluta, en cualquier marcha, de cuál es la velocidad a que se alcanza la capacidad máxima de aceleración y la cuantía de esa magnitud instantánea.

Para acometer esta tarea, es preciso remontarse al cálculo diferencial y determinar el extremo de la función ( $P_{tx} - P_{mec}$ ), es decir, hallar la máxima reserva de fuerza tractiva, que es, en una marcha determinada, la que determina la capacidad de aceleración máxima.

En esta ecuación la variable independiente será la velocidad de movimiento. Determinada la velocidad de movimiento en una marcha determinada, que garantiza la máxima reserva de fuerza tractiva, se determina, a partir de la misma, la capacidad máxima de aceleración en esa marcha de movimiento.

Determinemos el extremo de la dependencia ( $P_{tx} - P_{mec}$ ):

La fuerza tractiva en característica exterior de velocidad se designa como:

$$P_{tx} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{ci}} = \frac{M_{ex} \cdot \left[ \chi - \frac{(2 + 0.09 \cdot V_x) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot 10^{-3}}{M_{ex}} \right]}{r_d \cdot i_{ci}} = \frac{M_{ex} \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci}} - (2 + 0.09 \cdot V_x) \cdot G \cdot 10^{-3} \quad (2.15)$$

Sustituyendo  $M_{ex}$  en función de la velocidad de movimiento y simplificando la expresión se obtiene:

$$P_{tx} = \frac{M_{eN} \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci}} \cdot \left[ C_1 + \frac{C_2}{V_{Ni}} \cdot V_x - \frac{C_3}{V_{Ni}^2} \cdot V_x^2 \right] - G \cdot 10^{-3} \cdot (2 + 0.09 \cdot V_x) \quad (2.16)$$

Donde:  $V_{Ni} = W_N \cdot r_d \cdot i_{ci}$ , la cual es constante en cada relación de transmisión.

En el caso de la resistencia sumaria, no se considera ni la fuerza de tiro ni la fuerza de inercia, pues la optimización se utilizará tanto para determinar la capacidad máxima de aceleración como la máxima fuerza de tiro en el gancho. Dado que se intentan valorar las cualidades dinámicas del vehículo se considera, como se expresó anteriormente, vía horizontal, es decir,  $P_c = P_r$ . Por tanto:

$$P_{mec} = P_c + P_a = G \cdot (f_o + k_f \cdot V_x^2) + K \cdot F \cdot V_x^2 \quad (2.17)$$

La reserva de fuerza tractiva es:  $\Delta P_{tx} = P_{txi} - P_{tnec}$  (2.18)

Sustituyendo 2.16 y 2.17 en 2.18, derivando e igualando a cero se obtiene:

$$\left[ \frac{M_{eN} \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci}} \cdot \left( \frac{C_2}{V_N} - \frac{2 \cdot C_3}{V_N^2} \cdot V_x \right) - 9 \cdot 10^{-5} \cdot G \right] - [2 \cdot G \cdot k_f \cdot V_x + 2 \cdot K \cdot F \cdot V_x] = 0 \quad (2.19)$$

Simplificando y despejando, se obtiene la velocidad a que se hace máxima la aceleración en una marcha determinada  $V_{am\acute{a}xi}$  como:

$$V_{am\acute{a}xi} = \frac{\frac{M_{eN} \cdot \chi \cdot C_2}{r_d \cdot i_{ci}} \cdot \frac{V_N}{V_N} - 9 \cdot 10^{-5} \cdot G}{\frac{M_{eN} \cdot \chi \cdot 2 \cdot C_3}{r_d \cdot i_{ci}} \cdot \frac{V_N^2}{V_N^2} + 2 \cdot (G \cdot k_f + K \cdot F)} \quad (2.20)$$

Con la velocidad que garantiza la mayor reserva de fuerza tractiva, determinamos  $P_{tx}$  por la [expresión 2.16](#) y  $P_{mec}$  por la [expresión 2.17](#) y se halla la reserva de fuerza tractiva:

$$\Delta P_t = P_{tx} - P_{mec} \quad (2.21)$$

Para determinar la **máxima capacidad de aceleración** en esa marcha, igualamos  $\Delta P_t$  a la fuerza de inercia y despejando obtenemos:

$$\frac{dV}{dt}_{m\acute{a}x} = \frac{\Delta P_t \cdot g}{G \cdot \delta_i} \quad (2.22)$$

La capacidad máxima de aceleración no es un dato que oferten los fabricantes de vehículos, no obstante, después de una búsqueda minuciosa se encontraron datos experimentales de la capacidad máxima de aceleración en cada una de las marchas en una bibliografía muy especializada ([Vorovskii, 1984](#)), de los cuales se tomaron 5 vehículos ligeros de 4 marchas, de los cuales se cuenta con los datos técnicos completos del fabricante. Estos resultados experimentales, nos servirán de validación del modelo propuesto.

### **Tiempo y recorrido de impulso hasta una velocidad determinada.**

En primer lugar, hay necesidad de conocer que  $V_{m\acute{a}x}$  es capaz de desarrollar el vehículo, sobre todo en el caso de las remotorizaciones, para determinar tiempo y recorrido de impulso hasta una velocidad verdaderamente alcanzable por el vehículo. Para determinarla se utilizarán los resultados propuestos en el [epígrafe 2.3](#) con la [expresión 2.12](#).

En los vehículos con transmisión mecánica durante el movimiento desde el reposo, con cambios de marcha, se produce durante un breve intervalo de tiempo el patinaje del embrague. Según [Litvinov & Farovin \(1989\)](#), frecuentemente este proceso se desprecia y se considera que, inmediatamente después del cambio de marcha, se transmite la potencia del motor correspondiente a máximo suministro de combustible. Se considera que en cada momento de tiempo hacia las

ruedas se transmite la potencia de característica exterior, a la frecuencia de rotación correspondiente a la velocidad de movimiento variable del automóvil acelerado.

Dichos autores consideran que, el tiempo de cambio de marcha ( $\tau_{cm}$ ) depende de las particularidades constructivas del automóvil, así como de la calificación del conductor, el cual, si posee alta calificación, emplea de 1-2 s en el cambio de marcha en un vehículo de gasolina, aunque, en el caso del diésel, como tiene mayor momento de inercia del volante y la transmisión, el  $\tau_{cm}$  se incrementa aproximadamente en 1.5-2 veces.

La magnitud de la caída de velocidad durante el tiempo de cambio de marcha ( $\Delta V_{cm}$ ), depende fundamentalmente del tipo de vía, del peso total del vehículo y de la velocidad de movimiento, la cual incide tanto en la magnitud de la resistencia aerodinámica, como en las pérdidas hidráulicas en la transmisión.

Para su determinación se relacionan en la literatura:

**Ilarionov et al, 1985**  $\Delta V = \frac{v^{9.81} \cdot \Delta t}{\delta_i}$ . No considera la resistencia aerodinámica ni las pérdidas hidráulicas en el sistema de transmisión.

**Litvinov & Farovin, 1989**  $\frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt} = -P_r - P_a - P_{fricc} - K_b \cdot V$ . Proviene de resultados experimentales.  $K_b$  está definida para un grupo reducido de vehículos.

**Padrón Hernández, 2003**  $\frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{-P_r - P_a}{\eta_0}$  No considera pérdidas hidráulicas y no hay sustento teórico para la inclusión de la eficiencia.

**Pérez Gálvez, 2007**  $-\left(\frac{G}{g} \cdot \delta_i + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r\right) \cdot \frac{dV}{dt} = P_r + P_a + P_H$ . Considera las pérdidas hidráulicas pero incluye el remolque.

Como quiera, que el propósito del cálculo teórico de la caída de velocidad durante el cambio de marcha es determinar indicadores que evalúen las cualidades dinámicas del vehículo, se considera el vehículo con carga nominal uniformemente distribuida y sin ningún tipo de remolque. Estando en presencia de un movimiento decelerado, en una vía horizontal, la ecuación de movimiento se presenta:

$$-\frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt} = P_r + P_a + P_H \quad (2.23)$$

Dónde:  $P_H$  – representa las pérdidas hidráulicas en el sistema de transmisión.

Las pérdidas en la transmisión se han representado a través de sus pérdidas hidráulicas, por ello podemos considerar  $\delta_i = 1.04 + \frac{A_p}{i_{si}^2} \approx 1.04$ , por cuanto las piezas giratorias del motor y el volante

se han desconectado de la transmisión. Sustituyendo en la [expresión 2.23](#):

$$-\frac{G}{g} \cdot 1.04 \cdot \frac{dV}{dt} = G \cdot \psi_0 + K_{aer} \cdot V_{cmi}^2 + [(2 + 0.09 \cdot V_{cmi}) \cdot G \cdot 10^{-3}]$$

$$-\frac{dV}{dt} = \frac{g}{1.04} \left[ \psi_0 + \frac{K_{aer} \cdot V_{cmi}^2}{G} + [(2 + 0.09 \cdot V_{cmi}) \cdot 10^{-3}] \right] \quad (2.24)$$

El valor de  $\psi_0$  puede determinarse, a partir de valores recomendados para la determinación de la velocidad máxima en autopistas ([Ilarionov et al, 1985](#))

$$\text{Para vehículos ligeros: } \psi_0 = 0.01 + 5 \cdot 10^{-6} \cdot V_{cmi}^2 \quad (2.25)$$

$$\text{Para vehículos pesados y autotrenes: } \psi_0 = (0.015 - 0.02) + 6 \cdot 10^{-6} \cdot V_{cmi}^2 \quad (2.26)$$

Por tanto, para vehículos ligeros, la caída de velocidad durante el cambio de marcha:

$$\Delta V = \frac{g}{1.04} \left[ \left( 0.01 + 5 \cdot 10^{-6} \cdot V_{cmi}^2 \right) + \frac{K_{aer} \cdot V_{cmi}^2}{G} + [(2 + 0.09 \cdot V_{cmi}) \cdot 10^{-3}] \right] \cdot \Delta t \quad (2.27)$$

Para vehículos pesados:

$$\Delta V = \frac{g}{1.04} \left[ \left( 0.015 + 6 \cdot 10^{-6} \cdot V_{cmi}^2 \right) + \frac{K_{aer} \cdot V_{cmi}^2}{G} + [(2 + 0.09 \cdot V_{cmi}) \cdot 10^{-3}] \right] \cdot \Delta t \quad (2.28)$$

Se requiere ahora definir un criterio para determinar la velocidad de cambio de marcha, de modo que pueda desarrollarse el impulso del vehículo hasta la velocidad de 100km/h en el menor tiempo y recorrido, partiendo de la velocidad mínima de movimiento estable. Entre las condiciones a considerar se relacionan:

- A priori se deben diferenciar las velocidades de cambio de marcha ( $V_{cm}$ ) en dos períodos diferentes: Antes de la década del 90, caracterizada por motores de carburación en gasolina, cajas de velocidad de 4 marchas, motor delantero longitudinal y tracción trasera. El otro período es a partir de la década de los 90, en que se generaliza la inyección de gasolina, cajas de velocidad de 5 y 6 marchas, motor delantero transversal y tracción delantera, lo cual favorece notablemente su desempeño, en relación con los vehículos de las décadas precedentes.
- La velocidad de cambio de marcha debe garantizar que, aun con la caída de velocidad propia del cambio de marcha, la velocidad de inicio de la marcha siguiente sea superior a su  $V_{mín}$ .

- Si bien es cierto, que los modelos que se propongan para determinar el tiempo y recorrido hasta una velocidad determinada, pueden ser utilizados para un ciclo básico modificado, existen diferencias en cuanto a criterios que se aplican en uno y otro caso.
- Si bien en ambos, se obtienen resultados que sirven para evaluar el desempeño del vehículo, en este caso, el objetivo no es buscar un régimen de movimiento que favorezca el consumo de combustible, sino evaluar la cualidad dinámica capacidad de aceleración, independientemente de que, como parte del cálculo, se determine el consumo de combustible en ese período de tiempo.
- Por tanto, se trata de aprovechar al máximo las posibilidades de aceleración, aun cuando ello conspire contra el consumo de combustible. Por ello se propone utilizar como criterios de cambio de marcha:
  - a)  $V_{cmi} = k_1 \cdot V_N$  Criterio propuesto Millo Carmenate & Padrón Hernández ( $k_1=0.85$ )
  - b)  $V_{cmi} = k_2 \cdot V_M$  Criterio por evaluar. Propuesto:  $k_2 > 1$
  - c)  $V_{cmi} = k_3 \cdot V_{amáxi}$  Criterio por evaluar. Propuesto:  $k_3 = 1.2$
- Partiendo de estos criterios, modificables en función de los resultados que ofrezcan, se propondrá el criterio a utilizar en la presente investigación para vehículos ligeros.

Como primer paso, hay que determinar en qué marchas es posible alcanzar la velocidad de 100km/h, comparando la frecuencia de rotación necesaria ( $W_{x100i}$ ) con la frecuencia de rotación máxima. Concluido este paso, se procede a determinar el tiempo y recorrido de impulso en alcanzar la velocidad establecida en la menor marcha posible.  $W_{x100i} = \frac{V}{r_d \cdot i_{ci}} \quad W_{x100i} < W_{máx}$

(2.29)

Para determinar la expresión referida **al tiempo de movimiento en cada marcha**, se parte de la ecuación de movimiento para el vehículo ligero o pesado sin remolque:

$$\frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt} = P_{tx} - (P_c + P_a) \quad (2.30)$$

Se sustituye  $P_{tx}$  por la [expresión 1.30](#):

$$\frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_0}{r_d \cdot i_{ci}} - (P_c + P_a) \quad (2.31)$$

A continuación se sustituye  $\eta_0$  por [expresión 1.36](#), así como las resistencias al camino y aerodinámica.

$$\frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{M_{ex} \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci}} - (2 + 0.09 \cdot V) \cdot G \cdot 10^{-3} - K_{aer} \cdot V^2 + G \cdot \psi \quad (2.32)$$

Se sustituye  $\psi$  por la [expresión 2.3](#):

$$\frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{M_{ex} \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci}} - (2 + 0.09 \cdot V) \cdot G \cdot 10^{-3} - K_{aer} \cdot V^2 - G \cdot (0.01 + 5 \cdot 10^{-6} \cdot V^2) \quad (2.33)$$

Sustituyendo  $M_{ex}$  por la [expresión 1.2](#):

$$\frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{M_{eN} \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci}} \cdot \left[ C_1 + C_2 \cdot \left( \frac{V_x}{V_N} \right) - C_3 \cdot \left( \frac{V_x}{V_N} \right)^2 \right] - (2 + 0.09 \cdot V) \cdot G \cdot 10^{-3} - K_{aer} \cdot V^2 - G \cdot (0.01 + 5 \cdot 10^{-6} \cdot V^2) \quad (2.34)$$

Agrupando factores se obtiene:

$$\frac{\delta_i}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = a_{imp} \cdot V^2 + b_{imp} \cdot V + c_{imp} \quad (2.35)$$

$$a_{imp} = - \left( 5 \cdot 10^{-6} + \frac{M_{eN} \cdot C_3 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot V_N^2} + \frac{K_{aer}}{G} \right)$$

$$b_{imp} = \frac{M_{eN} \cdot C_2 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot V_N} - 9 \cdot 10^{-5}$$

$$c_{imp} = \frac{M_{eN} \cdot C_1 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci}} - 0.012$$

De [2.35](#) se obtiene:  $dt = \frac{\delta_i}{g} \cdot \frac{dV}{a_{imp} \cdot V^2 + b_{imp} \cdot V + c_{imp}}$  (2.36)

Entonces:  $\int_{t_{omi}}^{t_{cmi}} dt = t_{cmi} - t_{omi} = \Delta t_{impi} = \frac{\delta_i}{g} \cdot \int_{V_{omi}}^{V_{cmi}} \frac{dV}{a_{imp} \cdot V^2 + b_{imp} \cdot V + c_{imp}}$  (2.37)

Hay dos variantes de solución de la integral:

Si  $b_{imp}^2 < 4 \cdot a_{imp} \cdot c_{imp}$  entonces:

$$\Delta t_{impi} = \frac{\delta_i}{g} \cdot \left[ \frac{2}{\sqrt{4 \cdot a_{imp} \cdot c_{imp} - b_{imp}^2}} \cdot \arctg \left( \frac{2 \cdot a_{imp} \cdot V + b_{imp}}{\sqrt{4 \cdot a_{imp} \cdot c_{imp} - b_{imp}^2}} \right) \right]_{V_{omi}}^{V_{cmi}} \quad (2.38)$$

Si  $b_{imp}^2 > 4 \cdot a_{imp} \cdot c_{imp}$  entonces:

$$\Delta t_{impi} = \frac{\delta_i}{g} \cdot \left[ \frac{1}{\sqrt{b_{imp}^2 - 4 \cdot a_{imp} \cdot c_{imp}}} \cdot \ln \left( \frac{2 \cdot a_{imp} \cdot V + b_{imp} - \sqrt{b_{imp}^2 - 4 \cdot a_{imp} \cdot c_{imp}}}{2 \cdot a_{imp} \cdot V + b_{imp} + \sqrt{b_{imp}^2 - 4 \cdot a_{imp} \cdot c_{imp}}} \right) \right]_{V_{omi}}^{V_{cmi}} \quad (2.39)$$

En el caso del logaritmo debe tomarse el valor absoluto.

Para la determinación del espacio recorrido en cada marcha, se parte de la [expresión 2.35](#), multiplicando la misma por  $dS/dS$ :

$$\frac{\delta_i}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \frac{dS}{dS} = a_{imp} \cdot V^2 + b_{imp} \cdot V + c_{imp} \quad (2.40)$$

$$\int_{S_{omi}}^{S_{cmi}} dS = S_{cmi} - S_{omi} = \Delta S_{impi} = \frac{\delta_i}{g} \cdot \int_{V_{omi}}^{V_{cmi}} \frac{V \cdot dV}{a_{imp} \cdot V^2 + b_{imp} \cdot V + c_{imp}} \quad (2.41)$$

Esta expresión tiene una solución del tipo:

$$\Delta S_{impi} = \frac{\delta_i}{g} \cdot \left[ \frac{1}{a_{imp}} \cdot \ln |a_{imp} \cdot V^2 + b_{imp} \cdot V + c_{imp}| \Big|_{V_{omi}}^{V_{cmi}} - \frac{b_{imp}}{2 \cdot a_{imp}} \cdot \int_{V_{omi}}^{V_{cmi}} \frac{dV}{a_{imp} \cdot V^2 + b_{imp} \cdot V + c_{imp}} \right] \quad (2.42)$$

La integral que aparece en el segundo término de la ecuación ya fue resuelta en [2.37](#).

En cuanto al recorrido que se produce durante el cambio de marcha. Se trata de un movimiento rectilíneo desacelerado, que se desarrolla a lo largo del tiempo de cambio de marcha, que se ha establecido en un tiempo  $t_{cm}$ :

$$s_{cm} = v_{cmi} \cdot t_{cmi} - \left( \frac{P_a + P_r}{2 \cdot \delta_{iD} \cdot G/g \cdot \eta_{inv}} \cdot t_{cmi}^2 \right) \quad (2.43)$$

$\delta_{iD}$  – Coeficiente de las masas reducidas, considerando únicamente la inercia de las ruedas del vehículo.

Esta evaluación se realiza utilizando el concepto de eficiencia invertida. Para el consumo para el cambio de marcha se toman las mismas consideraciones que para el régimen de frenado con el motor, por tanto, se calcula igual.

## 2.5.-Conclusiones parciales

- El análisis crítico realizado a la Metodología de Ejecución, Cambios y Conversiones Automóviles del MITRANS, en lo que respecta a la remotorización en sí, fue realizado con profundidad, en detalle, mostrando aspectos claves, hacia los cuales hay que dirigir la investigación para lograr su futuro perfeccionamiento.
- El modelo de determinación de la velocidad máxima de movimiento, es de fácil determinación por ser una ecuación cuadrática, lo cual también posibilita su determinación teórica en bases de datos de automóviles y debe garantizar mayor exactitud en los cálculos que el método gráfico.

- El modelo de determinación de la aceleración máxima, desde su propia concepción, a través de un proceso de optimización, garantiza buenos resultados y posibilidades de empleo, como complemento en otros modelos.
- Los modelos para la determinación del tiempo y recorrido de impulso, más complejos en su concepción, por la complejidad de sus ecuaciones, por lo complejo de su solución, y por lo complejo que resulta definir criterios para las velocidades de cambio de marcha, constituirán un punto de partida para su empleo como indicadores de valoración de las propuestas de remotorización y para la construcción de otras herramientas como los ciclos básicos, en cualquiera de sus modalidades.

## **CAPÍTULO III: ANÁLISIS DE RESULTADOS**

### **3.1.-Introducción.**

El capítulo se inicia con los resultados del cálculo teórico de la velocidad máxima en vehículos de gasolina, parámetro de gran utilidad para valorar las cualidades del vehículo remotorizado. Continúa con los resultados obtenidos en la aplicación del modelo de determinación de la aceleración máxima en vehículos ligeros, para cualquier marcha de movimiento. Finalmente, se muestran los resultados de la determinación del tiempo de impulso hasta una velocidad determinada, asumiendo tres variables para la definición de la velocidad de cambio de marcha. En todos los casos, los resultados se comparan con bases de datos de resultados experimentales en un grupo de vehículos.

### 3.2.-Cálculo teórico de la velocidad máxima en vehículos de gasolina.

En la [tabla 3.1](#) se muestran los resultados del cálculo teórico de la velocidad máxima en la marcha superior ([expresión 2.12](#)), y su comparación con la velocidad experimental correspondiente, en una base de datos de 22 vehículos ligeros ([Vorovskii, 1984](#)).

**Tabla 3.1. Resultados del cálculo teórico de la velocidad máxima en marcha superior en vehículos de gasolina. Fuente: [Elaboración propia](#)**

	1	2	3	4	5	6
Vehículo	Ligero	Ligero	Ligero	Combi	Ligero	Ligero
Formula de ruedas	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2
Nemáx/nN, kW/rpm	30.2/4400	47/5600	50.7/5600	47/5600	56.6/5600	58.8/5400
Vmaxfab, kmh	118	142	145	145	152	154
Vmáx teórica, kmh	120.28	140.06	138.88	130.58	143.51	146.27
<b>Error relativo</b>	<b>-0.045</b>	<b>0.012</b>	<b>0.042</b>	<b>0.099</b>	<b>0.007</b>	<b>0.050</b>
	7	8	9	10	11	12
Vehículo	Ligero	Ligero	Ligero	Ligero	Ligero	Ligero
Formula de ruedas	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2
Nemáx/nN, kW/rpm	50.7/5600	56.6/5600	36.8/4750	36.8/4750	55.2/5800	55.2/5800
Vmaxfab, kmh	145	152	122	115	142	135
Vmáx teórica, kmh	136.37	141.43	120.35	118.36	140.04	138.95
<b>Error relativo</b>	<b>0.060</b>	<b>0.070</b>	<b>0.014</b>	<b>-0.029</b>	<b>0.014</b>	<b>-0.029</b>
	13	14	15	16	17	18
Vehículo	Ligero	Ligero	Ligero	Jeep	Jeep	Micro
Formula de ruedas	4x2	4x2	4x4	4x4	4x4	4x4
Nemáx/nN, kW/rpm	69.9/4500	77.2/4750	58.8/5400	55.2/4000	55.2/4000	55.2/4000
Vmaxfab, kmh	147	152	132	100	100	95
Vmáx teórica, kmh	144.73	147.24	132.13	107.49	86.96	102.30
<b>Error relativo</b>	<b>0.015</b>	<b>0.031</b>	<b>-0.001</b>	<b>-0.075</b>	<b>0.130</b>	<b>-0.077</b>
	19	20	21	22		
Vehículo	Micro	Micro	Micro	Micro		
Formula de ruedas	4x2	4x2	4x4	4x4		
Nemáx/nN, kW/rpm	70.2/4500	55.2/4000	55.2/4000	55.2/4000		
Vmaxfab, kmh	120	95	95	95		
Vmáx teórica, kmh	109.44	99.24	99.38	97.95	<b>Promedio</b>	
<b>Error relativo</b>	<b>0.088</b>	<b>-0.045</b>	<b>-0.046</b>	<b>-0.031</b>	<b>±0.04594</b>	

Como puede observarse, a pesar de las inexactitudes que se presentan en algunos datos y de la necesidad de asumir, dentro de un rango de variación adecuado, determinados coeficientes, los resultados son muy satisfactorios, con un 4.59% de error relativo como promedio. Sólo en un vehículo el error relativo supera el 10%.

Estos resultados validan el uso de la expresión para el cálculo de la velocidad máxima en vehículos de gasolina, si bien no ha podido validarse en vehículos con motores de inyección de gasolina, donde no existe un modelo que defina con exactitud su característica exterior de velocidad. En

estos motores se producen diferencias más o menos pronunciadas en su característica exterior de velocidad, por lo que hay que seguir trabajando en la búsqueda de modelos que la representen adecuadamente.

No obstante, en ausencia de modelos específicos, debe comprobarse que tan adecuadas son las actuales expresiones para definir la velocidad máxima en las diferentes variantes de motores de inyección de gasolina y en los diésel convencionales, y en algunas variantes de motores diésel actuales con características exteriores de velocidad, cuya modelación es factible (motores diésel con potencia o torque constante, o ambos, durante un rango de variación de la frecuencia de rotación del motor).

### 3.3.-Validación de los modelos de determinación de la capacidad de aceleración.

Como fue planteado en capítulo precedente, la aceleración máxima es uno de los 3 parámetros que valoran la capacidad de aceleración de un vehículo. A pesar de ello, no es un parámetro que tenga incidencia en la decisión de compra de una entidad o de un individuo, pues en ausencia de un conocimiento técnico profundo, es un parámetro que no les indica lo que es adecuado o no. Es mucho más atractivo el tiempo de impulso, y en menor medida el recorrido de impulso, hasta una velocidad determinada.

No obstante, se logró encontrar como se expresó en el capítulo II, una base de datos de resultados experimentales de la aceleración máxima en cada una de sus marchas, en 5 vehículos de gasolina, con los cuales se cuentan con los datos técnicos que posibilitan el cálculo teórico por las expresiones 2.20-2.22. Los resultados comparativos del cálculo teórico con los resultados experimentales, se muestra en la tabla 3.2.

**Tabla 3.2. Resultados del cálculo teórico de la aceleración máxima en cada marcha en 5 vehículos ligeros de gasolina con resultados experimentales. Fuente: Elaboración propia**

<b>Vehículos ligeros:</b>	<b>Marcha</b>	<b>dV/dt máx experim</b>	<b>dV/dt máx teórica</b>	<b>error relativo</b>
<b>4x2 tracción trasera 30.2 kW/4400 rpm 74.5 N.m/2700 rpm</b>	1ra	1.75	1.821	-0.0408
	2da	1.38	1.271	0.0788
	3ra	0.84	0.823	0.0207
	4ta	0.54	0.460	0.1483
<b>4x2 tracción trasera 47 kW/5600 rpm 87.3 N.m/3300 rpm</b>	1ra	1.93	1.940	-0.0053
	2da	1.43	1.448	-0.0124
	3ra	0.9	0.918	-0.0200
	4ta	0.59	0.503	0.1476
<b>4x2 tracción trasera</b>	1ra	2.1	2.125	-0.012

<b>56.6 kW/5600 rpm</b> <b>105.9 N.m/3400 rpm</b>	2da	1.5	1.592	-0.061
	3ra	0.97	1.018	-0.050
	4ta	0.63	0.571	0.093
<b>4x2 tracción trasera</b> <b>36.8 kW/4750 rpm</b> <b>91.2 N.m/2975 rpm</b>	1ra	1.91	1.762	0.0772
	2da	1.39	1.377	0.0092
	3ra	0.86	0.861	-0.0012
	4ta	0.55	0.579	-0.0535
<b>4x2 tracción trasera</b> <b>55.2 kW/5800 rpm</b> <b>107.9 N.m/3600 rpm</b>	1ra	2.08	2.056	0.012
	2da	1.42	1.440	-0.014
	3ra	0.94	0.910	0.032
	4ta	0.63	0.644	-0.023

Como puede apreciarse, los mayores errores relativos se alcanzan en las marchas superiores, pero en sentido general se alcanza un error relativo promedio de 4.55% (ignorando el signo del error), que suele ser un error permisible en resultados teóricos en ingeniería mecánica.

En relación con los resultados experimentales, y el error relativo, hay que decir que de inicio los errores daban valores muy elevados, con énfasis en las marchas superiores. No obstante, en la propia bibliografía encontramos algunos datos de los vehículos sometidos a experimentación: radio dinámico, precisiones en las relaciones de transmisión, área frontal proyectada y coeficiente aerodinámico, que nos ayudaron a reducir considerablemente el error relativo.

Ello nos indica, que no solo hay que trabajar en buscar modelos más adecuados, sino también datos técnicos más fidedignos o más actualizados, o los más adecuados para el vehículo con datos experimentales, porque en ocasiones un mismo modelo de vehículo se fabrica en varias temporadas diferentes, con una u otra modificación en sus parámetros técnicos.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos en la determinación del tiempo de impulso hasta la velocidad de 100 km/h. Al determinar, en que marchas se alcanza la velocidad de 100 km/h, se comprueba que en los vehículos de gasolina (carburación) con resultados experimentales, de los cuales contamos con datos técnicos, en todos los casos se alcanza la mencionada velocidad en 3ra marcha, con una frecuencia de rotación inferior a la frecuencia de rotación máxima.

En cuanto al tiempo de impulso hasta la velocidad de 100 km/h se realizó el cálculo en 14 vehículos ligeros de gasolina con resultados experimentales (NIIAT, 1985). Como se expresó en el capítulo II, para la solución del modelo se utilizarán tres criterios diferentes para definir la velocidad del cambio de marcha.

**1er criterio:**

Este criterio fue propuesto por Millo Carmenate (2003):  $V_{cmi} = 0.85 \cdot V_N$

Se aplicó el criterio que involucra la velocidad que se obtiene a la frecuencia de rotación de la potencia máxima y se obtuvieron tiempos de movimiento muy distantes de lo expresado en el manual del NIAT. A partir de esos resultados, sobre la base del mismo criterio, se probó con valores mayores y menores de 0.85, observando el resultado que generan los cambios, tanto en los resultados individuales de cada vehículo como en el resultado promedio del conjunto. De este modo, se arriba a los mejores resultados con el coeficiente de 0.7.

**Tabla 3.3. Resultados del cálculo teórico del tiempo de impulso hasta V=100 km/h con velocidad de cambio de marcha  $V_{cm} = 0.7 V_N$**

	1	2	3	4	5	6	7
<b>Tiempo teórico</b>	<b>22.12</b>	<b>22.24</b>	<b>30.21</b>	<b>17.73</b>	<b>11.64</b>	<b>19.85</b>	<b>15.69</b>
<b>Tiempo experim</b>	<b>20</b>	<b>18</b>	<b>23</b>	<b>17</b>	<b>16</b>	<b>18</b>	<b>15</b>
<b>Error relativo</b>	<b>0.11</b>	<b>0.24</b>	<b>0.31</b>	<b>0.04</b>	<b>0.27</b>	<b>0.10</b>	<b>0.05</b>
	8	9	10	11	12	13	14
<b>Tiempo teórico</b>	<b>27.46</b>	<b>30.62</b>	<b>12.89</b>	<b>14.80</b>	<b>15.32</b>	<b>14.28</b>	<b>11.52</b>
<b>Tiempo experim</b>	<b>30</b>	<b>33</b>	<b>19</b>	<b>22</b>	<b>21</b>	<b>16.2</b>	<b>23</b>
<b>Error relativo</b>	<b>0.08</b>	<b>0.07</b>	<b>0.32</b>	<b>0.33</b>	<b>0.27</b>	<b>0.12</b>	<b>0.50</b>

Los números que encabezan los resultados se corresponden con el número del vehículo en la base de datos que aparece en la [tabla 2 del Anexo](#).

Se debe recordar que al comparar no pretendemos validar, como tal los resultados, puesto que los vehículos parten del reposo y los cálculos teóricos se realizan partiendo de la velocidad mínima de movimiento estable en 1ra marcha. No obstante, la comparación nos permite aquilatar que tan adecuados pueden ser los resultados.

El error relativo promedio es del 20%, muy elevado para declarar adecuado el resultado. No obstante, hay resultados como los de los vehículos 4 y 7 (4 y 5%), que resultan muy adecuados y los de los vehículos 8 y 9 (7 y 8%), un tanto mayores, pero también normales en un cálculo teórico. Contrastan estos resultados con el 50% del vehículo 14 o los mayores de 30% de los vehículos 3, 10 y 11.

En los resultados obtenidos en cuanto a la determinación teórica de la experimentales de la aceleración máxima o de la velocidad máxima, se pudieron encontrar datos tales, como los coeficientes aerodinámicos, el área frontal proyectada, el radio dinámico de la rueda, entre otros, medidos por la propia entidad que realizó las mediciones, así como algunas precisiones en cuanto a las relaciones de transmisión con referencia a datos que teníamos de otras fuentes, que nos permitieron validar los resultados obtenidos, en este caso no contamos con esa posibilidad.

Encontrar con un mismo modelo resultados muy próximos a los reales y otros sumamente distintos a dichos resultados nos indica, mas que todo, dificultades con la base de datos en primer lugar.

Los resultados nos muestran que los valores en las primeras marchas son aparentemente adecuados, pero en la última marcha crece el tiempo considerablemente, pues en cada cambio de marcha se va reduciendo la frecuencia de rotación a que se alcanza la velocidad de cambio, lo que trae como consecuencia que en la 3ra marcha hay que elevar considerablemente la frecuencia de rotación para arribar a la velocidad establecida.

A continuación se muestra en detalle este aspecto, en la tabla 3.4

**Tabla 3.4. Resultados del cálculo teórico del tiempo teórico de impulso, en cada marcha, hasta  $V=100$  km/h con velocidad de cambio de marcha  $V_{cm} = 0.7 V_N$**

	1	2	3	4	5	6	7
<b>Tiempo 1ram</b>	<b>4.47</b>	<b>4.84</b>	<b>5.90</b>	<b>4.13</b>	<b>4.08</b>	<b>5.85</b>	<b>5.65</b>
<b>Tiempo 2dam</b>	<b>3.56</b>	<b>3.86</b>	<b>4.76</b>	<b>3.36</b>	<b>4.27</b>	<b>6.01</b>	<b>5.97</b>
<b>Tiempo 3ram</b>	<b>20.85</b>	<b>20.06</b>	<b>24.97</b>	<b>17.50</b>	<b>17.25</b>	<b>22.75</b>	<b>20.32</b>
	8	9	10	11	12	13	14
<b>Tiempo teórico</b>	<b>3.00</b>	<b>4.42</b>	<b>3.72</b>	<b>3.90</b>	<b>2.39</b>	<b>4.19</b>	<b>5.72</b>
<b>Tiempo experim</b>	<b>2.86</b>	<b>4.25</b>	<b>4.31</b>	<b>4.55</b>	<b>2.23</b>	<b>3.66</b>	<b>6.10</b>
<b>Error relativo</b>	<b>30.74</b>	<b>32.77</b>	<b>17.55</b>	<b>19.29</b>	<b>17.30</b>	<b>17.15</b>	<b>21.17</b>

## 2do criterio:

$$V_{cmi} = k_2 \cdot V_M \text{ Criterio propuesto en este trabajo, donde } k_2 > 1$$

Se procedió de igual forma con este criterio, que involucra la velocidad que se obtiene a la frecuencia de rotación del torque máximo. Valorando diferentes valores de  $k_2$ , y observando el

efecto que producen en los resultados individuales y el resultado promedio se determinó que los mejores resultados se obtienen con  $k_2 = 1.82$ . Se presentan los mejores resultados en la [tabla 3.5](#)

**Tabla 3.5. Resultados del cálculo teórico del tiempo de impulso hasta  $V=100$  km/h con velocidad de cambio de marcha  $V_{cm} = 1.82 V_M$**

	1	2	3	4	5	6	7
<b>Tiempo teórico</b>	<b>26.09</b>	<b>25.69</b>	<b>31.62</b>	<b>22.48</b>	<b>23.17</b>	<b>29.41</b>	<b>26.98</b>
<b>Tiempo experim</b>	<b>20</b>	<b>18</b>	<b>23</b>	<b>17</b>	<b>16</b>	<b>18</b>	<b>15</b>
<b>Error relativo</b>	<b>0.30</b>	<b>0.43</b>	<b>0.37</b>	<b>0.32</b>	<b>0.45</b>	<b>0.63</b>	<b>0.80</b>
	8	9	10	11	12	13	14
<b>Tiempo teórico</b>	<b>35.11</b>	<b>39.01</b>	<b>23.25</b>	<b>25.24</b>	<b>21.19</b>	<b>22.82</b>	<b>28.99</b>
<b>Tiempo experim</b>	<b>30</b>	<b>33</b>	<b>19</b>	<b>22</b>	<b>21</b>	<b>16.2</b>	<b>23</b>
<b>Error relativo</b>	<b>0.17</b>	<b>0.18</b>	<b>0.22</b>	<b>0.15</b>	<b>0.01</b>	<b>0.41</b>	<b>0.26</b>

Como puede apreciarse de la tabla 3.4 los resultados empeoran con relación al caso anterior, con un error promedio del 33.6% y errores indmisible de hasta el 80%. Un solo caso muestra un error del 1%.

En este caso, el comportamiento en la medida que se incrementan las marchas es semejante al caso anterior, aunque con valores mayores. Se estima, que en este caso, no sólo inciden los datos técnicos en los resultados, sino que incide lo incorrecto del propio criterio.

### **3er criterio:**

$$V_{cmi} = k_3 \cdot V_{am\acute{a}xi}$$

Criterio propuesto en este trabajo, donde  $k_3 > 1.2$

Se procedió de igual forma con este criterio, que involucra la velocidad que se obtiene a la frecuencia de rotación a la cual se obtiene la máxima capacidad de aceleración. Como quiera que la aceleración máxima se alcanza a velocidades en cada marcha, cuya frecuencia de rotación es menor a la del torque máximo y decrece más con el incremento de la marcha, se pensó que realizando el cambio de marcha a una velocidad superior a la que establece la fuerza tractiva máxima en cada marcha, se optimizaría el proceso, pero resultó todo lo contrario: los peores resultados se alcanzan con este criterio, con un error relativo promedio de 35% y varios errores relativos en vehículos por encima del 40% (Ver [tabla 3.6](#))

**Tabla 3.6. Resultados del cálculo teórico del tiempo de impulso hasta  $V=100$  km/h con velocidad de cambio de marcha  $V_{cm} = 1.65 V_{am\acute{a}xi}$**

	1	2	3	4	5	6	7
<b>Tiempo teórico</b>	<b>26.29</b>	<b>25.89</b>	<b>31.81</b>	<b>22.63</b>	<b>23.33</b>	<b>29.47</b>	<b>27.01</b>
<b>Tiempo experim</b>	<b>20</b>	<b>18</b>	<b>23</b>	<b>17</b>	<b>16</b>	<b>18</b>	<b>15</b>
<b>Error relativo</b>	<b>0.31</b>	<b>0.44</b>	<b>0.38</b>	<b>0.33</b>	<b>0.46</b>	<b>0.64</b>	<b>0.80</b>
	8	9	10	11	12	13	14
<b>Tiempo teórico</b>	<b>36.06</b>	<b>40.81</b>	<b>23.59</b>	<b>25.66</b>	<b>21.67</b>	<b>23.01</b>	<b>29.79</b>
<b>Tiempo experim</b>	<b>30</b>	<b>33</b>	<b>19</b>	<b>22</b>	<b>21</b>	<b>16.2</b>	<b>23</b>
<b>Error relativo</b>	<b>0.20</b>	<b>0.24</b>	<b>0.24</b>	<b>0.17</b>	<b>0.03</b>	<b>0.42</b>	<b>0.30</b>

De tal modo, dados los resultados alcanzados se decidió, no determinar el indicador de espacio de impulso hasta la velocidad de 100 km/h, hasta tanto no se tenga un criterio de tiempo de impulso, que berinde resultados mejores y más uniformes.

### 3.4. Conclusiones parciales

- Un error relativo del 4.59% en la determinación de la velocidad máxima de movimiento en la marcha superior, valida la expresión propuesta para vehículos de gasolina de carburación.
- Estando los mayores errores en los vehículos ligeros más complejos (jeep y combi), deben revisarse los criterios empleados, buscando reducción de sus errores relativos.
- Un error relativo del 4.55% en la determinación de la aceleración máxima da fe de lo acertado de la concepción del modelo, también específico para vehículos de gasolina de carburación.
- Definir si los mayores errores relativos en la determinación de la aceleración máxima en las marchas superiores se deben a errores en la definición de las resistencias al movimiento o su dependencia con la velocidad.
- Aun los mejores resultados, los obtenidos con la propuesta de V. Millo modificada, no justifica en empleo de los modelos.
- Las expresiones muestran mucha sensibilidad a cambios en algunos parámetros, como suele ser el radio dinámico, las precisiones en las relaciones de transmisión, el uso de las expresiones de Aragón o Litvinov & Farovin para el cálculo de los coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$ , entre otros, lo cual es un aspecto a contemplar en futuros estudios.

## **CONCLUSIONES GENERALES**

- El análisis crítico de la parte de la metodología que aborda la remotorización en sí, fue preciso, minucioso, fundamentado y contribuye al propósito de trabajar en su perfeccionamiento.
- El modelo propuesto para el cálculo de la velocidad máxima brinda una herramienta importante para la valoración de la posibilidad de remotorización, por su incidencia en la seguridad del movimiento, ya sea por frenado o por estabilidad transversal.
- Determinar la aceleración máxima por criterios de optimización fue adecuado, con errores relativos propios de modelos teóricos en ingeniería, obteniéndose además, un parámetro importante para la valoración de las cualidades dinámicas del vehículo.
- Si bien la imposibilidad de determinar el recorrido y tiempo de impulso partiendo del reposo, no posibilitan validar como tal las expresiones propuestas, los resultados muestran que queda mucho por trabajar, en el perfeccionamiento del modelo, pero sobre todo, en garantizar resultados experimentales con características técnicas definidas de los vehículos participantes.

- Hay que considerar que en estas mediciones participan conductores expertos, que ante una resistencia variable con la velocidad, pueden no tomar semejantes decisiones en cada marcha, es decir, los criterios de cambio de marcha pueden ser variables según la marcha.

## **RECOMENDACIONES**

- Validar el modelo de determinación teórica de la velocidad máxima de movimiento en vehículos ligeros de inyección de gasolina y en vehículos pesados con motores diésel con modelos de característica exterior de velocidad definidos, realizando las modificaciones pertinentes.
- De igual modo, validar el modelo de determinación teórica de la aceleración máxima de movimiento en vehículos ligeros de inyección de gasolina y en vehículos pesados con motores diésel convencionales, realizando las modificaciones pertinentes.
- Trabajar en un modelo de aceleración máxima para vehículos diésel con motores con rangos de variación de la frecuencia de rotación con potencia y torque constantes.
- Trabajar en el perfeccionamiento de la determinación de las resistencias al movimiento y de su dependencia con la velocidad de movimiento.

## BIBLIOGRAFÍA

- Alghassab, M., Mahmoud, A., & Zohdy, M. (2016). Controlling Ground Vehicle Nonlinear Dynamics by the Use of Automobile Traction Models. *Proceedings*, 1260-1266. <http://ieomsociety.org/ieomdetroit/pdfs/340.pdf>
- Aragón Marrero, R. (1988). *Metodología de evaluación técnica de oferta de automóviles de carga* [Tesis en opción al grado científico de Dr. En Ciencias Técnicas]. Instituto Superior Técnico José Antotnio Echevarría.
- Aranzola Rodríguez, M. J. (2011). *Modelación matemática de las características exteriores de velocidad de los motores de combustión interna diesel* [Tesis en opción al grado académico de Master en Matemática Aplicada.]. Facultad de Ingeniería, Departamento de Matemáticas, Universidad de Cienfuegos.

- Bennet, C.R., Paterson, W., & Richardson, M. (2001). *Modelling Road User and environmental Effects in HMD-4*. The World Bank.
- Borovskii, B. E. (1984). *Seguridad del movimiento del transporte automotor*. Lenizdat.
- Camión Argentino. (2012). *Datos técnicos del camión IVECO Eurocargo 170E21*. Camión Argentino. <http://camionargentino.blogspot.com/2012/03/iveco-eurocargo-170e22170e22t.html>
- Cabrera Montiel, W. (2015). *Optimización del consumo de combustible de un vehículo dependiendo de las condiciones de la carretera* [Tesis en opción al título de Doctor, E.T.S.I. Industriales (UPM)]. <http://oa.upm.es/39671>
- Cárdenas Garnier, M. (2008). Criterios y metodología para la determinación de los parámetros dinámicos y cinemáticos para la remotorización. *Ingeniería Mecánica, ISPJAE, 11(2)*, 29-34.
- Chacón Yanez, G. P., & Toapanta Toapanta, S. O. (2009). *Evaluación técnica de la remotorización del camión Kamaz con motor y caja de velocidades Mercedes Benz* [Trabajo de grado en opción del título de Ingeniero Mecánico]. Universidad de Pinar del Río «Hermanos Saíz Montes de Oca».
- Chagoyén-Méndez; C.A., Campos-Pérez, Y.S., & Álvarez-Peña, C. (2015). Determinación de la posición de las cargas sobre los camiones. *Centro Azúcar, 42(3)*, 1-10.
- Del Sol Morales, A. (2014). *Coeficientes de evaluación de la relación motor-sistema de transmisión* [Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico]. Universidad de Cienfuegos.
- Echaveguren, T., & Arellano, D. (2015). Análisis estadístico de la velocidad de operación de vehículos pesados en pendientes ascendentes. *Obras y Proyectos, 18*, 1-22.
- FD Power Co Ltd. (2007). Diesel engine for vehicle. <http://www.diesel-engine.cn>
- Fernández Tamayo, M.L., Relova Castellanos, H., Rodríguez Segundo, A., La Rosa Segura, R., & Alonso Rodríguez, A. (2018). *Metodología para la ejecución de cambios y conversiones a los*

- automóviles* [Informe técnico]. Centro de Investigación y Desarrollo del Transporte CID DCMTRANS.
- Fuentes Vega, J. R. (2014). *Máquinas automotrices*. Universo Sur.
- Fuentes Vega, J. R., Cogollos Martínez, J. B., & Pérez Gálvez, R. (2014). *Eficiencia energética en el Transporte Automotor*. Félix Varela.
- Fuentes Vega, J. R., Cogollos Martínez, J. B., Millo Carmenate, V., & Pérez Gálvez, R. (2015). Modelación matemática de ciclos de viaje e indicadores dinámicos y de consumo para vehículos pesados. (*Ponencia*). V Congreso Internacional de Energías Alternativas CINEA, Instituto Politécnico Nacional, Ciudad México.
- Fuentes Vega, J.R., Pérez Gálvez, R., Cogollos Martínez, J. B., & Botana Beltrán, L. O. (2016). *Determinación teórica de la frecuencia de rotación mínima en movimiento estable, su aplicación*. 1-10.
- Fuentes Vega, José R., Pérez Gálvez, R., Millo Carmenate, V., & Cogollos Martínez, J. B. (2017a). *Remotorización del camión cuña International Pro Sleeper con el motor diesel Weichai 615.44*. (p. 35) [Proyecto de remodelación]. Universidad de Cienfuegos.
- Fuentes Vega, José R., Pérez Gálvez, R., Millo Carmenate, V., & Cogollos Martínez, J. B. (2017b). *Remotorización del camión Zil-130 con el motor diesel Yuchai YC6108Q*. [Proyecto de remodelación]. Universidad de Cienfuegos.
- Fuentes Vega, José Ramón, Pérez Gálvez, R., Millo Carmenate, V., & Cogollos Martínez, J. B. (2017). *Remodelación del Kamaz 740.31 con un furgón de paredes aislantes para la transportación de productos lácteos*. [Proyecto de remodelación]. Universidad de Cienfuegos.
- Gavarushenko, N. Ya. (1984). *Explotación técnica de los automóviles*. Editorial de la Universidad Estatal de Jarkov.

- González Oropesa, R. (2005). Los ciclos de manejo, una herramienta útil si es dinámica para evaluar el consumo de combustible y las emisiones contaminantes del auto transporte. *Revista Ingeniería, Investigación y Tecnología*, I(003), 147-162.
- Grube, T., & Stolten, D. (2018). The impact of drive cycles and auxiliary power on passenger car fuel economy. *Energies*, 11, 2-26. <https://doi.org/10.3390/en11041010>
- Guerra Pérez, R. (2018). *Perfeccionamiento de la metodología de remodelación vehicular* [Trabajo en opción al título de Ingeniero Mecánico]. Universidad de Cienfuegos
- Ilarionov, V.A., Morin, M.M., Serguiev, N.M., Farovin, V.C., & Yurchevski, A.A. (1985). *Teoría y construcción del automóvil*. Construcción de Maquinarias.
- Insuasti Castelo, R.M., & Mendoza Castillo, J.R. (2021). Propuesta metodológica para la solución de ecuaciones polinómicas en el campo de los números complejos. *Conciencia Digital*, 4(3.1), 291-300.
- León Cárdenas, C., Rosero Obando, F., & Garzón, L. (2017). Consumo de combustible de las unidades de transporte urbano de la ciudad de Ibarra – Análisis Comprensivo de las variables. *Infociencia*, 11(1), 74-79.
- Lincango Tite, D. L., & Vega Fiallos, K. A. (2019). *Evaluación de los factores de emisiones durante el ciclo europeo NEDC en un mcia de encendido por compresión utilizando mezclas de combustibles diésel premium y biodiesel, producido por transesterificación básica y en condiciones supercríticas* [Maestría en Sistemas Automotrices, Facultad de Mecánica, Escuela Politécnica Nacional]. <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/20389/1/CD%209861.pdf>
- Litvinov, A. S., & Farovin, Ya. E. (1989). *El automóvil: Teoría de cualidades de explotación*. Construcción de Maquinarias.
- López Milán, E., & Méndez Calzadilla, E. (2008). La Remotorización diesel en los camiones Zil 130: Un análisis técnico de factibilidad. *Revista Ciencia Holguín*, XIV(2), 7-16.

- Mahayadin, A. R., Shahrman, A. B., Hashim, M. S. M., Razlan, Z. M., Faizi, M. K., & Harun, A. (2017). Efficient methodology of route selection for driving cycle development. *Journal of Physics: Conference Series*. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/908/1/012082>
- Marchese, R.A., & Golato, M.A. (2011). El Consumo de Combustible y Energía en el Transporte. *CET*, 33, 1-10.
- Mastinu, Giampiero, & Ploechl, Manfred. (2014). *Road and off-road vehicle system dynamics Handbook*. CRC Press and Taylor & Francis Group. [https://www.researchgate.net/publication/339284303\\_Road\\_and\\_Off-Road\\_Vehicle\\_System\\_Dynamics\\_Handbook\\_Chapter\\_37\\_Subjective\\_and\\_Objective\\_Evaluations\\_of\\_Car\\_Handling\\_and\\_Ride](https://www.researchgate.net/publication/339284303_Road_and_Off-Road_Vehicle_System_Dynamics_Handbook_Chapter_37_Subjective_and_Objective_Evaluations_of_Car_Handling_and_Ride)
- Millo Carmenate, V. (2003). *Establecimiento de criterios para la selección y/o comparación de camiones diesel* [Tesis en opción al grado científico de Doctor en Ciencias Técnicas (Ph.D)]. Universidad de Cienfuegos.
- Mirabal Consuegra, J. L. (2015). *Coefficientes de evaluación de la relación motor-sistema de transmisión* [Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico]. Universidad de Cienfuegos.
- Miranda Molina, J.R. (2021). *La velocidad mínima de movimiento estable y los coeficientes que valoran la relación motor-sistema de transmisión en vehículos ligeros* [Tesis de Grado en Ingeniería Mecánica]. Universidad de Cienfuegos «Carlos Rafael Rodríguez».
- NIIAT. (1985). *Breve manual automovilístico* (10ma ed.). Transport del Instituto de Investigaciones Científicas del Transporte Automotor.
- Pacejka, Hans B. (2001). *Tire and vehicle dynamics* (3ra ed.). Elsevier.
- Padrón Hernández, J. (2003). *Definición y solución teórica a un ciclo de camiones diesel* (Eficiencia Energética) [Tesis en opción al título de Master en Eficiencia Energética], Universidad de Cienfuegos.

- Pérez Gálvez, R. (2007). *Modelación de ciclos de viaje e indicadores dinámicos y de consumo para vehículos pesados* [Tesis en opción al título de Dr. en Ciencias Técnicas (Ph.D.)]. Universidad de Cienfuegos.
- Pérez Gálvez, R., Fuentes Vega, J. R., Cogollos Martínez, J. B., & Toledo Borrego, A. (2010). Evaluación de la eficiencia energética de vehículos pesados en el ciclo de movimiento básico modificado. *Revista Ingeniería Mecánica*, 13(1), 49-58.
- Pérez Llanos, P.S., & Quito Sinchi, C.O. (2018). *Determinación de los ciclos de conducción de un vehículo categoría M1 para la ciudad de Cuenca* [Tesis de Grado en Ingeniería Mecánica Automotriz]. Universidad Politécnica Salesiana, Sede de Cuenca.
- Posada Henao, J.J., & González-Calderón, C.A. (2013). Consumo de combustible en vehículos para transporte por carretera –modelos predictivos. *Revista Ingeniería de la Universidad de Medellín*, 12(23), 1-14.
- Real Decreto 866. (2016). *Manual de reformas de vehículos* (Ministerio de Industria, Energía y Turismo).
- Rosca, A. (2013). *Light Duty Vehicle Test Cycle Generation Based on Real-World Data* [Master of Science Degree in Mechanical Engineering]. Instituto Superior Técnico.
- Vázquez Vega, D., Fabela Gallegos, M. J., & Martínez Madrid, M. (2004). *Revisión documental sobre la evaluación del comportamiento dinámico de vehículos pesados*. Publicación Técnica.



## ANEXOS

**Tabla 1. Coeficientes k, l m y n para el cálculo de la eficiencia mecánica de la transmisión**

Ubicación del motor		Ubicación del puente motriz			Fórmula de ruedas								Coeficientes					
					4x2	4x4		6x4		6x6		k		l	m	n		
Delan- tero	Tras- ero	Delan- tero	Inte- rm	Tras- ero		C on	D es	C on	D es	C on	D es	M D	R M			M D	R M	
ML				X	x							0	2	1	1	14	15	
ML		x			x							0	2	1	$\frac{1}{5}$	12	13	
MT		x			x							-	3	0	$\frac{1}{5}$	-	13	
	ML			X	x							0	2	1	1	12	13	
ML		x		X				x				$0^1$ y $2^2$	$2^1$ y $4^2$	1	1	$25_{1-}$ $28_2$	$26_{1-}$ $29_2$	
						X					$0^1$ y $2^2$	$2^1$ y $4^2$	2	2	29	30		
ML			x	X					x			$0^1$ y $2^2$	$2^1$ y $4^2$	2	2	29	30	
							x				$0^1$ y $2^2$	$2^1$ y $4^2$	2	2	29	30		
ML		x	x	X							$x^3$	$0^1$ y $2^2$	$2^1$ y $4^2$	2	3	$25_{1-}$ $28_2$	$26_{1-}$ $29_2$	
									$x^3$		$0^1$ y $2^2$	$2^1$ y $4^2$	3	4	37	38		
ML		x	x	X							$x^4$	$0^1$ y $2^2$	$2^1$ y $4^2$	2	2	$25_{1-}$ $28_2$	$26_{1-}$ $29_2$	
									$x^4$		$0^1$ y $2^2$	$2^1$ y $4^2$	3	3	37	38		

**Nomenclatura:**

ML-motor lineal

MT-motor transversal

Con – Significa conectados todos los puentes motrices

Des – Significa desconectado el puente motriz delantero

MD –Marcha directa

RM –Resto de las marchas

1 – Sin reducción en la caja de transferencia ( $i_{ct} = 1$ )

2 – Con reducción en la caja de transferencia ( $i_{ct} \neq 1$ )

3 – Transmisión independiente de la caja de transferencia al puente intermedio y al puente trasero

4 – Transmisión de la caja de transferencia al puente intermedio y de ahí, al puente trasero.

5- A pesar de que estas variantes no poseen transmisión cardánica, poseen una unión homocinética, cuyas pérdidas se consideran semejantes a las de la transmisión cardánica.

**Nota:** En el caso de puentes motrices con dos reducciones, hay que incrementar un par en  $k$  y dos cojinetes en  $n$ , para cualquier variante





	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>
<b>Tipo de vehículo</b>	Auto ligero						
<b>Tracción</b>	Trasera	Trasera	Trasera	Trasera	Trasera	Trasera	-
<b>Formula de ruedas</b>	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x4
<b>Norma de pruebas</b>	GOST						
<b>Motor</b>	DL						
<b>Combustible</b>	Gasolina						
<b>Tipo</b>	Carburac						
<b>Nemáx fab</b>	36.8	36.8	55.2	55.2	69.90	77.2	58.8
<b>nN, rpm</b>	4750	4750	5800	5800	4500	4750	5400
<b>Memáx fab</b>	91.2	91.2	107.9	107.9	186.30	182	121.6
<b>nM, rpm</b>	2975	2975	3600	3600	2300	2750	3000
<b>isI</b>	0.2625	0.2625	0.2865	0.2865	0.2857	0.2857	0.3085
<b>isII</b>	0.4132	0.4132	0.4902	0.4902	0.4425	0.4425	0.5028
<b>isIII</b>	0.6897	0.6897	0.7519	0.7519	0.6897	0.6897	0.7758
<b>isIV</b>	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
<b>Im</b>	0.2370	0.2564	0.2370	0.2370	0.2439	0.2564	0.2326
<b>Do</b>	13	13	13	13	14	14	16
<b>Bo</b>	6.45	6.95	6.45	6.95	7.35	8	6.95
<b>G</b>	14204.88	14665.95	14175.45	14665.95	17854.2	18344.7	15205.5
<b>A</b>	1.62	1.55	1.62	1.55	1.82	1.846	1.68
<b>H</b>	1.446	1.525	1.48	1.525	1.49	1.476	1.64
<b>L</b>	2.4	2.4	2.4	2.4	2.8	2.8	2.2