



REPÚBLICA DE CUBA

MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR

UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS

“CARLOS RAFAEL RODRÍGUEZ”

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE MECÁNICA

**TESIS PRESENTADA EN OPCIÓN AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TÍTULO: Valoración del impulso en vehículos pesados.

AUTOR: DAYRON JAVIER GODINEZ DUQUESNE

TUTOR(ES): DrC. Ing. JOSÉ RAMÓN FUENTES VEGA

Cienfuegos, 2023.

“Año 65 de la Revolución”

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



UNIVERSIDAD
DE CIENFUEGOS
CARLOS RAFAEL RODRÍGUEZ

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez" como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del autor.

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

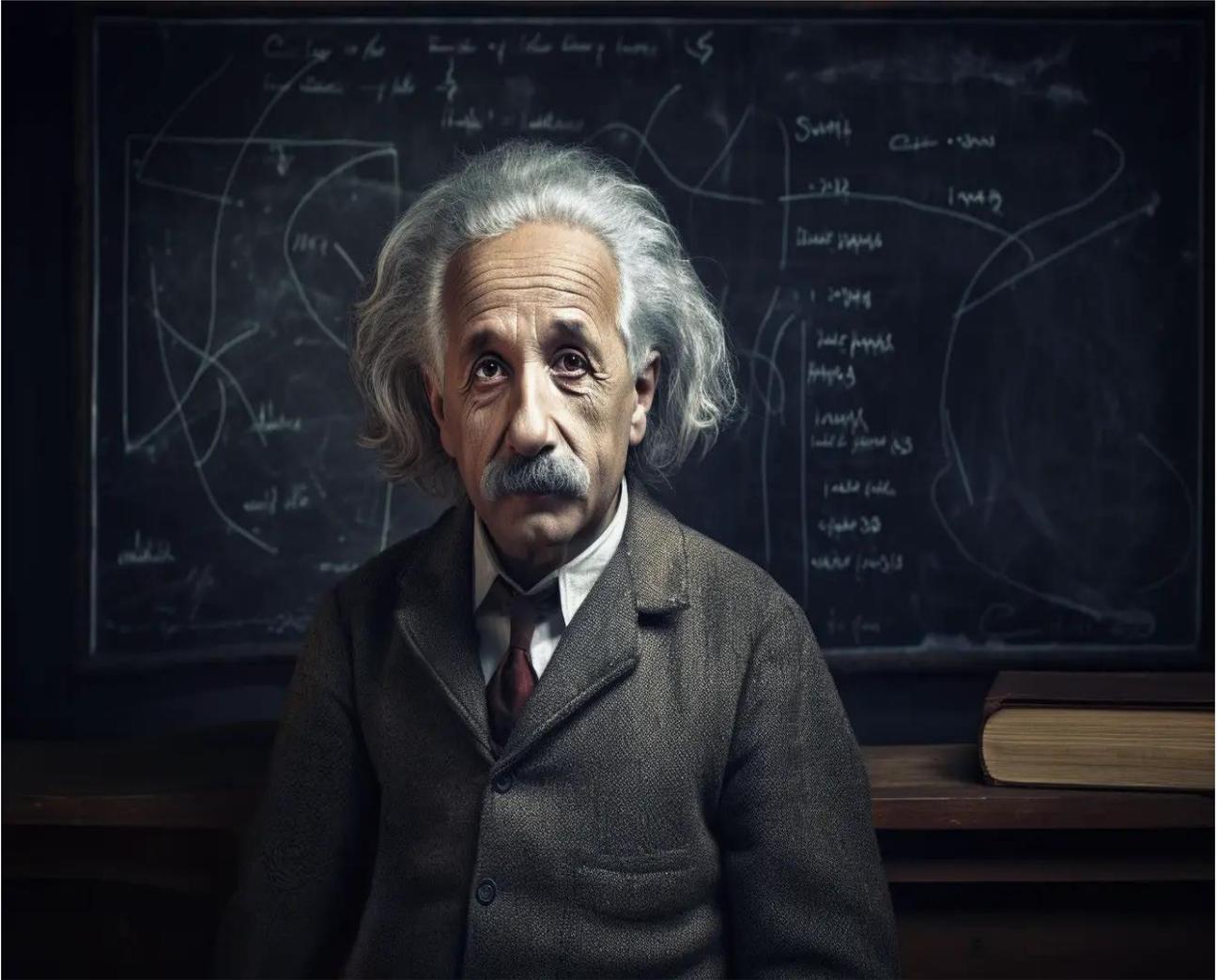
Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.
Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellido. Firma

Pensamiento:



*“Los científicos investigan lo que ya es;
los ingenieros crean lo que nunca ha
sido.”*

Albert Einstein.

Dedicatoria

- ♥ A mi mamá por ayudarme a construir mis sueños, por ser una mujer excepcional, por preocuparse e invertir todo de ella en mí, aconsejándome siempre.
- ♥ A mis hermanas por cada momento vivido juntos, los cuales no cambiaría por nada. Por su entusiasmo y alegrías las quiero mucho.
- ♥ A mis vecinos que me han apoyado y brindado su ayuda cuando he necesitado de ella.
- ♥ A los profesores de enseñanzas ya vencidas que siguen guiándome y apoyándome en mis apuros.
- ♥ A mi tutor José Ramon Fuentes Vega por el buen desarrollo de mi tesis de grado y su ayuda incondicional.

Agradecimientos

- ✚ Antes que todo, agradezco a **Dios** por darme siempre fuerzas para continuar en lo adverso, por guiarme en el camino de lo prudente y darme sabiduría para mejorar día a día mi quehacer profesional.
- ✚ Simultáneamente quiero agradecer sinceramente a mi tutor de tesis Dr. Ing. José Ramón Fuentes Vega, por su esfuerzo y dedicación. Sus conocimientos, su orientación, su manea de trabajar, su persistencia, su paciencia y su motivación han sido fundamentales para mi formación. Él ha inculcado en mi un sentido de sensatez, compromiso que sin ellos no podría tener una formación completa. Por todo lo antes mencionado ha sido capaz de ganarse mi lealtad y admiración, así como sentirme en deuda con el por todo lo recibido durante el tiempo que ha durado esta tesis.
- ✚ Le agradezco de corazón a mi madre Magaly Duquesne Dorticós quien ha sido ese apoyo moral y económico para logra este fin. Gracias por su paciencia, comprensión y apoyo desde siempre. Quien sin escatimar esfuerzos ha sacrificado gran parte de su vida por mí y me ha formado y educado. Nunca podría pagarle con las riquezas más grande del mundo, a ella mil gracias.
- ✚ Y a todas esas personas que de una y otra forma me apoyaron en la realización de este trabajo mis más sinceros agradecimientos.

Resumen:

El presente trabajo aborda 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. Por su relación con la capacidad de aceleración se acomete la actualización de los rangos de variación de la potencia específica, elaborando un histograma y polígono de frecuencias para cada grupo de camiones, lo cual contribuye a una adecuada toma de decisiones.

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 favorables para fines prácticos: 45% de errores relativos por debajo de 5% y 49% entre 6-10%.

Por su parte, el modelo de determinación de la aceleración máxima, elaborados sobre la base de la optimización de la reserva de fuerza tractiva, si bien no cuenta con resultados experimentales para su validación ofrece resultados lógicos y una correspondencia con los valores de potencia específica de los vehículos. Ambos son importantes parámetros de valoración del desempeño del vehículo.

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:

The present work addresses the development of mathematical models for the theoretical determination of important evaluation parameters of the kinematic and dynamic qualities of the automobile, such as the maximum speed of movement, the maximum acceleration capacity and the distance and time of impulse up to a speed. certain. Due to its relationship with the acceleration capacity, the updating of the variation ranges of the specific power is undertaken, preparing a histogram and frequency polygon for each group of trucks, which contributes to adequate decision making.

The maximum speed determination model includes the use of the transmission mechanical efficiency determination model, which brings it closer to real conditions and provides favorable results for practical purposes: 45% relative errors below 5 % and 49% between 6-10%.

For its part, the maximum acceleration determination model, developed on the basis of the optimization of the tractive force reserve, although it does not have experimental results for its validation, offers logical results and a correspondence with the specific power values of the vehicles. Both are important vehicle performance evaluation parameters.

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

Índice:

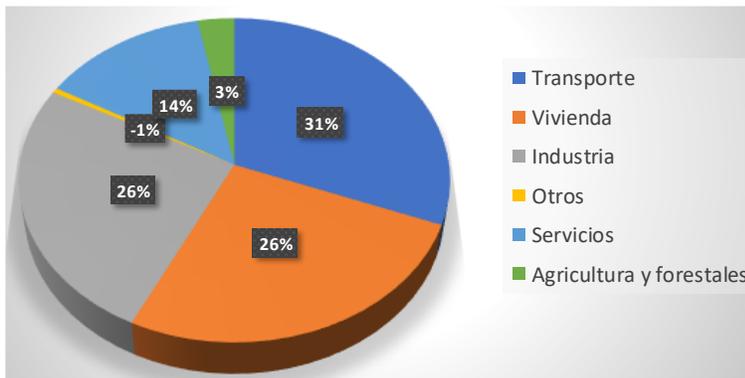
Introducción	1
Capítulo I: Estudios documentales.....	6
1.1.-Introducción.....	6
1.2.-La fuente energética y sus indicadores	6
1.2.1.-La característica exterior de velocidad y su determinación teórica.	6
1.2.2.-La potencia específica y la capacidad de aceleración del vehículo.	14
1.3.-Fuerzas y momentos actuantes sobre el vehículo.	17
1.3.1.-Balance de fuerzas	25
1.3.2.-Ecuación de movimiento y capacidad de aceleración	25
1.4.-Capacidad de impulso.....	27
1.4.1.-Introducción.....	27
1.4.2.-Impulso con cambios de marcha desde el reposo.....	28
1.5.-Conclusiones parciales.....	29
Capítulo II: Propuesta de desarrollo del trabajo de investigación	30
2.1.-Introducción.....	30
2.2.-Los estándares de variación de la potencia específica.....	30
2.3.-Los modelos que evalúan la velocidad máxima de movimiento, la capacidad máxima de aceleración y el tiempo y recorrido de impulso con cambios de marcha hasta una velocidad determinada.....	32
2.3.1.- La velocidad máxima de movimiento.....	32
2.3.2.-La capacidad máxima de aceleración en cualquier marcha.....	35
2.3.3.-Tiempo y recorrido de impulso hasta una velocidad determinada.	36
2.4.-Conclusiones parciales.....	40
Capítulo III. Análisis de resultados.....	41
3.1.-Introducción	41
3.2.-Los estándares de variación de la potencia específica.....	41

3.3.-Resultados obtenidos con los modelos que evalúan la velocidad máxima de movimiento, la capacidad máxima de aceleración y el tiempo y recorrido de impulso hasta una velocidad determinada.	45
3.3.1.-Modelo de la velocidad máxima de movimiento	45
3.3.2.-Modelo de aceleración máxima de movimiento	47
3.3.3.- Modelo de determinación del tiempo y recorrido de impulso hasta una velocidad determinada con cambios de marcha.	48
3.4.-Conclusiones parciales	51
Conclusiones generales	53
Recomendaciones	54
Bibliografía	55
Anexos	59

INTRODUCCIÓN

Todas las actividades humanas dependen en gran medida de la disponibilidad y el uso de diversas formas y fuentes de energía para poder llevarlas a cabo. A medida que la civilización se desarrolla ejecutará mayor cantidad de acciones, la mayor parte de las cuales consumen esa energía disponible, tanto para modificar el entorno a fin de adecuarlo a las actividades humanas, o para obtener recursos naturales requeridos por la sociedad y disponer de los excedentes, o para procesar esos recursos y transformarlos, y finalmente transferir los recursos o los bienes producidos entre las distintas etapas.

El mundo enfrenta hoy un crecimiento extraordinario de su población y, por tanto, de su demanda de energía. Solo el sector transporte consume alrededor de 2.500 millones de toneladas equivalentes de petróleo (MTEP), casi un tercio del consumo final de energía, abastecido principalmente por derivados de petróleo. Simultáneamente, se incrementa la concentración de la población mundial en megaciudades, agravando los problemas de tránsito, de ingreso y desplazamiento de personas y cargas. (Trentadue & Carranza, 2014). El consumo del sector del transporte rebasa incluso el consumo final de la energía del sector industrial. (Ver figura 1). Dentro del mismo, el transporte automotor consume cerca de un 70%,



contemplando tanto el transporte pesado como ligero, siendo este último el de mayor consumo.

Fig. 1. Energía final consumida por sector en la Unión Europea, 2019.

Fuente: Eurostat, 2020

El impacto del transporte en el consumo de energía se manifiesta no solo en el consumo directo de combustibles para la operación de los vehículos, sino también en otros aspectos, que a veces no son considerados, como son (Trentadue & Carranza, 2014):

- El consumo de energía para la producción de vehículos, su mantenimiento y la disposición final de los mismos al llegar al fin de su ciclo de vida, incluyendo los costos asociados a la extracción, transporte y procesamiento de todas las materias primas necesarias para obtener el producto terminado.
- El consumo de energía requerido para la construcción y mantenimiento de la infraestructura relacionada, desde puertos, aeropuertos, ferrocarriles, rutas, calles, autopistas, estaciones de servicio, etcétera.

- El consumo de energía requerido para la producción y comercialización de energía, incluyendo los procesos de exploración, extracción, refinado y distribución de combustibles o generación y transmisión de energía.

La [figura 2](#) muestra un estimado del consumo energético del transporte por región para el 2025. Sólo Norteamérica (EE.UU. Canadá y México) prevé un ligero descenso del consumo energético en comparación con el 2012.

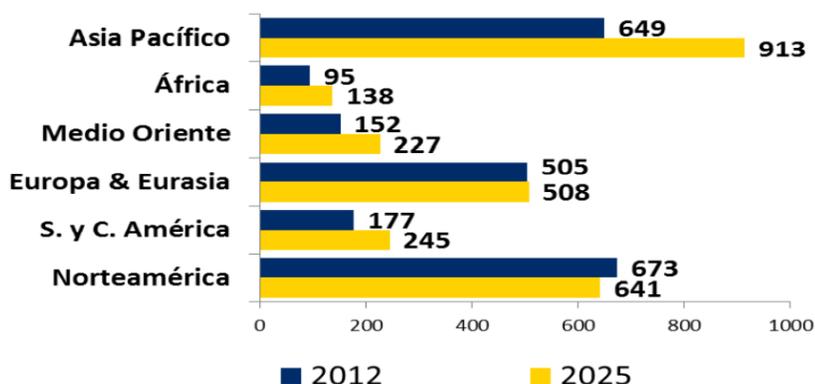


Fig. 2. Consumo energético estimado del sector del transporte por región para el 2025, en comparación con el consumo del 2012, en millones de toneladas equivalentes. Fuente: Tamayo Pacheco, 2014.

Con el aumento del consumo de combustible, también aumentan los problemas causados por contaminación, especialmente en los centros urbanos, donde cada vez más, el tráfico ocupa más espacio físico. Para la fauna y flora natural, queda cada vez menos espacio. La contaminación del aire tiene su causa en la concentración de sustancias nocivas en la atmósfera, las cuales causan daños a la salud humana, animal y vegetal.

Frente a esta problemática, se impone el logro de una mayor eficiencia energética en el uso del transporte. La eficiencia energética puede definirse como la utilización de la misma cantidad de energía para proporcionar mayor cantidad de bienes o servicios. Entre las vías, que posibilitan incrementar la eficiencia energética en el transporte se relacionan:

- El uso de vehículos con tecnología más desarrollada.
- La optimización en el uso de los modos de transporte.
- El mejoramiento vial en el transporte terrestre y de la gerencia del tránsito.
- La renovación de la flota o en su defecto, la remodelación de la misma.

A este último aspecto va dirigido este trabajo, abordando dentro de la remodelación, la remotorización vehicular. Dadas las diferencias existentes entre vehículos ligeros y pesados, en cuanto a tipos de motores utilizados, combustible que utilizan prioritariamente, características de los sistemas de transmisión, parámetros de salida del motor, indicadores utilizados, parámetros característicos de funcionamiento de los vehículos, entre otros, porque los vehículos ligeros en su mayor parte son particulares, se dedica este trabajo a la remotorización en vehículos pesados.

Si se pretende mejorar la eficiencia de funcionamiento de un vehículo con la remotorización, de modo que en gran medida alcance parámetros de salida similares o mejores a los iniciales, se debe realizar una evaluación, lo más integral posible, de las propuestas de remotorización, de modo que se garanticen altos indicadores de desempeño del vehículo remodelado, sin afectar la seguridad de su movimiento.

La valoración es amplia y basada en indicadores cinemáticos, dinámicos y de consumo, algunos de los cuales son novedosos o han sido redefinidos en función de la complejidad de los motores actuales.

Dentro de las cualidades dinámicas fundamentales del vehículo está su capacidad de aceleración y la efectividad del frenado. Existe varios indicadores para evaluarlos, pero la dificultad fundamental está en la definición de los modelos que posibilitan determinar el tiempo y recorrido de impulso hasta una velocidad determinada con cambios de marcha y los correspondientes al frenado con el motor y con el sistema de frenos convencional del vehículo. Estos modelos se utilizarán para evaluar indicadores específicos y compararlos con los que muestra el fabricante en el pasaporte técnico del vehículo y para incluirlos en la construcción de un ciclo básico de movimiento que posibilite evaluar el vehículo original y remodelado:

- a) En un movimiento de impulso desde la velocidad mínima de movimiento estable, con cambios de marcha, hasta una velocidad previamente fijada, con máximo suministro de combustible. Se asumen la velocidad y tiempo de cambio de marcha en cada marcha y se determina: tiempo y recorrido de aceleración y consumo de combustible, entre otros.
- b) El movimiento a velocidad constante por una vía horizontal durante un determinado recorrido, y al final del mismo, un breve espacio recorrido por la misma vía, pero con pendiente moderada. Aquí se determinan el consumo de combustible y como se afecta el movimiento por la presencia de la pendiente.
- c) Un período de deceleración a partir de una velocidad inicial de movimiento, con un frenado inicial con el motor hasta una determinada velocidad y un frenado con el sistema convencional de frenos. Se determina tiempo, espacio recorrido en cada etapa y el consumo general de combustible.

En una primera etapa, los modelos responderán a las características exteriores de velocidad de los motores diésel convencionales, pues en el caso de los motores diésel Common Rail, hay que determinar primero los modelos que rigen el comportamiento de estos motores en característica exterior de velocidad.

Este trabajo contribuye a la modelación de la etapa (a). Partiendo de lo anterior, declaramos como **problema de investigación** el siguiente:

“La inexistencia de modelos apropiados para determinar la velocidad máxima de movimiento, la capacidad máxima de aceleración y el tiempo y recorrido de impulso con cambios de marcha hasta una

velocidad determinada, impide una valoración comparativa objetiva de las características cinemáticas y dinámicas del vehículo remodelado en relación con el original”.

Se define entonces como **Hipótesis**:

“La elaboración de modelos que posibiliten la determinación de la velocidad máxima de movimiento, la capacidad máxima de aceleración y el tiempo y recorrido de impulso con cambios de marcha hasta una velocidad determinada contribuirá a la evaluación objetiva del efecto de la remotorización en las cualidades cinemáticas y dinámicas de los vehículos pesados con motores convencionales”

Su **Objetivo General** sería:

“Proponer modelos que valoren el efecto de la remotorización en las cualidades cinemáticas y dinámicas de los vehículos pesados con motores convencionales, de modo que contribuyan a la selección de variantes de remotorización que garanticen adecuados indicadores de desempeño”.

Como **objetivos específicos**:

- Realizar un análisis de los resultados obtenidos en cuanto a la elaboración de modelos matemáticos de velocidad máxima y capacidad de aceleración en vehículos ligeros.
- Actualizar los rangos de variación de la potencia específica como medio de valoración de la capacidad de aceleración del vehículo.
- Elaborar los modelos matemáticos que posibiliten determinar la velocidad máxima de movimiento, la capacidad máxima de aceleración y los tiempos y recorridos de impulso, desde la velocidad mínima de movimiento estable, con cambios de marcha, hasta una velocidad determinada.
- Comparar los resultados obtenidos con resultados experimentales de la literatura.

Fundamentación de la investigación:

El tema se enmarca dentro de la línea de Eficiencia Energética, que dirige el CEEMA y en la cual participan profesores de diferentes áreas de la Universidad de Cienfuegos. Contribuye con sus resultados a un trabajo doctoral que aborda el desarrollo de una metodología de remotorización vehicular. Es, por tanto, de interés para la Universidad de Cienfuegos y para las entidades autorizadas para la evaluación de las propuestas de remotorización vehicular.

Es factible de desarrollar en el período previsto y de utilidad, pues permitirá realizar valoraciones más integrales y objetivas sobre las opciones de remotorización en vehículos pesados con motores convencionales.

El trabajo tiene importancia desde el punto de vista metodológico y es viable, por cuanto se cuenta con todos los recursos necesarios para su desarrollo. Algunos de sus resultados, servirán de base para el trabajo con los actuales motores diésel y con los vehículos ligeros, en su mayoría de gasolina.

La investigación se realizará sobre la base del análisis teórico de la evaluación de las posibilidades de desarrollo de una velocidad máxima de movimiento en unas condiciones de movimiento determinadas y de indicadores vinculados a la capacidad de aceleración del vehículo, por lo que no implicará gasto de recursos, ni humanos ni materiales, por encima de los que se realizan en condiciones normales de trabajo. No hay necesidad de inversiones que requieran de recursos financieros, y los resultados que se obtengan no generan perjuicios, ni a corto o largo plazo, sobre ninguna persona, al contrario, pueden contribuir a evitar lamentables accidentes.

El trabajo tiene importancia económica indirecta, pues la valoración de propuestas de remodelaciones, a lo cual contribuye el trabajo, puede mostrarle al usuario la variante de remodelación que garantiza los mejores indicadores de desempeño, y por ello, lógicamente tiene importancia también desde el punto de vista medioambiental.

CAPÍTULO I: ESTUDIOS DOCUMENTALES

1.1.-Introducción.

El capítulo inicia con el análisis de la fuente energética fundamental de los vehículos automotores y sus indicadores tanto técnicos como económicos. Se analiza la característica exterior de velocidad que son utilizadas para evaluar el comportamiento de los motores de combustión interna. Posteriormente se realiza el estudio de la potencia específica que es un importante indicador para comparar vehículos. A continuación, se realiza un estudio de los fundamentos de la dinámica vehicular, los ciclos básicos de movimiento y por último, algunos aspectos de la remotorización vehicular como la velocidad máxima y el tiempo y recorrido de impulso.

1.2.-La fuente energética y sus indicadores

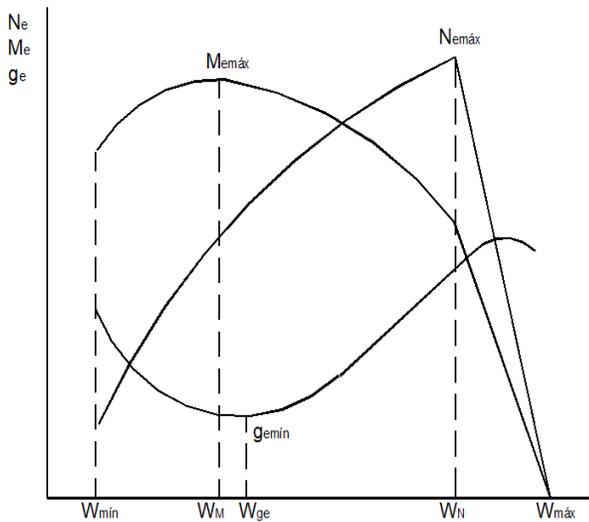
Para el movimiento de los vehículos automotores se han utilizado a lo largo de la historia varios tipos de fuentes energéticas, pero el motor de combustión interna (MCI), a pesar de los años de uso, sigue siendo la fuente energética principal en la industria automovilística.

La fuente de energía, al igual que el sistema de propulsión, determina en gran medida muchos de los indicadores técnicos y económicos más importantes del vehículo, como la velocidad, la capacidad de aceleración y el consumo de combustible. Además, la fuente energética, es un elemento muy importante en la definición del coste de inversión del vehículo.

1.2.1.-La característica exterior de velocidad y su determinación teórica.

El movimiento de las máquinas automotrices es el resultado de la acción sobre ellas de diferentes fuerzas: fuerzas que favorecen su movimiento (motrices) y las que se oponen al mismo (resistencias).

La principal fuerza motriz es la fuerza tractiva (P_t), aplicada a las ruedas motrices. Surge como resultado del trabajo de la fuente motriz-sistema de transmisión y de la interacción de las ruedas motrices con la vía, y para su determinación se utiliza 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), con máximo suministro de combustible. (Fuentes Vega, et al, 2010).



combustible. (Fuentes Vega, et al, 2010).

En la figura 1.1 está representada la característica exterior de velocidad de un MCI.

Fig. 1.1: Característica exterior de velocidad de un MCI. (Pérez Gálvez, 2007)

En la misma 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_{ge} , respectivamente.

Las características exteriores de velocidad, las características 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 variados regímenes de movimiento del vehículo, los motores están sometidos a condiciones muy variables de carga. Por ello, la mayor parte del tiempo, el motor trabaja a cargas parciales.

Las características de los motores pueden ser obtenidas por vía experimental o teórica. La determinación experimental de las características en las bases de explotación del transporte no es factible económicamente, pues su utilidad y frecuencia de uso no justifica el alto costo de adquisición de los bancos de ensayo e instalaciones. No existen por otro lado, expresiones que posibiliten determinar con exactitud adecuada las características parciales, ni medios que le permitan al conductor identificar estas, con la posición del pedal de suministro de combustible. Por ello, y porque representan las máximas potencialidades del motor, contra las cuales se pueden comparar los requerimientos del vehículo en condiciones de explotación determinadas, es por lo que la determinación teórica de la característica exterior resulta fundamental para los fines de la investigación (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 (Litvinov & Farovin, 1989; Fuentes Vega et al., 2015):

$$N_{ex} = N_{emax} \cdot \left[C_1 \cdot \left(\frac{\omega_x}{\omega_N} \right) + C_2 \cdot \left(\frac{\omega_x}{\omega_N} \right)^2 - C_3 \cdot \left(\frac{\omega_x}{\omega_N} \right)^3 \right] \quad (\text{kW}) \quad (1.1)$$

dónde: N_{emax} , ω_N - potencia máxima y frecuencia de rotación para potencia máxima.

N_{ex} - es la potencia para una frecuencia de rotación ω_x del motor.

C_1 , C_2 , C_3 - son coeficientes empíricos que dependen del tipo de motor

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

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

$$M_{eN} = \frac{N_{emax} \cdot 10^3}{\omega_N}$$

donde: M_{eN} – torque para potencia máxima en característica exterior.

El consumo específico de combustible se determina por la siguiente expresión:

$$g_{ex} = g_{eN} \cdot \left[C_4 - C_5 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) + C_6 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] \quad (\text{g/kW.h}) \quad (1.3)$$

donde: g_{ex} - consumo específico para una W_x determinada.

g_{eN} - consumo específico para $N_{e\text{ máx}}$. Es un dato de la documentación técnica.

C_4 , C_5 , C_6 - son coeficientes empíricos que dependen del tipo de motor (Tabla 1.1).

Tabla 1.1 Coeficientes empíricos para la determinación del consumo específico de combustible en característica exterior. Fuente: (Iarionov, 1985)

Motor	C ₄	C ₅	C ₆
Gasolina	1,20	1,00	0,80
Diesel de 2t.	1,55	1,55	1,00
Diesel de 4t.			
-Inyección Directa	1,55	1,55	1,00
-Pre-cámara.	0,35	1,35	1,00
-Cámara de Turbulencia	1,20	1,20	1,00

Para obtener los coeficientes C₁, C₂ y C₃, es necesario determinar los índices de elasticidad del motor, los cuales permiten valorar las cualidades de los motores y predecir el comportamiento del vehículo, ante diferentes condiciones de carga, por su incidencia sobre las cualidades dinámicas del mismo.

El **índice de elasticidad de torque** se simboliza por e_M, y se calcula a partir de la relación entre el torque

máximo (M_{e máx}) y el torque a potencia máxima (M_{eN}):
$$e_M = \frac{M_{e\ máx}}{M_{eN}} \quad (1.4)$$

A mayores valores de e_M, mejores cualidades dinámicas del vehículo, pues posee mayor estabilidad del movimiento ante incrementos de carga, a partir de una curva más pendiente de torque en el rango fundamental de trabajo del motor.

Tabla 1.2 Valores promedios del coeficiente de elasticidad de torque (Miranda Molina, 2021)

Tipo de Motor	e _M
-motores de gasolina	1.06 – 1.25
-motores diésel	1.08 – 1.32

Puede observarse, que a diferencia de lo que tradicionalmente se expresa, la elasticidad en diésel resulta mayor que en gasolina, estando incluso los valores con mayor frecuencia de presentación entre 1.16-1.25. Se ha llegado a la conclusión, de que ello se debe a:

- Una amplia base de datos de vehículos pesados diésel frente a una no muy vasta de vehículos ligeros.
- La base de datos de vehículos pesados contempla motores convencionales, motores Common Rail, y dentro de ellos, motores con torque constante o potencia y torque constante en un determinado intervalo, lo cual requiere un análisis diferenciado.

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

relación:
$$e_n = \frac{W_N}{W_M} \quad (1.5)$$

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

Tabla 1.3. Valores promedios del coeficiente de elasticidad de frecuencia de rotación. (Miranda Molina, 2021)

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

En este caso, no se perciben diferencias considerables, si se compara comparado con lo estipulado con anterioridad, pero debe recordarse que este indicador, aparece con un rango único para los motores de diésel como para los de gasolina (1.3 – 2.0). En este caso, [Miranda Molina \(2021\)](#), establece un rango particular para cada tipo de motor, con un rango más amplio para los motores de gasolina, pero ambos rangos, están comprendidos en el rango anterior, definido para motores anteriores a los 90 del siglo pasado. El **índice de elasticidad total** del motor se expresa por: $E = e_M \cdot e_n$ (1.6)

Cuando el motor se utiliza con fines de tracción, el ideal es el que posee los mejores índices de elasticidad total.

Tabla 1.4. Valores promedios del coeficiente de elasticidad total. (Miranda Molina, 2021)

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

Partiendo del concepto de elasticidad, se pueden obtener mediante cálculos los coeficientes C_1 , C_2 y C_3 empleados en la determinación teórica de la característica exterior de velocidad. (ecuaciones 1.1 y 1.2).

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

Para motores de gasolina:

$$C_1 = \frac{E \cdot e_n - 3e_n + 2}{(e_n - 1)^2}; \quad C_2 = \frac{3e_n^2 - 2e_n \cdot E - 1}{(e_n - 1)^2}; \quad C_3 = \frac{2e_n^2 - E \cdot e_n - e_n}{(e_n - 1)^2} \quad (1.7)$$

Para motores diésel

$$C_1 = \frac{E \cdot e_n - 2E + 1}{(e_n - 1)^2}; \quad C_2 = \frac{2E - 2e_n}{(e_n - 1)^2}; \quad C_3 = \frac{E \cdot e_n - e_n^2}{(e_n - 1)^2} \quad (1.8)$$

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

Para motores de diésel:

$$C_1 = 1 - \frac{A_{Me}}{100} \cdot \frac{e_n \cdot (2 - e_n)}{(e_n - 1)^2}; \quad C_2 = 2 \cdot \frac{A_{Me}}{100} \cdot \frac{e_n}{(e_n - 1)^2}; \quad C_3 = \frac{A_{Me}}{100} \cdot \left(\frac{e_n}{e_n - 1} \right)^2 \quad (1.9)$$

Para motores de gasolina:

$$C_1 = 2 - \frac{25}{A_{Me}}; \quad C_2 = \frac{50}{A_{Me}} - 1; \quad C_3 = \frac{25}{A_{Me}} \quad (1.10)$$

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

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 $M_{e_{max}}$ y W_M que se obtienen de la literatura técnica.

Los valores de $M_{e_{max}}$ y $N_{e_{max}}$ que brinda el fabricante hay que 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 técnica. (Ver [tabla 1.5](#))

Tabla 1.5 Valores normados de Kc. (Litvinov & Farovin, 1989)

Tipo de norma:	Kc
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 característica exterior se determina en el rango de trabajo del motor (de $W_{mín}$ a $W_{máx}$), para 10 valores de W_x como mínimo. La frecuencia de rotación máxima se determina de acuerdo al tipo de motor que posee el vehículo: $W_{máx} = W_N$ para diésel; (1.11)

$$W_{máx} = W_N \cdot (1.1 - 1.2) \text{ para gasolina} \quad (1.12)$$

La frecuencia de rotación mínima (W_{\min}), no puede confundirse con la frecuencia de rotación de ralentí, que es una frecuencia de rotación mínima, pero sin carga, mientras que la frecuencia de rotación mínima estable, se establece para el motor con carga, es decir, con el vehículo en movimiento con velocidad mínima de movimiento estable.

Mirabal Consuegra (2015), propone para determinar la frecuencia de rotación mínima (W_{\min}) en

vehículos pesados la siguiente ecuación:
$$W_{\min} = \frac{1}{a \cdot e_M + b \cdot r_d \cdot i_{ci}} \quad (1.13)$$

Dónde: i_{ci} – es la relación de transmisión total del sistema de transmisión en la marcha conectada
 r_d – es el radio dinámico de la máquina automotriz, m.
 a, b –son coeficientes adimensionales del modelo matemático.

El radio dinámico se obtiene por la conocida expresión:
$$r_d = \left[\frac{D_o}{2} + b_o \cdot (1 - \lambda) \right] \cdot 0.0254 \quad (1.14)$$

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

En los motores diésel, el control electrónico de la inyección, ha contribuido significativamente a su perfeccionamiento. El sistema de inyección diésel electrónico denominado Common Rail, posee un conducto, al cual se envía el combustible a alta presión, para distribuirlo en su momento a cada uno de los cilindros. Ello posibilita eliminar prácticamente la dependencia de la presión de inyección con la frecuencia de rotación del motor; así a bajas rpm sigue entregando el combustible a elevadas presiones de inyección. Emplea presiones de inyección superiores a los 1200 kg/cm², lo cual posibilita una fina pulverización del combustible. Puede realizar varias inyecciones de combustible antes de la inyección principal, o incluso realizar una inyección posterior a la principal, al inicio de la carrera de trabajo.

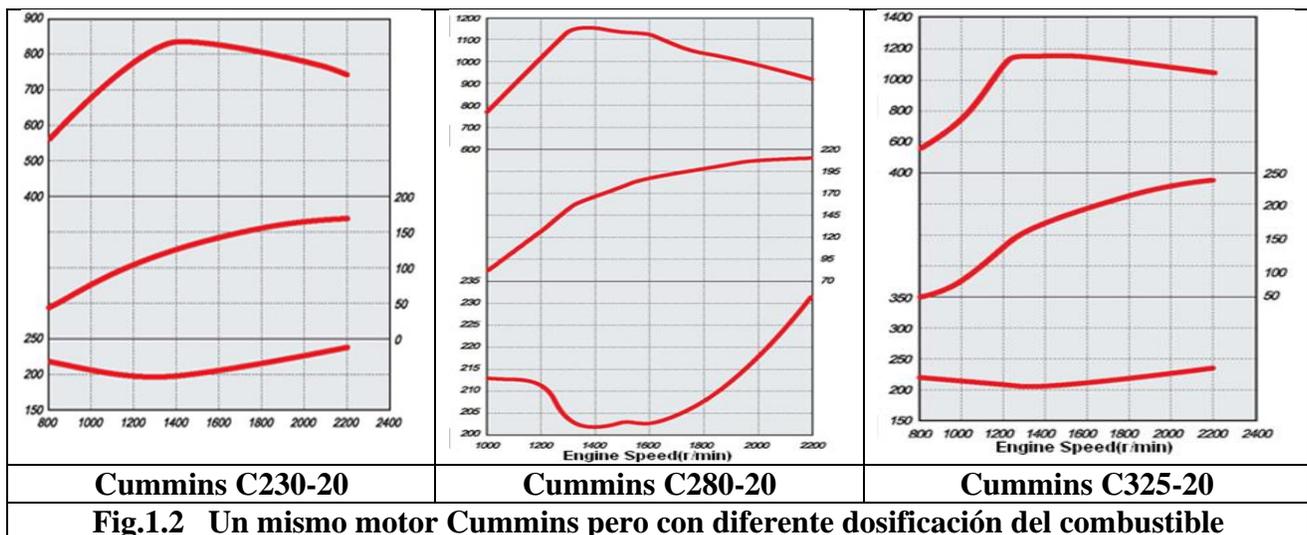
De esta manera, se reduce la rigidez tradicional del diésel, se realiza una combustión más completa, se reduce el consumo de combustible, se reducen las emisiones de gases contaminantes, el ruido y las vibraciones, en todos los regímenes de trabajo del motor. De tal modo, cumplen ampliamente las más duras reglamentaciones ambientales europeas.

Los motores equipados con estos sistemas arrojan muy buenas prestaciones, en lo que a velocidad y aceleración se refiere, pero lo más destacable, es la forma en que entregan la potencia. Con un elevado torque responden con vigor desde regímenes muy bajos (1.600 rpm) y la entrada en acción del turbo compresor es imperceptible. Suben las revoluciones progresivamente sin brusquedad, con la sensación

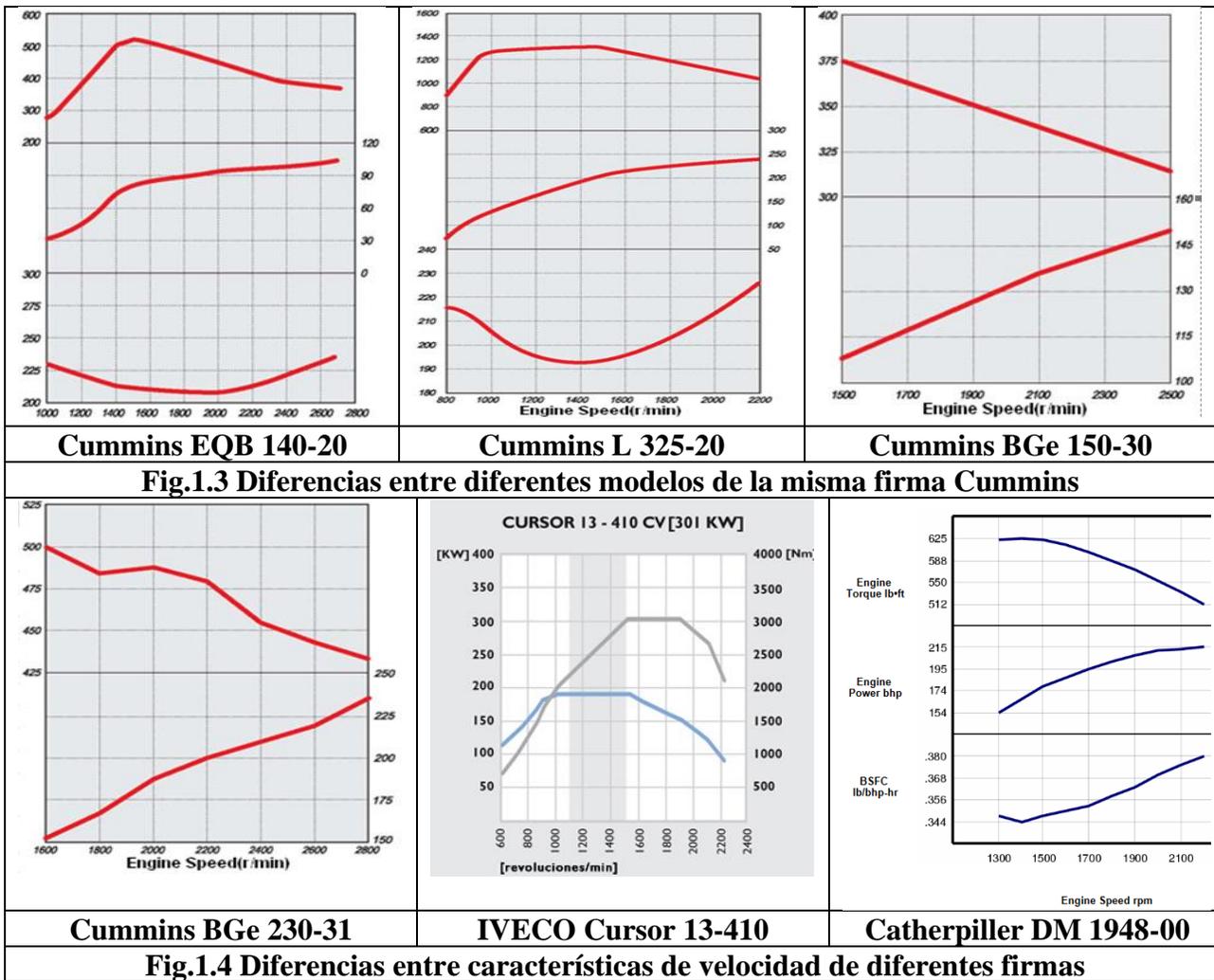
de que se trata de motores atmosféricos sin turbo. Las recuperaciones son su fuerte, ideales para conducir sin necesidad de estar cambiando de marchas reiteradamente.

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 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. Por tal razón, no existen en la literatura, ecuaciones generales capaces de modelar su comportamiento. Esto obliga en ocasiones a poseer la gráfica de la característica exterior de velocidad para establecer las dependencias de potencia y torque contra frecuencia de rotación que la definen.

Los motores diésel Common Rail, se fabrican generalmente, para que cubran un amplio rango de potencias, con solo variar la entrega cíclica de combustible. La [figura 1.2](#) nos muestra las diferencias que se establecen entre un mismo motor Cummins pero con diferentes dosificaciones de combustible; la [fig. 1.3](#) nos muestra las diferencias que se establecen entre las características exteriores de velocidad de motores Cummins diferentes, y por último, la [figura 1.4](#), nos muestra las diferencias entre motores Commons Rail de diferentes firmas. Con esta muestra se evidencian las notables diferencias de comportamiento de los motores diésel modernos.



La [figura 1.3](#) muestra las diferencias entre motores diferentes, pero de la misma firma Cummins.



1.2.2.-La potencia específica y la capacidad de aceleración del vehículo.

La potencia específica es un importante indicador, que se utiliza tanto en el caso de los vehículos automotores de carga como de transporte de pasajeros. Se define este indicador, como la razón entre la potencia específica máxima que entrega el motor térmico y el peso total del vehículo en toneladas

(Fuentes Vega et al, 2014).
$$N_{\gamma} = \frac{N_{e \max}}{G} \text{ (KW/t o CV/t)} \quad (1.15)$$

Se utiliza para comparar diferentes vehículos de un mismo tipo, con diferentes pesos y parámetros de salida ($N_{e \max}$). Sus valores, según el tipo de vehículo y sus características, oscilan en los rangos mostrados en la [tabla 1.2](#).

Tabla 1.2. Estándares internacionales de potencia específica. Fuente: (Cárdenas Garnier, 2008)

Tipo de vehículo	N_g (C.V/t)	N_g (kW/t)
Automóvil ligero:		
Deportivos	70 - 200	51 - 147
de alta calidad	50 - 120	36 - 89
de calidad media	27 - 50	20 - 37
Populares	22 - 41	16 - 31
Camiones:		
media y alta capacidad	6 - 14	4 - 11
baja capacidad	8 - 20	5 - 15
Autotrén	4 - 10	3 - 7
Ómnibus:		
Urbanos	10 - 18	7 - 13
no urbanos	12 - 16	8 - 12
paneles y microbús	15 - 40	11 - 30

La N_T es uno de los indicadores fundamentales de los vehículos. Sus valores mínimos se reglamentan en los vehículos que circulan por carreteras, de modo que se logren velocidades de flujo de transportación adecuadas en las carreteras de uso general. Los resultados de investigaciones experimentales demuestran la influencia sustancial de la N_T sobre la velocidad media de movimiento, la capacidad de aceleración, el consumo recorrido y otros parámetros del movimiento. En la [figura 1.6](#), se muestra el carácter de estas dependencias, las cuales se obtuvieron para vehículos diésel pesados.

La potencia específica se varía a partir de dos direcciones: a partir del cambio de potencia del motor ([fig.1.6 a](#)); a partir de la variación de masa total del vehículo ([fig. 1.6 b](#)).

Cuando la N_T se incrementa por aumentos de potencia, se nota que el consumo recorrido, Q (L/100km) y el consumo recorrido específico, Q_t (L/100t.km) disminuyen al inicio, alcanzando un mínimo y después aumentan bruscamente hasta alcanzar valores máximos para altos valores de N_T . La dependencia de la velocidad media con la N_T tiene un carácter creciente, si bien el crecimiento más intenso se alcanza para bajos valores de N_T .

Cuando la N_T se incrementa por reducción de la masa total del vehículo, el consumo recorrido se reduce, pues se reduce la resistencia al movimiento, mientras el consumo recorrido específico se incrementa, pues si bien depende del consumo de combustible que se reduce, depende inversamente de la masa total que también se reduce, con un efecto más directo sobre el indicador. La velocidad media de movimiento se incrementa de forma similar al caso anterior.

La capacidad de aceleración del vehículo, es la que comparativamente puede evaluar la respuesta del automóvil ante variaciones de la resistencia al camino. Constituye un importante indicador de la dinámica

del vehículo, en la cual influyen un sin número de factores constructivos y de explotación, como la potencia disponible por el motor y la relación de transmisión total.

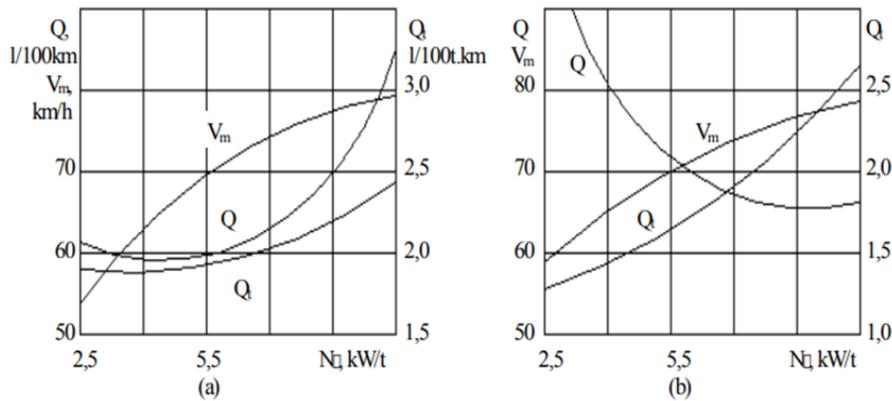


Fig. 1.6. Influencia de la N_{γ} en la velocidad media y el consumo de combustible en vehículos diésel pesados. a)- Con variación de la potencia máxima; b)- Con variación de la masa total. Fuente: (Fuentes Vega et al., 2014)

El cambio de N_{γ} ejerce influencia no sólo en la v_m y en Q , sino también en la velocidad máxima, en la capacidad de aceleración, valorada en este caso por el tiempo de impulso necesario para alcanzar una velocidad determinada (t_i) (Fig. 1.7(a)).

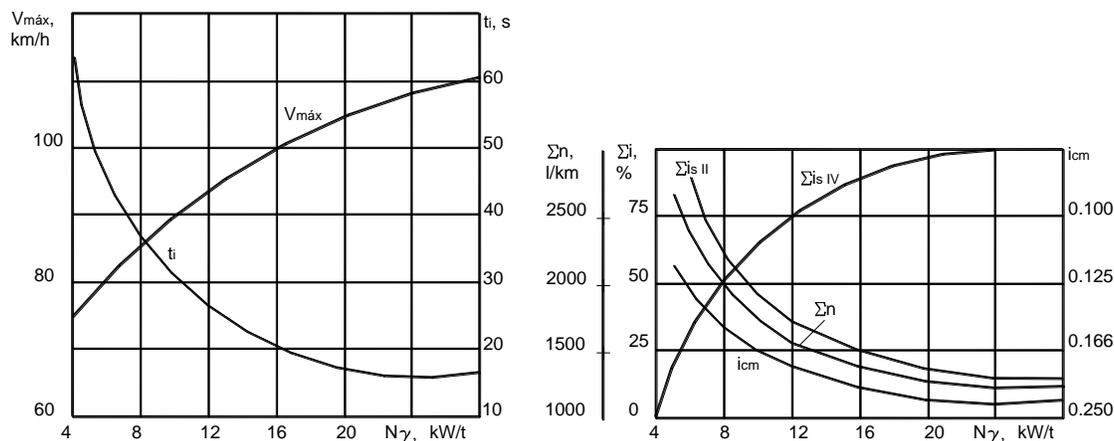


Fig. 1.7 Influencia de la N_{γ} en la $V_{máx}$ y en la capacidad de aceleración. Fuente: Fuentes Vega et al., 2014.

En la figura 1.7 (b), puede observarse como al incrementar el valor de N_{γ} disminuye la frecuencia de uso de las marchas inferiores ($\Sigma i_{s II}$) y aumenta la correspondiente a las marchas superiores ($\Sigma i_{s V}$). Ello hace que la relación de transmisión promedio (i_{cm}) se incremente y que las revoluciones sumarias en la unidad de recorrido (Σn) disminuyan, lo cual es favorable desde el punto de vista del desgaste y del consumo de combustible.

1.3.-Fuerzas y momentos actuantes sobre el vehículo.

Dentro de las leyes de la Física clásica, podemos estudiar la física del movimiento de los vehículos. Se formulan entonces dos supuestos que adquieren gran relevancia si tratamos de estudiar el movimiento de un vehículo:

1. Cualquier cuerpo que deba moverse de forma continua y uniforme, deberá recibir una fuerza impulsora que iguale y anule las fuerzas que se opongan al movimiento.
2. La variación de la velocidad se denomina aceleración. Un cuerpo acelera, es decir incrementa su velocidad o sea su cantidad de movimiento, cuando la resultante de las fuerzas actuantes sobre el mismo, es positiva, es decir, está en el mismo sentido que la velocidad de movimiento. Si la resultante de las fuerzas actuantes es negativa, es decir, está en sentido contrario a la velocidad de movimiento, su velocidad decrece y se dice que está sometido a una deceleración, como es el caso del frenado de un vehículo.

En la [figura 1.8](#) se muestran las fuerzas que actúan sobre un vehículo, en las condiciones más generales del movimiento, o sea subiendo pendientes con aceleración y traccionando un remolque.

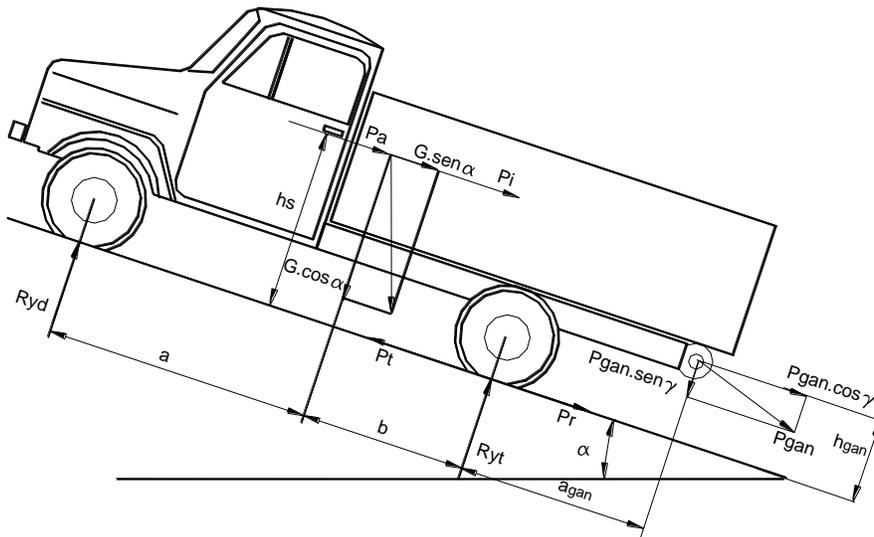


Figura 1.8 Fuerzas que actúan sobre un automóvil que se mueve por una pendiente ascendente, traccionando un remolque, con velocidad variable.

En la figura: $G, G.\text{sen}\alpha, G.\text{cos}\alpha$ - peso total del vehículo y sus componentes paralelo y perpendicular a la superficie de apoyo
 h_s, a, b - coordenadas que determinan la posición del centro de gravedad.
 $a_{\text{gan}}, h_{\text{gan}}$ - coordenadas que determinan la posición del gancho.
 R_{yd}, R_{yt} - reacciones del camino normales a la superficie de apoyo en los puentes delanteros y traseros, respectivamente.
 $P_a, P_i, P_r, P_{\text{gan}}$ - componente longitudinal de la resistencia total del aire, fuerza de inercia, resistencia al rodamiento y en el gancho o barra de tiro, respectivamente.

P_t - fuerza tractiva.

α, γ - ángulos de inclinación de la vía y de la barra de tiro con respecto a la horizontal

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) (1.16)

Siendo:
$$\delta_i = 1 + \frac{g}{G \cdot r_d^2} \cdot \sum \frac{I_n}{i_{cin}^2}$$

Donde: δ_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.

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

r_d –radio dinámico de la rueda del vehículo, m

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

I_n – es el momento de inercia del elemento n en rotación no uniforme, $N.m/s^2$

i_{cin} – relación de transmisión total desde el elemento n hasta las ruedas

El coeficiente de las masas reducidas se determina a partir de los datos generales del vehículo y de los momentos de inercia de las piezas giratorias. En él inciden fundamentalmente la inercia del volante, de las ruedas y de los elementos fundamentales del sistema de transmisión, si bien estos últimos son despreciados por algunos autores (D. A. Chudakov, 1977; G. V. Maksapetian, 1983; V. A. Ilarionov, 1985; A. C. Litvinov & Farovin,1989; C.R. Bennet,2001). Su valor en vehículos diferentes, con transmisiones similares, no varía en amplios límites, por ello, es factible la utilización de expresiones empíricas.

Tabla 1.3. Expresiones empíricas del coeficiente de las masas reducidas. (Pérez Gálvez, 2007)

	Expresión	Referencia	Año
1.	$\delta_i = 1.04 + 0.05/i_{si}^2$ Para automóviles $\delta_i = 1.15 + 0.01/i_{ci}^2$ Para tractores	D. A. Chudakov	1977
2.	$\delta_i = 1 + \delta_1 + \delta_2/i_{si}^2$; $\delta_1 = 0.03 - 0.05$; $\delta_2 = 0.04 - 0.06$	G. V. Maksapetian	1983
3.	$\delta_i = 1 + \left(\delta_1 + \delta_2/i_{si}^2 \right) \cdot G/G_p$; $\delta_1 \approx \delta_2 \approx 0.03 - 0.05$	V. A. Ilarionov	1985
4.	$\delta_i = 1 + \delta_1 + \delta_2/i_{si}^2$; $\delta_1 \approx \delta_2 \approx 0.04$	A. C. Litvinov ^[108]	1989
5.	$\delta_i = a_o + a_1 \cdot \arctg\left(a_2/v^3\right)$; $a_o; a_1; a_2$ Coeficientes de la regresión, según tipo de vehículo.	C.R. Bennet ^[20]	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: $\delta_i = 1.04 + \frac{A_\delta}{i_{si}^2}$ (1.17)

Dónde: $A_\delta = 0.04-0.06$, siendo sus valores menores para vehículos ligeros y los mayores para pesados.

Es más sencillo en aplicaciones ingenieras utilizar la ecuación 1.17, la cual se ha utilizado con efectividad por varios trabajos de investigación, entre los cuales destacamos las tesis doctorales de [Millo Carmenate \(2003\)](#), [Pérez Gálvez, \(2007\)](#), y por otros muchos trabajos de investigación posteriores.

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_α), razón por la cual P_c no aparece en el diagrama del sólido rígido. Se define por el hecho de que estas resistencias son las componentes fundamentales de la resistencia vial y por la simplificación que puede introducirse en modelos y demostraciones, desde el punto de vista matemático. $P_c = P_r + P_\alpha$ (1.18)

La resistencia a la pendiente, es la componente del peso paralela a la dirección de movimiento. 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) (1.19)

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.

$$P_r = f \cdot G \cdot \text{cos } \alpha ; \text{ (N)} \quad (1.20)$$

Sustituyendo 1.19 y 1.20 en 1.18, la resistencia al camino se expresa de la siguiente forma:

$$P_c = P_r + P_\alpha = G \cdot f \cdot \text{cos } \alpha + G \cdot \text{sen } \alpha = G \cdot (f \cdot \text{cos } \alpha + \text{sen } \alpha) = G \cdot \psi \quad (1.21)$$

Donde: ψ es el denominado coeficiente de resistencia al camino. En función de la pendiente puede expresarse P_c según: $P_c = \frac{G \cdot (f + p)}{\sqrt{1 + p^2}}$ (1.22)

Donde: p es la pendiente en %. Para pendientes menores del 10%: $P_c = G \cdot (f + p)$ (1.23)

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. Muchos investigadores utilizan los valores tabulados del coeficiente f en la literatura (Cárdenas, 2006; Fuentes Vega et al, 2007; Millo Carmenate et al, 2003; O'Keefe, 2003) generalmente expresados para bajos valores de velocidad de movimiento. Otros prefieren hacer uso de las expresiones experimentales, que muestran la dependencia de f de varios factores, entre otros: la velocidad de movimiento, la carga aplicada a las ruedas, las dimensiones, presión interna y tipo de neumático, y de f_0 , coeficiente f determinado para bajas velocidades de movimiento. La [tabla 1.4](#) muestra algunas expresiones empíricas del coeficiente f y de P_r :

Tabla 1.4. Expresiones empíricas para la determinación del coeficiente de resistencia al rodamiento y la resistencia al rodamiento. (Pérez Gálvez, 2007)

	Expresión	Referencia	Año
1.	$P_r = \frac{k_{cm} \cdot R_y^2}{D_o} \cdot \sqrt{h_o/b_o}$;	I. Evans	1954
2.	$f = 0.0165 + 0.0001 \cdot (V - 50)$	G. V. Maksapetian	1970
3.	$f = 0.86 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_r}{k_{cv} \cdot D_o^2 \cdot b_o}}$ 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 $f = (0,0066 + 0,000046 \cdot V) \cdot Ch$;neumático diagonal	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	
14	$f = f_{iso} + 0.0000945 \cdot (V^2 - V_{iso}^2) - 0.0154 \cdot (V - V_{iso})$	T. Sandberg (Michelin)	2001
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	

17	$f = G_r \cdot (0,04 + 1,2 / C_N)$	M. Saarilahti (Wisner&Luth 1973)	2002
18	$f = G_r \cdot (0,017 + 0,453) \cdot N_{CI}$	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)	2003
21	$f = f_o \cdot (1 + 6,5 \cdot 10^{-4} \cdot V^2)$	T. Georgiev	

Donde: 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.

Analizando los términos de las expresiones anteriores, se excluyen todas aquellas que de una forma u otra son para ser utilizadas específicamente para ruedas metálicas o macizas, para aplicaciones agrícolas o para cualquier otro tipo de neumático, también se rechazan las que no toman en cuenta la velocidad, el tipo y estado de las superficies de apoyo. Además, otras expresiones dependen de valores experimentales que no se localizan en la literatura a nuestro alcance, por lo cual no pueden ser utilizadas.

Con propósitos prácticos, como quiera que se mide el coeficiente de resistencia al camino a velocidades bajas (ψ_o), para después incluir el efecto de la velocidad en el coeficiente f , la expresión más adecuada de f es la 9. Por tanto, P_c se expresa:

$$P_c = G \cdot (f + p) = G \cdot (f_o + K_f \cdot v^2 + p) = G \cdot \psi_o + G \cdot K_f \cdot v^2 ; \text{ (N)} \quad (1.24)$$

Dónde: $\psi_o = f_o + p$, factible de medir 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 emplear en la determinación de la ecuación del

$$\text{movimiento: } P_a = \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot V_r^2; \quad (\text{N}) \quad (1.25)$$

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

ρ - densidad del aire, kg/m^3

F - área frontal proyectada del vehículo en un plano perpendicular a la dirección del movimiento, m^2

C_D –coeficiente de resistencia aerodinámica.

Las otras dos componentes de la resistencia aerodinámica: la componente lateral y la de sustentación, solo se utilizan para cálculos muy específicos.

La ecuación básica de la fuerza de resistencia aerodinámica, 1.25, aparece en muchos trabajos. En la [tabla 1.5](#), se refieren algunas de las formas más significativas que toma esta ecuación. Pudiera parecer, que las expresiones de la [tabla 1.5](#) difieren notablemente de la expresión 1.27. Lo cierto es que estas representan el mismo fenómeno, sólo que en las expresiones 1, 2 y 3 se considera el carácter variable de la densidad del aire: con la temperatura (T_{aire}) y la altura sobre el nivel del mar (H_{nm}). Además, en 4 se considera el efecto de la dirección del viento. Debido a que la expresión (3) considera el mayor número de factores, es que se elige para sustentar los modelos matemáticos propuestos en esta investigación. De tal modo la expresión seleccionada queda como:

Tabla 1.5. Expresiones de la fuerza de resistencia aerodinámica.

	Expresión	Referencia	Año
1.	$P_a = \frac{13.44 \cdot 10^{-3} \cdot C_D \cdot F \cdot v^2}{T_{\text{aire}}}$	M. Cárdenas	2006
2.	$P_a = \rho_{\text{nm}} \cdot C_D \cdot C_H \cdot F \cdot v^2$ $C_H = 1 - 8.5 \cdot 10^{-5} \cdot H_{\text{nm}}$	H. Rakha	2004
3.	$P_a = (1,12 \div 1,38) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot v^2$ $\rho = 0,0566 + 1,225 \cdot (1 - 2,26 \times 10^{-5} \cdot H_{\text{nm}})^{4,225} - 0,00377 \cdot T_{\text{aire}} \cdot 1,1985$	V. Millo	2004
4.	$P_a = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot C_{D(\theta)} \cdot F_{(\theta)}$	T. Muster	2000

Donde: ρ_{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

$$P_a = (1,12 \div 1,38) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot v^2 = K_{\text{aer}} \cdot v^2 \quad (\text{N}) \quad (1.26)$$

Dónde: K_{aer} es un coeficiente aerodinámico que toma en cuenta además de la forma aerodinámica del vehículo, el área frontal del vehículo, 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 ρ . Debido a que, en la práctica, existe un ángulo 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), siendo los menores valores en 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.

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. En muchos textos de dinámica vehicular se propone la siguiente ecuación (Wong, 2001; Bennet, 2001; Georgiev, 2003; Cárdenas, 2006; entre otros): $F = m_a \cdot B \cdot H$; m^2 para vehículos pesados;

$$F = m_a \cdot A \cdot H; \quad m^2 \text{ para vehículos ligeros} \quad (1.27)$$

Dónde: m_a – es un coeficiente de aprovechamiento del área, que en el caso de los vehículos pesados oscila entre 0.9-1.

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

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 (Bennet, 2001) que es proporcional a la fuerza lateral aplicada a la rueda (R_z) y al ángulo de deriva (θ_d). Para pequeños valores de ángulo de deriva, la ecuación para calcular la resistencia a las curvas de un vehículo es, de forma

$$\text{aproximada: } P_{cur} = R_z \cdot \theta_d \cdot n_r \quad (1.28)$$

Para las condiciones típicas de movimiento en las curvas, se puede considerar la fuerza lateral proporcional a la rigidez de deriva (C_d), y a pequeños ángulos de deriva (Gillespie, 2001; Karnopp, 2004):

$$R_z = C_d \cdot \theta_d \quad (1.29)$$

Resolviendo para pequeños ángulos de deriva, con radio de la curva medido con respecto al centro del

$$\text{puente trasero (R) y peralte de la vía (\beta): } P_{cur} = \frac{[G \cdot V^2 / (g \cdot R) - G \cdot \beta]^2}{C_d \cdot n_r} \quad (1.30)$$

La resistencia a las curvas se presenta ocasionalmente, pues la mayor parte del tiempo se transita por vías rectas. En parte, su efecto en la resistencia sumaria puede quedar registrado en un sistema de medición de los coeficientes de resistencia al camino. Además, esta resistencia depende de un número de factores no disponibles a la hora de ejecutar un modelo, razones por las cuales, es opcional su consideración dentro de los mismos.

La fuerza de tiro (P_{gan}), surge debido a la acción del remolque arrastrado, y se compone de las resistencias a la rodadura (P_{rr}), inclinación (P_{ar}), inercia (P_{ir}) y aerodinámica (P_{ar}) del remolque.

$$P_{gan} = P_{rr} + P_{ar} + P_{ir} + P_{ar} ; (N) \quad (1.31)$$

La resistencia aerodinámica del remolque no se calcula independientemente, sino que se considera incrementando la del vehículo tractor en un 25%, 44% y 55%, en dependencia de que existan 1, 2 o 3 remolques. Bennet (2001), considera sólo el incremento del 10%, pero se considera más acertado el primer criterio, porque establece diferenciación con respecto al número de remolques y porque nos coloca del lado seguro. Partiendo de ello, la ecuación general de las resistencias en el gancho quedaría como:

$$P_{gan} = G_r \cdot \sin \alpha + G_r \cdot (f_o + K_f \cdot V^2) \cdot \cos \alpha + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r \cdot \frac{dV}{dt} \quad (1.32)$$

Ya que las únicas masas en rotación del remolque son las ruedas, en su caso el coeficiente de las masas reducidas en el remolque (δ_r) se determina según: $\delta_r = 1 + \frac{g}{G_r \cdot r_{dr}^2} \cdot \sum I_r$

dónde: $\sum I_r$ y r_{dr} representan la suma de los momentos de inercia y el radio dinámico de sus ruedas, respectivamente.

La fuerza tractiva (P_{tx}), es la fuerza motriz del movimiento, surge como un producto de la interacción rueda-superficie de apoyo, cuando en la rueda 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. Su magnitud se determina por: $P_{tx} = \frac{M_r}{r_d} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{ci}} ; (N) \quad (1.33)$

Donde: M_r —momento aplicado a la rueda motriz, N.m
 η_o, η_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 $\eta_s \approx 0,98 - 1$. Por su parte la eficiencia mecánica de la transmisión se determina según (Pérez Gálvez, 2007):

$$\eta_o = \chi - \frac{(2+0.09 \cdot V_x) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot 10^{-3}}{M_{ex}} \quad (1.34)$$

Dónde: i_{ci} – es la relación de transmisión total

$$\chi = 0.98^k \cdot 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n \quad (1.35)$$

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

1.3.1.-Balance de fuerzas

De la sumatoria de fuerzas en la dirección del movimiento, en un vehículo en su condición más general del movimiento, tal y como se muestra en la figura 1.8, se arriba al balance de tracción:

$$P_t - P_r - P_\alpha - P_i - P_a - P_{gan} = 0 \quad (1.36)$$

1.3.2.-Ecuación de movimiento y capacidad de aceleración

Partiendo de la ecuación 1.36, y sustituyendo en esta las ecuaciones correspondientes a cada una de las resistencias, se obtiene **la ecuación fundamental del movimiento**:

$$P_t = (G + G_r) \cdot (f_0 + K_f \cdot v^2) \cdot \cos \alpha + (G + G_r) \cdot \sin \alpha + \left(\frac{G}{g} \cdot \delta + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r \right) \cdot \frac{dv}{dt} + 1.25 \cdot K_{aer} \cdot v^2 \quad (1.37)$$

Muchos autores (Litvinov, 1989; Johansson, 2005; Jazar, 2008), partiendo de la expresión 1.34 y despejando en función de la aceleración, definen la llamada **ecuación general del movimiento**:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_{tx} - (G + G_r) \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) - P_a}{G \cdot \delta_i / g + G_r \cdot \delta_r / g} \quad (1.38)$$

El factor dinámico es una magnitud adimensional, que se utiliza para comparar las cualidades dinámicas de vehículos con diferente peso. Note que relaciona dos magnitudes: la diferencia entre fuerza tractiva y resistencia aerodinámica del vehículo con el peso total. Tanto P_{tx} como P_a están condicionadas por el régimen de trabajo del motor y la relación de transmisión conectada en el vehículo, y su diferencia es mayor, en la medida en que es más adecuado el diseño del vehículo. Se define el factor dinámico (D) como:

$$D = \frac{P_{tx} - P_a}{G + G_r}, \text{ y } \delta_z \text{ como el coeficiente de masas reducidas del conjunto vehículo-remolque,}$$

entonces se puede plantear la **ecuación adimensional del movimiento** como:

$$\frac{1}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta_z} \cdot (D - \Psi) \quad (1.39)$$

La posibilidad de un vehículo de vencer las resistencias sumarias al movimiento (P_{trec}) 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 o resultante al movimiento de la máquina automotriz (P_{trec});
2. La fuerza de adherencia existente entre rueda-superficie de apoyo se designa como P_{μ} . De tal forma, la **condición del movimiento** se expresa por: $P_{trec} \leq P_{tx} \leq P_{\mu}$

En vías con elevado valor del coeficiente de adherencia (μ), se considerará la P_{trec} como la limitante principal de la dinámica del vehículo.

Ya que la aceleración es un parámetro instantáneo, es más adecuado hablar de capacidad de aceleración, pues de esta forma se relaciona más directamente con potencialidades del vehículo. Para lograr la mayor capacidad de aceleración en el vehículo, son necesarias las siguientes condiciones:

- Debe transitar en 1ra marcha, entregando $M_{em\acute{a}x}$. Con W_M : $V_1 = W_M \cdot r_d \cdot i_{ci}$ y $P_a \approx 0$
- Buenas condiciones viales ($P_{\alpha} = 0$ y $P_{r\ min}$)
- El vehículo debe transitar sin remolque, para emplear toda su energía en vencer las pérdidas mecánicas y la resistencia al rodamiento e impulsar el vehículo.

La capacidad máxima de aceleración del vehículo cargado partiendo del reposo $(dV/dt)_{m\acute{a}x}$, se

determina a partir de la siguiente ecuación:
$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{max} = \frac{\frac{M_{em\acute{a}x} \cdot \eta_0}{r_d \cdot i_{ci}} - G \cdot f}{\frac{G}{g} \cdot \delta_I} \quad (1.40)$$

- Dónde:
- f - es el coeficiente de resistencia al rodamiento, toda vez que se ha considerado el efecto de la velocidad de movimiento en su magnitud. Se determina: $f = f_o + k_f \cdot V^2$;
 - f_o - es el coeficiente de resistencia al movimiento para pequeñas velocidades de movimiento (es el valor que se muestra en tablas)
 - k_f - es un coeficiente que tiene en cuenta la influencia de la velocidad en la magnitud del coeficiente de resistencia al rodamiento $k_f = 7 \cdot 10^{-6}$
 - δ_I - es el coeficiente de las masas reducidas para 1ra marcha. Se determina:
 $\delta_I = 1.04 + A/i_{sI}^2$; y $A = 0.04 - 0.06$
 - g - es la aceleración de la gravedad, m/s^2

La capacidad de aceleración que puede desarrollar el vehículo a una velocidad determinada en marcha superior $(dV/dt)_{m\acute{a}x60\ km/h}$.

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{max\ 60km/h} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_0 - G \cdot f - P_a}{r_d \cdot i_{c\ ms} \cdot \frac{G}{g} \cdot \delta_{ms}} \quad (1.41)$$

Dónde: M_{ex} -es el torque que se obtiene, para la frecuencia de rotación a que gira el motor a la velocidad seleccionada en la marcha superior, que en este ejemplo se toma 60 km/h.

i_{cms} , δ_{ms} – son respectivamente, la relación de transmisión total y el coeficiente de las masas reducidas en marcha superior

1.4.-Capacidad de impulso.

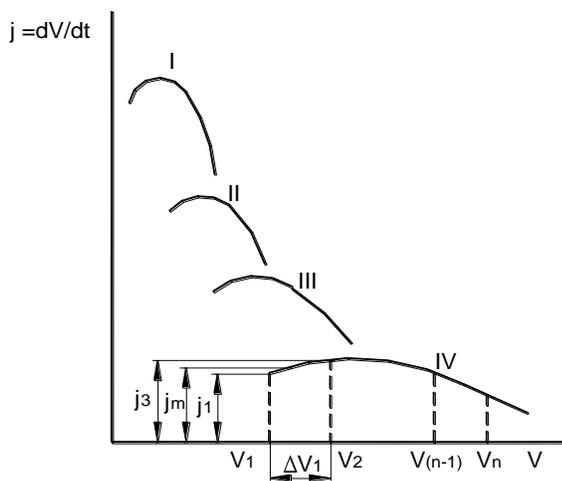
1.4.1.-Introducción

Por capacidad de impulso del automóvil entendemos la cualidad que le posibilita aumentar bruscamente la velocidad de movimiento. Los parámetros que la valoran son: la capacidad máxima de aceleración, el tiempo de impulso y el recorrido de impulso. (Litvinov,1989).

Cuando el motor trabaja con entrega máxima de combustible se puede encontrar la aceleración a partir

de la [expresión 1.37](#):
$$\frac{dV}{dt} = \frac{(D-\psi) \cdot g}{\delta_i} \quad (1.42)$$

Partiendo de la [expresión 1.40](#), se puede concluir que en las primeras marchas, si bien δ_i alcanza los valores mayores, también la diferencia entre el factor dinámico y las condiciones viales, representadas por ψ , alcanza sus mayores valores y determinan los máximos valores de aceleración en las mismas. Podemos decir entonces, que, en un vehículo determinado, la aceleración depende de ψ , de la velocidad de movimiento y de la marcha conectada, por cuanto $D = f(V, i_{ci})$ y $\delta_i = f(i_{si})$. Teniendo la



característica dinámica y el valor de δ_i se puede construir el gráfico de la dependencia $dV/dt = f(V)$ para diferentes valores de i_{ci} y ψ (Fig. 1.9).

Fig. 1.9. Dependencia de la aceleración de la velocidad de movimiento.

La valoración exacta por medio del gráfico de la dependencia $dV/dt = f(t)$ durante el movimiento por vías con iguales ψ (generalmente $\psi=0.015-0.02$) es difícil, por cuanto los diferentes automóviles pueden

diferenciarse no solo en su aceleración máxima en cada marcha, sino también en el carácter de la dependencia $dv/dt = f(V)$ y en el número de escalones de la transmisión.

1.4.2.-Impulso con cambios de marcha desde el reposo

Los indicadores más adecuados para evaluar la aceleración son el tiempo τ y el recorrido S del vehículo en un determinado intervalo de velocidad. Estos indicadores pueden ser teóricos o experimentales.

Para la determinación teórica de τ_i y S_i se necesita de algún método grafo analítico. Los más conocidos son los métodos de Chudakov y Yakoblev. El último consiste en que los intervalos de cálculo de la velocidad se toman pequeños, y para cada uno de los cuales se considera:

$dV/dt = (dV/dt)_{prom} = 0.5 \cdot [(dV/dt)_1 + (dV/dt)_2]$, siendo estas las aceleraciones al inicio y al final de cada tramo (ver figura 1.9).

$$\text{Para cada tramo se puede escribir: } V_2 = V_1 + (dV/dt)_{prom} \cdot \Delta t \quad (1.43)$$

V_1, V_2 –se corresponden con las velocidades al inicio y final del tramo;

Δt – tiempo durante el cual la velocidad se incrementa de V_1 a V_2 .

$$\text{Despejando: } \Delta t = \frac{V_2 - V_1}{(dV/dt)_{prom}} \quad (1.44)$$

El tiempo total de impulso (τ_i) en el intervalo de velocidad, desde la inicial v_1 hasta la final v_n , es igual a la suma: $\Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$.

El recorrido durante el tiempo Δt de movimiento con igual aceleración en cada tramo:

$\Delta S = V_1 \cdot \Delta t + 1/2 \cdot (dV/dt)_{prom} \cdot \Delta t^2$. Sustituyendo 1.45, obtenemos:

$$\Delta S = 1/2 \cdot \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{(dV/dt)_{prom}} = V_{prom} \cdot \Delta t \quad (1.45)$$

dónde: $v_{prom} = 1/2 \cdot (V_1 + V_2)$ es la velocidad media del intervalo.

El recorrido total de impulso desde la v_1 hasta v_n es: $S_i = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n$

Tomando en cada tramo la aceleración constante, incurrimos en errores, los cuales serán menores en la medida en que sean menores los intervalos de velocidad ($\Delta V = V_2 - V_1$)

Experimentalmente se ha determinado que la velocidad de cambio de marcha, para la característica impulso-aceleración es: $V_N = 0.105 \cdot n_N \cdot r_d \cdot i_{ci} = \omega_N \cdot r_d \cdot i_{ci}$. El tiempo y recorrido de impulso son mínimos si los cambios de marchas se producen para velocidades que se corresponden a la mutua intersección de las curvas $dV/dt = f(V)$.

El tiempo de cambio de marcha τ_{cm} depende de las particularidades constructivas del automóvil, así como de la calificación del conductor. Un conductor con alta calificación emplea de 1-2 s en el cambio de marcha de marcha en un vehículo de gasolina. El diésel tiene mayor momento de inercia del volante y la transmisión, por ello τ_{cm} se incrementa aproximadamente en 1.5-2 veces.

La magnitud de la caída de velocidad ΔV_{cm} durante el tiempo de cambio de marcha depende del tipo de vía, de la velocidad de movimiento y de la resistencia aerodinámica. Determinar ΔV_{cm} es posible, a partir de la ecuación de balance de fuerzas, considerando que durante este tiempo $P_{tx}=0$. Las pérdidas en la transmisión se determinan con la fuerza P_{tr} de resistencia de la transmisión, mientras $\delta_i = 1.04 + \delta_2 \approx 1.04$, por cuanto las piezas giratorias del motor y el volante se han desconectado de la transmisión. Ya que el movimiento es decelerado, entonces la ecuación de balance de fuerzas puede escribirse así: $1.04 \cdot G/g \cdot dV/dt = -(G \cdot \psi + K \cdot F \cdot V^2 + P_{tr})$, por tanto:

$$dV_{cm} = - \left(9.43 \cdot \psi + \frac{0.96 \cdot K \cdot F \cdot V^2}{G/g} + \frac{9.43 \cdot P_{tr}}{G} \right) \cdot dt \quad (1.46)$$

Para velocidades no muy grandes se puede despreciar P_{tr} y P_a y el segundo miembro, queda entonces como: $\Delta V_{cm} = -9.43 \cdot \psi$. El recorrido S_{cm} durante τ_{cm} se puede determinar aproximadamente de:

$S_{cm} = V_{cm} \cdot \tau_{cm}$, donde V_{cm} es la velocidad alcanzada al inicio del cambio de marcha.

1.5.-Conclusiones parciales.

Al concluir el capítulo se arriba a las siguientes conclusiones parciales:

- Siendo la potencia específica un importante indicador, vinculado tanto con la capacidad de aceleración, la velocidad promedio y el consumo de combustible, y que, por tanto, aporta elementos en la valoración de las propuestas de remotorización, se hace necesario actualizar sus rangos de variación, dada la profunda transformación que han sufrido los motores en las últimas décadas.
- La velocidad máxima, como un importante indicador desde el punto de vista cinemático, y por su relación con el rendimiento del vehículo, requiere de un modelo que se valide en específico para vehículos pesados.
- Aun cuando no acompaña la ficha técnica de los vehículos pesados, la capacidad máxima de aceleración en una marcha determinada y el tiempo y recorrido de impulso del vehículo con cambios de marcha hasta una velocidad determinada, son importantes indicadores desde el punto de vista dinámico, elementos de peso en la evaluación de cualquier variante de remotorización.

CAPÍTULO II: PROPUESTA DE DESARROLLO DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

2.1.-Introducción.

El capítulo comienza con una caracterización de la base de datos de vehículos pesados conformada por camiones, cuñas o autotrenes en la cual se evaluará la potencia específica, ya que este es un importante indicador para los mismos. Debido a la gran importancia que representa la velocidad máxima en la evaluación de la remotorización, se propuso un modelo teórico que permite que sea determinada. De igual manera se propuso modelos matemáticos que permitieran determinar la aceleración máxima que puede alcanzar el vehículo pesado. En el caso de los modelos de la capacidad máxima de aceleración y el tiempo y recorrido de impulso con cambios de marcha hasta una velocidad determinada se realizarán a partir de la velocidad mínima de movimiento estable, para valorar la capacidad máxima de aceleración.

2.2.-Los estándares de variación de la potencia específica

En la medida que se ha desarrollado la industria automovilística en el mundo, se ve la necesidad de actualizar los rangos de variación de múltiples indicadores, que se utilizan en función de valorar cualidades de diverso tipo en las máquinas automotrices (cinemáticas, dinámicas, de consumo de combustible, de fiabilidad, de suavidad de marcha, etc.). Tanto en vehículos ligeros, como en pesados, la capacidad de aceleración es una cualidad importante, por cuanto es importante alcanzar las velocidades de movimiento en breve tiempo en el movimiento en ciudades, o mantener una velocidad promedio estable en condiciones de tráfico intenso. En tal sentido, la capacidad de aceleración, las velocidades promedio elevadas y el consumo de combustible, están muy vinculadas con el indicador de la potencia específica. En el presente trabajo nos limitaremos a actualizar los rangos de variación de potencia específica para los vehículos pesados, atendiendo a que los rangos que se utilizan en las metodologías para el desarrollo de los proyectos de remodelación vehicular están desactualizados y que el trabajo doctoral a que están dirigidos los resultados de este trabajo de diploma, se enfoca a los vehículos pesados.

Los estándares de variación de la potencia especifican que se proponen, se crearon a partir de una base de datos de 316 vehículos pesados diésel, que a su vez fueron divididos en camiones, con 195 vehículos, y en autotrenes o cuñas con, 121 vehículos. Esta división se genera, a partir de que los estándares anteriores lo contemplaban de igual forma.

La base de datos contempla vehículos pesados de diferentes marcas y procedencias: Chevrolet, Ford, Hyundai, Isuzu, Kamaz, Kraz, Maz, VW, Dodge, Astra, Deutz, Fiat, Iveco, International, Mercedes

Benz, Pegaso, Sinotruk, Volvo, Scania, Freightliner, entre otros. A continuación, se brinda una caracterización de los diferentes grupos. Para ello, los rangos de variación de cada parámetro se dividirán en 3 partes iguales y se determinara el porcentaje de presentación de cada valor dentro del rango.

Camiones:

Tabla 2.1. Caracterización de la base de datos de camiones. Fuente: [Elaboración propia.](#)

Parámetros	1^{er} rango	%	2^{do} rango	%	3^{er} rango	%
Peso total, t	3 - 16	56.41	16.1-30	38.46	30.1-47	5.13
N _{emáx} , kW	37-128	31.28	129-220	52.82	221-312	15.89
W _N , 1/s	1900-2550	57.43	2551-3200	40.51	3201-3800	2.05
M _{emáx} , N.m	120-717	56.19	718-1313	37.63	1314-1911	6.19
W _M , 1/s	1000-1400	50.26	1401-1800	47.18	1801-2100	2.56

Cuñas:

Tabla 2.2. Caracterización de la base de datos de autotrenes o cuñas. Fuente: [Elaboración propia.](#)

Parámetros	1^{er} rango	%	2^{do} rango	%	3^{er} rango	%
Peso total, t	14-31	38.84	31.1-48	36.36	48.1-65	24.79
N _{emáx} , kW	115-230	19.01	231-345	69.42	346-480	11.57
W _N , 1/s	1600-1970	69.42	1971-2340	20.66	2341-2710	9.92
M _{emáx} , N.m	530-1310	28.93	1311-2091	50.41	2092-2872	20.66
W _M , 1/s	900-1140	14.05	1141-1380	72.73	1381-1620	13.22

Es criterio del autor, que además de establecer el rango de variación, será conveniente, contar con información de comportamiento hacia el interior del rango, por ello, junto con la definición del rango, se presentará un histograma y polígono de frecuencias en cada uno de los grupos de vehículos. Esto proporcionará información adicional de valoración para cada vehículo evaluado.

Como quiera que el comportamiento de la potencia específica se realizará para camiones y cuñas por separado, en cada uno de ellos:

1. Se comparará gráficamente el comportamiento de la potencia específica en cada grupo con relación a los rangos de variación que se utilizan en la Metodología para la ejecución de cambios y conversiones a los automóviles, propuesta por el MITRANS ([Fernández Tamayo et al, 2018](#)), rango que se delimitará con dos líneas rojas.
2. Se confeccionará un histograma y un polígono de frecuencias para cada grupo de vehículos. De este modo:
 - Se establecerá el rango de variación de cada coeficiente sobre la base del 80% de los resultados más frecuentes.
 - El histograma nos mostrará dentro del rango de variación de cada coeficiente, cuáles son los valores con mayor frecuencia de presentación
3. Una vez definidos los rangos de variación de la potencia específica en cada grupo de vehículos, se comparan los resultados de cada grupo para definir si es necesario o no diferenciar los rangos de variación o si se puede adoptar un rango de variación común para todos los dos grupos.

4. Aun cuando los rangos sean iguales, el histograma y el polígono de frecuencias nos mostrarán el comportamiento del coeficiente al interior del rango, lo que se tomará también como criterio para establecer o no un rango común.

La determinación del número de clases se realizará por la siguiente expresión:

$$N_c = 1 + 3.322 \cdot \log_{10}(n_m) ; \text{dónde } n_m \text{ es el número de vehículos.} \quad (2.1)$$

2.3.-Los modelos que evalúan la velocidad máxima de movimiento, la capacidad máxima de aceleración y el tiempo y recorrido de impulso con cambios de marcha hasta una velocidad determinada.

2.3.1.- La velocidad máxima de movimiento.

La velocidad máxima de movimiento es un importante indicador cinemático, que da una medida, junto a la capacidad de carga, del rendimiento del vehículo. Si bien indicador cinemático, está determinado no sólo por la velocidad teórica que es capaz de desarrollar el vehículo, sino también por sus cualidades dinámicas, luego es cinemático, pero habla de la dinámica.

Es un dato, que frecuentemente acompaña la ficha técnica de los vehículos. Es importante determinarla con precisión, por dos razones: 1).- No siempre acompaña la ficha técnica del vehículo, sobre todo en los vehículos pesados; 2).-Al remotorizar el vehículo cambian sus parámetros cinemáticos y dinámicos, y es necesario determinar su velocidad máxima para compararla con la del vehículo original.

Normalmente se determina por la vía gráfica, buscando gráficamente el punto en que se interceptan la fuerza tractiva con máximo suministro de combustible (P_{tx}) y la resistencia sumaria al movimiento (P_{nec}), pero se pierde exactitud con el método gráfico.

Precisamente, para el cálculo teórico se parte de esa misma condición. Ahora bien, 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, que de hecho pueden ser diferentes según país de procedencia. El valor del coeficiente de resistencia al camino (ψ), puede determinarse, a partir de valores recomendados para la determinación de la velocidad máxima en autopistas (Ilarionov et al, 1985):

$$\text{Para vehículos pesados y autotrenes: } \psi = (0.015 - 0.02) + 6 \cdot 10^{-6} \cdot V_x^2 \quad (2.2)$$

Como quiera, que el valor de ψ puede diferenciarse de un vehículo a otro, se utilizará también la expresión normalmente utilizada en cálculos prácticos: $\psi = 0.012 + 7 \cdot 10^{-6} \cdot V_x^2$ (2.3)

Por tal razón, en las ecuaciones, para comprobar la mejor solución, se sustituye:

$$\psi = k_1 + k_2 \cdot 10^{-6} \cdot V_x^2 \quad (2.4)$$

Como se expresó, 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.

En correspondencia con la [expresión 1.33](#), obtenemos la correspondiente a marcha superior:

$$P_{tx} = \frac{M_r}{r_d} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_0 \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{cMS}} \quad (2.6)$$

Atendiendo a las recomendaciones de la literatura η_s se considerará entre 0.98-1.0. A continuación, se sustituye en [2.6](#), la expresión de la eficiencia mecánica de la transmisión ([1.34](#)):

$$P_{txMS} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_0 \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{cMS}} = \frac{M_{ex} \cdot \left[\chi - \frac{[(2+0.09 \cdot V_{máx}) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{cMS} \cdot 10^{-3}]}{M_{ex}} \right] \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{cMS}} \quad (2.7)$$

$$\text{Simplificando: } P_{txMS} = \frac{M_{ex} \cdot \chi \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{cMS}} - (2 + 0.09 \cdot V_{máx}) \cdot G \cdot \eta_s \cdot 10^{-3} \quad (2.8)$$

Se sustituye ahora en [2.8](#) la [expresión 1.2](#):

$$P_{txMS} = \frac{M_{eN} \cdot \left[C_1 + C_2 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) - C_3 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] \cdot \chi \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{cMS}} - (2 + 0.09 \cdot V_{máx}) \cdot G \cdot \eta_s \cdot 10^{-3} \quad (2.9)$$

Se define: $K_v = \frac{M_{eN} \cdot \chi \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{cMS}}$ y se sustituye: $\frac{W_{Vmáx}}{W_N} = \frac{V_{máx}}{V_N}$ y se sustituye en [2.9](#):

$$P_{txMS} = K_v \cdot C_1 + \frac{K_v \cdot C_2}{V_N} \cdot V_{máx} - \frac{K_v \cdot C_3}{(V_N)^2} \cdot (V_{máx})^2 - 2 \cdot 10^{-3} \cdot G \cdot \eta_s - 9 \cdot 10^{-5} \cdot G \cdot \eta_s \cdot V_{máx} \quad (2.10)$$

Se agrupan los términos semejantes:

$$P_{txMS} = \left(-\frac{K_v \cdot C_3}{(V_N)^2} \right) \cdot (V_{máx})^2 + \left(\frac{K_v \cdot C_2}{V_N} - 9 \cdot 10^{-5} \cdot G \cdot \eta_s \right) \cdot V_{máx} + (K_v \cdot C_1 - 2 \cdot 10^{-3} \cdot G \cdot \eta_s) \quad (2.11)$$

Ahora, se aborda el desarrollo de la resistencia sumaria. La velocidad máxima es una velocidad constante, que se mide con el vehículo con la carga correspondiente al vehículo en sí, es decir, no se contempla resistencia del remolque. Por tanto: $P_{tneC} = P_C + P_a = G \cdot \psi + K \cdot F \cdot V_{máx}^2$ (2.12)

Sustituyendo por ψ :

$$P_{tneC} = G \cdot (k_1 + k_2 \cdot 10^{-6} \cdot V_{máx}^2) + K \cdot F \cdot V_{máx}^2 = G \cdot k_1 + (G \cdot k_2 \cdot 10^{-6} + K \cdot F) \cdot V_{máx}^2 \quad (2.13)$$

Se sustituye ahora 2.11 y 2.13 en 2.5 y agrupando se obtiene:

$$\left(G \cdot k_2 \cdot 10^{-6} + K \cdot F + \frac{K_v \cdot C_3}{V_N^2}\right) \cdot V_{m\acute{a}x}^2 + \left(9 \cdot 10^{-5} \cdot G \cdot \eta_s - \frac{K_v \cdot C_2}{V_N}\right) \cdot V_{m\acute{a}x} + \left[G \cdot (k_1 + 2 \cdot 10^{-3} \cdot \eta_s) - K_v \cdot C_1\right] \quad (2.14)$$

Por tanto, se puede expresar como: $a \cdot V_{m\acute{a}x}^2 + b \cdot V_{m\acute{a}x} + c = 0$ (2.15)

$$a = G \cdot k_2 \cdot 10^{-6} + K \cdot F + \frac{K_v \cdot C_3}{V_N^2}$$

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

$$c = G \cdot (k_1 + 2 \cdot 10^{-3} \cdot \eta_s) - K_v \cdot C_1$$

Como 2.15 es una ecuación de 2do grado, se procede a la determinación de $V_{m\acute{a}x}$ por el discriminante:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} \quad (2.16)$$

Con $V_{m\acute{a}x}$, obtenida a partir de la expresión 2.16, se determina la frecuencia de rotación a la cual se alcanza ($W_{V_{m\acute{a}x}}$). Si $W_{V_{m\acute{a}x}} > W_{m\acute{a}x}$, entonces la velocidad máxima coincide con la velocidad máxima teórica, y se determina como: $V_{m\acute{a}x} = W_{m\acute{a}x} \cdot r_d \cdot i_{CMS}$ (2.17)

Esto se debe a que los vehículos pesados, en su gran mayoría, vienen concebidos para traccionar remolques, razón por la cual tienen una reserva de fuerza tractiva en su velocidad máxima en marcha superior. La siguiente figura ilustra lo anterior.

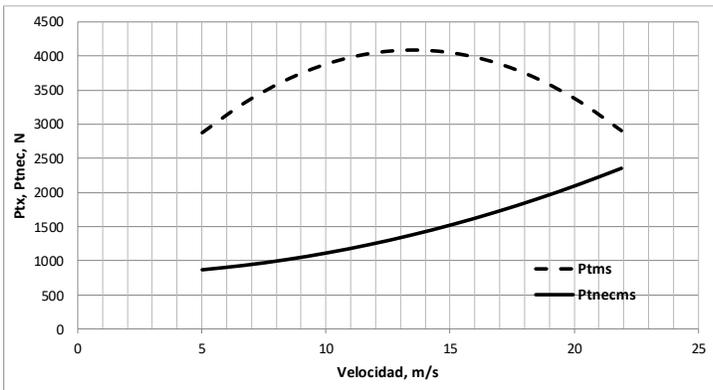


Fig. 2.1. Comportamiento de la fuerza tractiva y la resistencia sumaria en marcha superior en vehículos pesados. Fuente: Elaboración propia

La expresión obtenida se validará comparando los resultados del cálculo teórico en un grupo de 49 vehículos pesados diésel y

de gasolina, a partir de los datos experimentales que ofrece el fabricante.

Las fichas técnicas de los 49 vehículos pesados se encuentran en la tabla 1 del Anexo. Como quiera que el número de marchas no determina la validez del modelo y si complica la determinación, la validación del modelo se realizará en vehículos pesados de 5 marchas como máximo. En la actualidad es normal encontrar vehículos pesados de 6, 7, 9, 10, 12 y 18 marchas, lo cual hace muy trabajoso el trabajo en Excel, máxime cuando el período de desarrollo del trabajo de diploma es muy reducido.

2.3.2.-La capacidad máxima de aceleración en cualquier marcha.

La capacidad máxima de aceleración en cualquier marcha y condiciones viales se obtiene cuando la reserva de fuerza tractiva es máxima. En este caso, se determina la expresión y su magnitud en un grupo de vehículos pesados, aunque en este caso no se cuenta con valores experimentales de la literatura, a pesar de que aún en los vehículos pesados es una magnitud que expresa las cualidades dinámicas del vehículo. Si bien es un importante parámetro, no es un dato que interese a los compradores, ni que motive las ventas, por ello no aparece en las fichas técnicas de los vehículos pesados.

Dado que la resistencia sumaria al movimiento varía, con una fuerte dependencia de la velocidad al cuadrado, la reserva máxima de fuerza tractiva no se alcanza en el punto donde se alcanza la fuerza tractiva máxima en cada marcha. Por tal razón, con la ayuda del análisis matemático, determinaremos en que velocidad de movimiento, la diferencia fuerza tractiva contra resistencia sumaria ($P_{tx} - P_{tnec}$) se hace máxima en cada marcha.

En característica exterior de velocidad la fuerza tractiva se puede expresar como: (Pazos Díaz, 2022).

$$P_{tx} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{ci}} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_s \cdot \left[\chi - \frac{(2+0.09 \cdot V_x) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot 10^{-3}}{M_{ex}} \right]}{r_d \cdot i_{ci}} = \frac{M_{ex} \cdot \chi \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{ci}} - (2 + 0.09 \cdot V_x) \cdot G \cdot \eta_s \cdot 10^{-3} \quad (2.18)$$

Sustituyendo M_{ex} en función de la velocidad y simplificándola se obtuvo:

$$P_{tx} = \frac{M_{eN} \cdot \chi \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{ci}} \cdot \left[C_1 + \frac{C_2}{V_{Ni}} \cdot V_x - \frac{C_3}{V_{Ni}^2} \cdot V_x^2 \right] - G \cdot \eta_s \cdot 10^{-3} \cdot (2 + 0.09 \cdot V_x) \quad (2.19)$$

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.

$$\text{Como en el epígrafe anterior, se considera, por iguales razones: } \psi = k_1 + k_2 \cdot 10^{-6} \cdot V_x^2 \quad (2.20)$$

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:

$$P_{tnec} = P_c + P_a = G \cdot (k_1 + k_2 \cdot 10^{-6} \cdot V_x^2) + K \cdot F \cdot V_x^2 \quad (2.21)$$

$$\text{La reserva de fuerza tractiva es: } \Delta P_{tx} = P_{txi} - P_{tnec} \quad (2.22)$$

Sustituyendo 2.19y 2.21 en 2.22, derivando e igualando a cero, se obtiene:

$$\left[\frac{M_{eN} \cdot \chi \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{ci}} \cdot \left(\frac{C_2}{V_N} - \frac{2 \cdot C_3}{V_N^2} \cdot V_x \right) - 9 \cdot 10^{-5} \cdot G \cdot \eta_s \right] - [2 \cdot G \cdot k_2 \cdot V_x + 2 \cdot K \cdot F \cdot V_x] = 0 \quad (2.23)$$

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

$$V_{am\acute{a}xi} = \frac{\frac{M_{eN} \cdot \chi \cdot \eta_s \cdot C_2}{r_d \cdot i_{ci} \cdot V_N} - 9 \cdot 10^{-5} \cdot G \cdot \eta_s}{\frac{M_{eN} \cdot \chi \cdot \eta_s \cdot 2 \cdot C_3}{r_d \cdot i_{ci} \cdot V_N^2} + 2 \cdot (G \cdot k_2 + K \cdot F)} \quad (2.24)$$

Con la velocidad que garantiza la mayor reserva de fuerza tractiva, determinamos P_{tx} por la [expresión 2.19](#) y P_{trec} por la [expresión 2.21](#) y se halla la reserva de fuerza tractiva:

$$\Delta P_t = P_{tx} - P_{trec} \quad (2.25)$$

La capacidad máxima de aceleración en esa marcha para determinarla se iguala la fuerza de inercia y la *reserva de fuerza tractiva y despejando se obtiene:

$$\frac{dV}{dt}_{m\acute{a}x} = \frac{\Delta P_t \cdot g}{G \cdot \delta_i} \quad (2.26)$$

La capacidad máxima de aceleración es uno de los datos que no nos brinda el fabricante, pero si es indicador de gran importancia, aun para los vehículos pesados, que es posible encontrar en la bibliografía para algunos vehículos específicos.

2.3.3.-Tiempo y recorrido de impulso hasta una velocidad determinada.

Para poder hallar el tiempo y recorrido de impulso hasta una velocidad determinada, y que esta sea alcanzable por el vehículo es necesario conocer, en primer lugar, que $V_{m\acute{a}x}$ es capaz de desarrollar el vehículo y compararla con la velocidad propuesta. En segundo lugar, una vez definido que esa velocidad es factible de alcanzar por el vehículo, se necesita conocer en que marcha pudiera alcanzarla, pues en ocasiones no es necesario arribar a la marcha superior para acceder a esa velocidad.

Cuando el vehículo es de transmisión manual, cuando se realizan los cambios de marchas se produce un patinaje en el embrague por un pequeño tiempo. Para [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.

Para Litvinov & Farovin (1989) el tiempo de cambio de marcha (τ_{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 τ_{cm} se incrementa aproximadamente en 1.5-2 veces. Mientras más pesado el vehículo, más necesaria esta consideración.

La caída de velocidad durante el tiempo de cambio de marcha a (ΔV_{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.

Varios autores proponen expresiones para su determinación, asumiendo algunos aspectos y despreciando otros, entre otros encontramos las propuestas de:

Ilarionov et al, 1985	$\Delta V = \frac{\psi^{9.81 \cdot \Delta t}}{\delta_i}$. 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.

El propósito del cálculo teórico de la caída de velocidad durante el cambio de marcha es hallar indicadores que se ajusten a la realidad, y que evalúen objetivamente las cualidades dinámicas del vehículo. Generalmente en este cálculo 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:

$$-\frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt} = P_r + P_a + P_H \quad (2.27)$$

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 el coeficiente de las masas reducidas como: $\delta_i = 1.04 + \frac{A_p}{i_{si}^2} \approx 1.04$, por cuanto las piezas giratorias del motor y el volante se han desconectado de la transmisión. Sustituyendo las expresiones de las resistencias al movimiento en la [expresión 2.27](#):

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

$$-\frac{dV}{dt} = \frac{g}{1.04} \left[\psi_0 + \frac{K_{aer} \cdot V_{cmi}^2}{G} + [(2 + 0.09 \cdot V_{cmi}) \cdot 10^{-3}] \right] \quad (2.28)$$

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

$$\Delta V = \frac{g}{1.04} \cdot \left[(k_1 + k_2 \cdot 10^{-6} \cdot V_{cmi}^2) + \frac{K_{aer} \cdot V_{cmi}^2}{G} + (2 + 0.09 \cdot V_{cmi}) \cdot 10^{-3} \right] \cdot \Delta t \quad (2.29)$$

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) $V_{cmi} = k_{v1} \cdot V_N$ Criterio propuesto Millo Carmenate & Padrón Hernández ($k_{v1}=0.85$)
- b) $V_{cmi} = k_{v2} \cdot V_M$ Criterio por evaluar. Propuesto: $k_{v2} > 1$
- c) $V_{cmi} = k_{v3} \cdot V_{amáxi}$ Criterio por evaluar. Propuesto: $k_{v3} = 1.2$

Para determinar la expresión para el tiempo de movimiento en cada marcha, se parte de la ecuación de movimiento para el vehículo 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 1.33](#):

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

A continuación, se sustituye η_0 por expresión [1.34](#), así como las resistencias al camino y aerodinámica.

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

Se sustituye ψ por la [expresión 2.4](#):

$$\frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{M_{ex} \cdot \chi \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{ci}} - (2 + 0.09 \cdot V) \cdot G \cdot \eta_s \cdot 10^{-3} - K_{aer} \cdot V^2 - G \cdot (k_1 - 0.02) + k_2 \cdot 10^{-6} \cdot V_{cmi}^2 \quad (2.33)$$

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

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

$$- G \cdot (k_1 - 0.02) + k_2 \cdot 10^{-6} \cdot V_{cmi}^2 \quad (2.34)$$

Agrupando factores se obtiene:

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

$$a_{imp} = - \left(k_2 \cdot 10^{-6} + \frac{M_{eN} \cdot C_3 \cdot \chi \cdot \eta_s}{G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot V_N^2} + \frac{K_{aer}}{G} \right)$$

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

$$c_{imp} = \frac{M_{eN} \cdot C_1 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci}} - (k_1 + 0.012)$$

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:

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

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 el cálculo anterior.

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} :

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

δ_{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 (Pérez Gálvez, 2007).

2.4.-Conclusiones parciales

- La propuesta de presentación de los estándares de variación de la potencia específica, deben contribuir a mejorar la toma de decisiones.
- Se adecua la expresión de cálculo de la velocidad máxima de movimiento a vehículos pesados, introduciendo variantes que deben contribuir a la búsqueda del ajuste, en relación con los datos que oferta el fabricante. Es una expresión de 2do grado, lo cual facilita su utilización.
- El modelo obtenido para la determinación de la capacidad de aceleración en cada una de sus marchas, ha sido adecuado para vehículos pesados y presenta variantes para el logro del ajuste de sus valores, si bien no se cuenta en la actualidad con valores experimentales para contrastarlos.
- Se elaboraron modelos para determinar el tiempo y recorrido de impulso hasta una velocidad determinada, adecuados para vehículos pesados y con variantes para contribuir al ajuste de valores experimentales, como pueden ser los tiempos de cambio de marcha, los momentos del cambio de marcha, la posibilidad de introducir diferentes criterios en un mismo proceso de impulso, entre otros, lo cual crea complejidades adicionales en la modelación.
- La necesidad de iniciar el proceso de impulso desde la velocidad mínima de movimiento estable, la ausencia de datos experimentales y de las propias condiciones en que se obtienen los resultados experimentales debe impedir la validación de estas expresiones.

CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.1.-Introducción

El desarrollo de este capítulo comienza con la determinación de la potencia específica en los camiones y en las cuñas, parámetro que es necesario en las remotorizaciones por lo que se actualizan los rangos de variaciones de la misma según los valores obtenidos. Continúa con la determinación del cálculo teórico de la velocidad máxima de vehículos pesados diésel y de gasolina permitiendo hacer una mejor valoración de la remotorización. Posteriormente, se muestran los resultados de la determinación de las aceleraciones y del tiempo de impulso hasta una velocidad determinada, tomando tres variables para velocidad de cambio de marcha. En el caso de las aceleraciones, los resultados no se lograron comparan con bases de datos de resultados experimentales por su inexistencia.

3.2.-Los estándares de variación de la potencia específica.

En [figura 3.1](#) se muestra el comportamiento de la potencia específica en los 195 vehículos que conforman la base de datos de los camiones, en relación con el intervalo establecido para estos tipos de vehículos con motores diésel ([Cárdenas Garnier, 2008](#)).

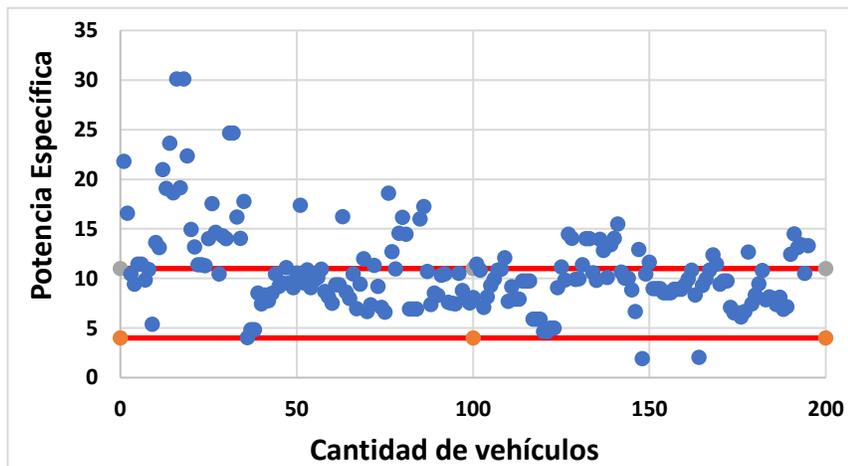


Fig. 3.1 Comportamiento de la potencia específica (N_γ) en relación con el rango establecido en camiones diésel.

Analizando el comportamiento de la potencia específica en la base de datos utilizada, con una gran cantidad de valores que rebasan

por encima los límites establecidos, se evidencia la necesidad de actualizar los rangos de variación de la potencia específica. Del total de vehículos, 129 se encuentran dentro del rango establecido, los que representan sólo un 66.15% del total.

En la [tabla 3.1](#) se muestran los datos iniciales para la elaboración del histograma y polígono de frecuencias.

Total de Valores	195
80%	156
Diferencia	39
Extremos	19,5
Número de Clases	8,607494979
Mínimo	1,92
Máximo	30,11
Rango	28,20

Tabla 3.1 Datos iniciales para la elaboración del histograma y polígono de frecuencias.

Esta nos muestra la cantidad de valores que representan el 80% del total; la diferencia que no es más que el resultado de la resta del 80% de los valores al total de valores; los extremos por su parte

representan los valores que hay que disminuir en los valores mínimos y máximos para establecer los rangos de variación de la potencia específica.

Tomando los datos de la [tabla 3.1](#), se elabora la [tabla 3.2](#) que nos permite desarrollar el histograma y polígono de frecuencias ([figura 2.2](#)).

Tabla 3.2. Intervalos de clases, frecuencias y marcas de clases para la elaboración del histograma y polígono de frecuencias de la potencia específica en camiones diésel.

	Intervalos		Frecuencia	%	Marcas de Clase
	Inferior	Superior			
1	1,90	5,05	9	4,62	3,48
2	5,06	8,21	43	22,05	6,64
3	8,22	11,37	83	42,56	9,80
4	11,38	14,53	35	17,95	12,96
5	14,54	17,69	12	6,15	16,12
6	17,70	20,85	5	2,56	19,28
7	20,86	24,01	4	2,05	22,44
8	24,02	27,17	2	1,03	25,60
9	27,18	30,33	2	1,03	28,76
			195		

En la [figura 3.2](#) se muestra el histograma y polígono de frecuencias de N_γ en camiones diésel. La figura presenta una concentración de los valores hacia la izquierda. Con la excepción de los últimos 4 intervalos de clases, puede señalarse que hay una distribución relativamente simétrica. Los intervalos del 2 – 4, comprenden el 82,56% de los valores, por tanto, sobre su base se puede establecer el intervalo de variación, es decir: $N_\gamma = 8.21-14.53 \text{ kW/t}$.

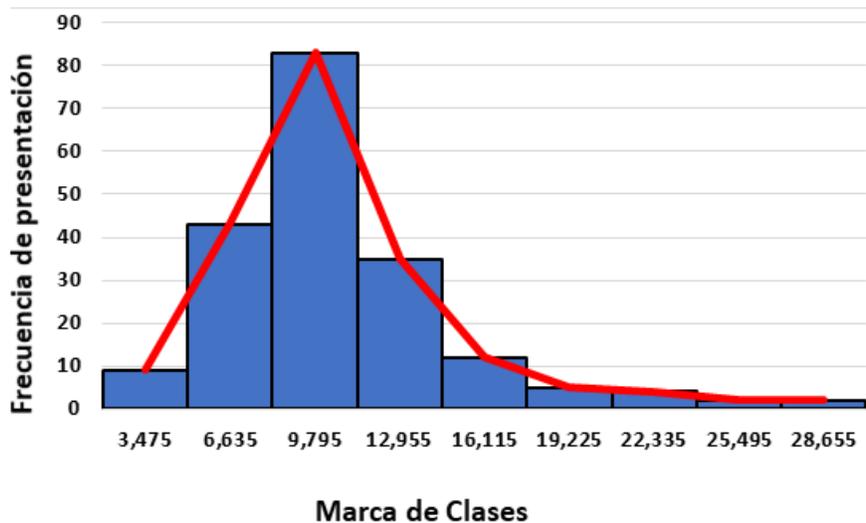


Fig. 3.2. Histograma y polígono de frecuencias para la potencia específica en los camiones diésel.

El rango establecido es de $N_\gamma = 4-11$ kW/t. Dado que la potencia específica es la relación entre la $N_{em\acute{a}x}$ y el peso total del vehículo, el análisis de la [tabla 1.2](#) nos muestra que a medida

que el vehículo es más pesado los valores de la potencia específica se reducen. Cómo explicar el comportamiento de este indicador actualizado. En primer lugar, los incrementos de potencia en los vehículos actuales no sólo conducen a un incremento de la carga útil, y por supuesto del peso total, sino que también se han acompañado de incrementos de la velocidad de movimiento, pues la frecuencia de rotación de los motores diésel a $N_{em\acute{a}x}$ ha incrementado a niveles no encontrados con anterioridad.

Note como el 3er rango (8.22-11.37) es el de mayor frecuencia de presentación con un 42.56% de los valores.

De todas formas, podemos afirmar que este rango es actual, con una amplitud de 6.32, menor que la amplitud de 8 del anterior rango.

Potencia específica en los autotrenes o cuñas.

En el caso de los autotrenes o cuñas el número de clases (N_c) es: $N_c = 1 + 3.322 \cdot \log_{10}(121) = 7.919$.

Por lo que se toman 8 intervalos.

En la [figura 3.3](#) se muestra cómo se comporta la potencia específica en los 121 vehículos que conforman la base de datos de autotrenes en relación con el intervalo establecido para los camiones ([Cárdenas Garnier, 2008](#))

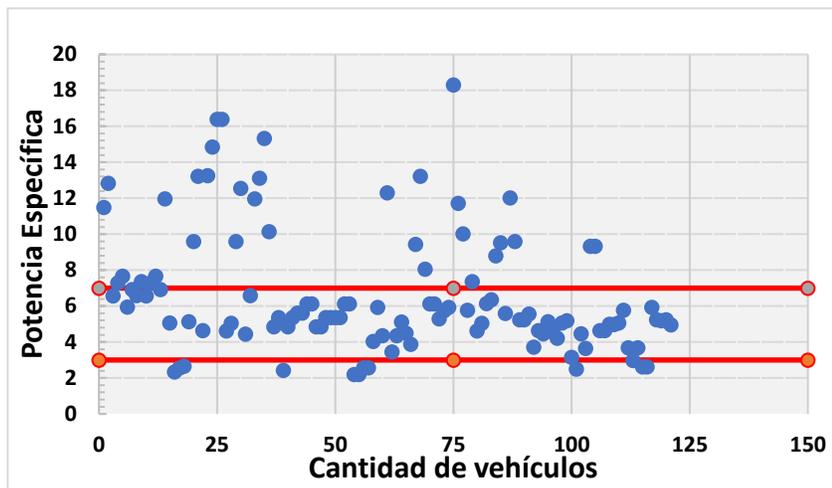


Fig.3.3 Comportamiento de la potencia específica (N_γ) en relación con el rango establecido en autotrenes o cuñas diésel.

Analizando el gráfico se observa que un grupo apreciable de vehículos posee potencias específicas que sobrepasan el rango establecido, por lo que es necesario establecer un

nuevo rango de variación. Solo 75 vehículos se encuentran dentro del rango establecido lo que representa el 61,98% del total.

En la [tabla 3.3](#) se recogen los datos iniciales para la elaboración del histograma y polígono de frecuencias.

Tabla 3.3 Datos iniciales para la elaboración del histograma y polígono de frecuencias.

Total de Valores	121
80%	96,8
Diferencia	24,2
Extremos	12,1
Número de Clases	7,919013
Mínimo	2,20
Máximo	18,30
Rango	16,10

Con anterioridad se explicó el contenido de la tabla.

Tomando los datos de [la tabla 3.3](#), se elabora la [tabla 3.4](#) y con esta se crea el histograma y polígono de frecuencias ([fig.3.4](#)).

Tabla 3.4 Intervalos de clases, frecuencias y marcas de clases para la confección del histograma y polígono de frecuencias de la potencia específica (N_γ).

	Intervalos		Frecuencia	%	Marcas de Clase
	Inferior	Superior			
1	2,20	4,21	29	23,97	3,206
2	4,22	6,23	51	42,15	5,224
3	6,24	8,24	14	11,57	7,236
4	8,25	10,25	10	8,26	9,249
5	10,26	12,26	5	4,13	11,261
6	12,27	14,28	7	5,79	13,274
7	14,29	16,29	2	1,65	15,286
8	16,30	18,30	3	2,48	17,299
			121		

En la [figura 3.4](#) se muestra el histograma y polígono de frecuencias de la potencia específica (N_γ) en cuñas o autotrenes, todas con motores diésel.

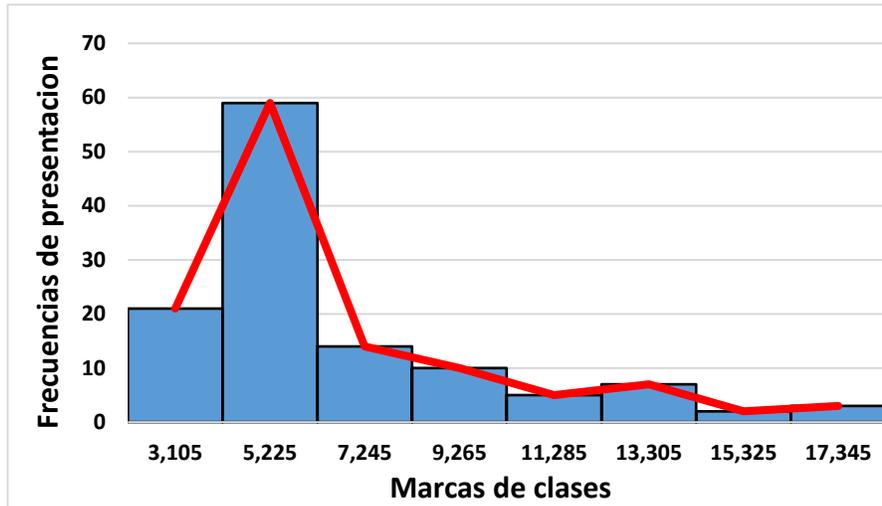


Fig. 3.4. Histograma y polígono de frecuencias para la potencia específica en cuñas o autotrenes.

Note que en el gráfico se aprecia un corrimiento sensible de los valores hacia la izquierda, es decir, hacia los menores valores, lo cual es lógico en las cuñas.

Sobre los resultados obtenidos se propone un nuevo rango de variación de la potencia específica para los autotrenes $N_\gamma = 2.20 - 8.24 \text{ kW/t}$, rango que contempla 77,69% de los valores. El rango propuesto tiene diferencias en relación con el rango anterior ($N_\gamma = 3-7 \text{ kW/t}$), pues marca un corrimiento hacia los menores valores. Los motores de las cuñas, con elevados valores de $N_{em\acute{a}x}$, se acompañan de elevados valores de $M_{em\acute{a}x}$, que le posibilitan los incrementos considerables que han experimentado en la capacidad de carga. No hay aquí crecimientos considerables de la frecuencia de rotación del motor, de ahí la reducción del rango, en sus extremos inferiores y superiores hacia los menores valores. La amplitud del rango de variación es mayor 6.04 el actual contra 4 en el anterior.

3.3.-Resultados obtenidos con los modelos que evalúan la velocidad máxima de movimiento, la capacidad máxima de aceleración y el tiempo y recorrido de impulso hasta una velocidad determinada.

3.3.1.-Modelo de la velocidad máxima de movimiento.

Como se expresó en el Capítulo II este modelo se evaluó en 49 vehículos pesados, incluyendo algunos vehículos pesados de gasolina. En la [tabla 3.5](#) se muestran los resultados alcanzados. En la tabla se presenta la velocidad máxima calculada; la frecuencia de rotación a que esta se alcanza ($W_{vm\acute{a}x}$); la frecuencia de rotación máxima del motor ($W_{m\acute{a}x}$), para comprobar si la $W_{vm\acute{a}x} > W_{m\acute{a}x}$. En caso de que esa condición se cumpla, entonces la $V_{m\acute{a}x}$ no será la calculada, sino la correspondiente a la velocidad máxima teórica. Por esa razón es que aparece la $V_{m\acute{a}x}$ en otra línea. Esta es la definitiva, por ejemplo, en el vehículo número 4 se pone en evidencia tal condición. Como esta velocidad máxima es en m/s, en la próxima

línea se representa en km/h, para compararla con la del fabricante. Al final se determina el error relativo en su determinación.

Tabla 3.5. Resultados en la determinación de la velocidad máxima de movimiento.

Número	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V _{máx} calculada, m/s	32,19	23,02	23,55	24,37	25,86	24,89	27,19	25,20	28,22	28,49
W _{wmáx} , 1/s	372,01	356,93	365,20	377,79	312,55	309,46	260,06	348,79	307,26	312,95
W _{máx} , 1/s	518,36	368,61	368,61	368,61	368,61	368,61	272,27	376,99	314,16	314,16
V _{máx} , m/s	32,19	23,02	23,55	23,77	25,86	24,89	27,19	25,20	28,22	28,49
V _{máx} , km/h	115,89	82,87	84,79	85,59	93,08	89,59	97,88	90,71	101,59	102,58
V _{máx} fabricante, km/h	120,00	80,00	80,00	80,00	102,00	90,00	105,00	90,00	94,00	94,00
Error relativo	0,0342	-0,0358	-0,0598	-0,0698	0,0875	0,0045	0,0678	-0,0079	-0,0807	-0,0913
Valor absoluto del error realtivo	0,0342	0,0358	0,0598	0,0698	0,0875	0,0045	0,0678	0,0079	0,0807	0,0913

Número	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
V _{máx} calculada, m/s	30,08	29,74	29,88	27,08	20,30	19,36	23,26	26,88	23,24	27,03
W _{wmáx} , 1/s	320,83	358,54	270,25	167,94	254,64	171,82	219,86	254,10	214,29	229,56
W _{máx} , 1/s	261,80	261,80	261,80	272,27	219,91	219,91	219,91	219,91	272,27	272,27
V _{máx} , m/s	24,54	21,71	28,95	27,08	17,53	19,36	23,26	23,26	23,24	27,03
V _{máx} , km/h	88,36	78,16	104,22	97,49	63,12	69,69	83,73	83,74	83,68	97,32
V _{máx} fabricante, km/h	94,00	83,00	113,00	100,00	68,00	71,00	85,00	85,00	85,00	103,00
Error relativo	0,0600	0,0583	0,0777	0,0251	0,0718	0,0185	0,0150	0,0148	0,0156	0,0551
Valor absoluto del error realtivo	0,0600	0,0583	0,0777	0,0251	0,0718	0,0185	0,0150	0,0148	0,0156	0,0551

Número	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
V _{máx} calculada, m/s	29,25	27,34	26,26	21,11	20,51	19,32	20,78	24,84	23,63	18,64
W _{wmáx} , 1/s	243,39	235,70	310,75	214,09	175,02	300,43	327,59	324,13	269,88	202,65
W _{máx} , 1/s	272,27	251,33	251,33	261,80	299,50	345,58	334,06	219,91	251,33	209,44
V _{máx} , m/s	29,25	27,34	21,24	21,11	20,51	19,32	20,78	16,85	22,01	18,64
V _{máx} , km/h	105,32	98,44	76,46	76,00	73,84	69,54	74,82	60,66	79,23	67,10
V _{máx} fabricante, km/h	115,00	96,00	81,00	79,00	79,00	64,70	73,00	66,50	80,00	70,00
Error relativo	0,0842	-0,0254	0,0560	0,0380	0,0653	-0,0748	-0,0250	0,0878	0,0096	0,0414
Valor absoluto del error realtivo	0,0842	0,0254	0,0560	0,0380	0,0653	0,0748	0,0250	0,0878	0,0096	0,0414

Número	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
V _{máx} calculada, m/s	20,30	24,56	21,98	22,27	24,32	23,92	24,32	30,55	30,24	30,48
W _{wmáx} , 1/s	221,93	260,73	280,21	260,57	258,11	237,27	258,11	322,66	298,47	321,93
W _{máx} , 1/s	209,44	251,33	272,27	272,27	293,22	293,22	293,22	272,27	272,27	272,27
V _{máx} , m/s	19,16	23,68	21,36	22,27	24,32	23,92	24,32	25,78	27,59	25,78
V _{máx} , km/h	68,97	85,24	76,90	80,16	87,54	86,12	87,54	92,80	99,31	92,80
V _{máx} fabricante, km/h	70,00	96,00	85,00	90,00	90,00	90,00	90,00	101,00	106,00	106,00
Error relativo	0,0147	0,1121	0,0953	0,1094	0,0274	0,0432	0,0274	0,0812	0,0631	0,1245
Valor absoluto del error realtivo	0,0147	0,1121	0,0953	0,1094	0,0274	0,0432	0,0274	0,0812	0,0631	0,1245

Número	41	42	43	44	45	46	47	48	49
V _{máx} calculada, m/s	28,51	29,14	30,42	30,33	23,16	28,01	18,34	22,79	23,44
W _{wmáx} , 1/s	310,82	323,11	331,70	336,30	224,84	340,12	178,06	287,47	221,59
W _{máx} , 1/s	293,22	293,22	272,27	272,27	272,27	282,74	198,97	219,91	219,91
V _{máx} , m/s	26,89	26,44	24,97	24,55	23,16	23,29	18,34	17,43	23,26
V _{máx} , km/h	96,81	95,19	89,89	88,39	83,37	83,83	66,03	62,76	83,74
V _{máx} fabricante, km/h	98,00	93,00	95,00	94,00	90,00	90,00	66,00	68,00	85,00
Error relativo	0,0122	-0,0235	0,0538	0,0597	0,0736	0,0686	-0,0004	0,0771	0,0148
Valor absoluto del error realtivo	0,0122	0,0235	0,0538	0,0597	0,0736	0,0686	0,0004	0,0771	0,0148

En relación con los resultados mostrados en la tabla se puede comentar:

- Además de las consideraciones expresadas en el Capítulo II, después de una revisión exhaustiva de los datos, incluyendo fuentes diferentes, se llegó a la conclusión de que algunas velocidades eran imposibles de alcanzar con el vehículo cargado, razón por la cual, se llega al resultado mostrado

con el vehículo descargado. Esto es más frecuente en el caso de las cuñas, en las cuales se determina la velocidad máxima sin el semi-remolque.

- Pueden considerarse buenos resultados, pues el valor promedio del error relativo es de 0.0518, lo cual es muy buen resultado en términos de ingeniería.
- De los 49 vehículos: 22 tienen errores relativos menores de 0.05; 24 tienen errores relativos entre 0.05-0.10 y sólo 3 tienen errores relativos entre 0.10-0.13.
- En conclusión, el modelo es apropiado para el cálculo teórico de la velocidad máxima de movimiento de vehículos pesados, sean de gasolina o diésel.

3.3.2.-Modelo de aceleración máxima de movimiento

Al igual que en el epígrafe anterior, este modelo se evaluó para 49 vehículos pesados. En la [tabla 3.6](#) se muestran los resultados del cálculo de la aceleración máxima en cada una de las marchas en todos los vehículos. No se muestran resultados de ajuste, pues no se tuvo acceso en la literatura a ningún valor experimental que sirviera para tales objetivos.

Tabla 3.6. Resultados de la determinación de la aceleración máxima en cada una de las marchas.

Número de vehículos	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
dV/dt máx1	1,1241	0,5082	0,5069	0,4888	0,6563	0,5720	1,1547	0,9920	1,3405	1,2070
dV/dt máx2	0,9089	0,4872	0,4854	0,4672	0,6560	0,6394	1,0072	0,9124	1,1880	1,0654
dV/dt máx3	0,6091	0,2903	0,2874	0,2771	0,4255	0,4894	0,6657	0,6209	0,7323	0,6515
dV/dt máx4	0,4106	0,1086	0,1018	0,1014	0,2073	0,3399	0,4277	0,3664	0,5252	0,4638
dV/dt máx5	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,1118	0,1657	0,2713	0,2457	0,3328	0,2893
Número de vehículos	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
dV/dt máx1	1,9870	1,4906	1,6775	1,3886	0,7640	0,6170	0,7193	1,0245	0,7286	0,8024
dV/dt máx2	1,9855	1,7547	1,6687	1,3070	0,6952	0,5525	0,6512	0,9453	0,6671	0,7202
dV/dt máx3	1,4363	1,4635	1,1942	0,8728	0,4178	0,3154	0,3835	0,5854	0,4272	0,4683
dV/dt máx4	0,8553	1,0863	0,6915	0,5148	0,2615	0,1793	0,2294	0,3776	0,2336	0,2603
dV/dt máx5	0,5529	0,6369	0,4373	0,2901	0,0933	0,0375	0,0645	0,1538	0,0997	0,1216
Número de vehículos	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
dV/dt máx1	0,6330	0,6406	0,5735	0,3998	0,4626	0,3224	0,7410	0,8867	0,7828	0,2712
dV/dt máx2	0,5569	0,5549	0,6183	0,4590	0,5367	0,2058	0,7943	0,8314	0,8396	0,3159
dV/dt máx3	0,3483	0,3374	0,4910	0,3535	0,4250	0,0740	0,6243	0,6532	0,6683	0,2475
dV/dt máx4	0,1730	0,1885	0,3287	0,2107	0,2744	-0,0226	0,4224	0,5061	0,4405	0,1447
dV/dt máx5	0,0321	0,0746	0,1820	0,0752	0,1427	-0,1194	0,2248	0,2984	0,2078	0,0186

Número de vehículos	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
dV/dt máx1	0,3120	0,3764	0,4967	0,4536	0,5174	0,4816	0,5174	1,8279	1,6816	1,7804
dV/dt máx2	0,4029	0,4302	0,5778	0,5249	0,6028	0,5587	0,6028	2,2057	2,0262	2,1475
dV/dt máx3	0,3409	0,3272	0,4580	0,4111	0,4783	0,4391	0,4783	1,8750	1,7167	1,8244
dV/dt máx4	0,2181	0,1871	0,2903	0,2533	0,3027	0,2719	0,3027	1,3436	1,2229	1,3060
dV/dt máx5	0,0727	0,0298	0,1210	0,0962	0,1373	0,1170	0,1373	0,8458	0,7655	0,8208
Número de vehículos	41	42	43	44	45	46	47	48	49	
dV/dt máx1	1,6262	2,6176	1,8303	1,7821	0,4765	1,8495	0,2849	1,0264	0,7232	
dV/dt máx2	1,9586	3,1711	2,2088	2,1500	0,5337	2,0267	0,3097	0,9480	0,6550	
dV/dt máx3	1,6577	2,7129	1,8785	1,8278	0,4297	1,6122	0,2387	0,5909	0,3861	
dV/dt máx4	1,1725	1,9523	1,3475	1,3107	0,2683	1,0909	0,1371	0,3878	0,2315	
dV/dt máx5	0,6874	1,1819	0,8486	0,8242	0,1106	0,7794	0,0230	0,1676	0,0654	

Se puede, no obstante, apreciar que los valores resultan lógicos para vehículos de su clase, y que la reducción de la capacidad de aceleración al incrementar las marchas también resulta lógica.

Como quiera, que como medida de las cualidades dinámicas de un vehículo se utiliza su capacidad máxima de aceleración en 1ra marcha, en la [figura 3.5](#) se muestra el comportamiento de la aceleración máxima en 1ra marcha en relación con la potencia específica en cada vehículo.

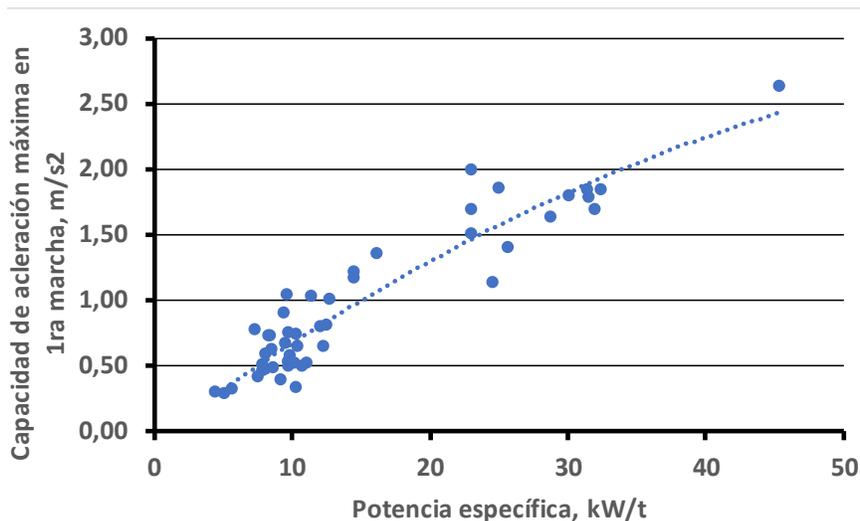


Fig. 3.5 Comportamiento de la aceleración máxima en 1ra marcha en relación con la potencia específica del vehículo.

De la figura se evidencia la relación existente entre la potencia específica y la capacidad de aceleración del vehículo, mostrada a través de

la línea de tendencia.

3.3.3.- Modelo de determinación del tiempo y recorrido de impulso hasta una velocidad determinada con cambios de marcha.

En este caso, por las razones anteriormente mencionadas, sólo se cuenta con resultados experimentales de 10 vehículos pesados y los mismos sólo se refieren al tiempo de impulso, ninguno al recorrido de impulso. En este caso se realizó la determinación utilizando 3 criterios diferentes para definir el momento en que debe producirse el cambio de marcha.

1er criterio: Realizar el cambio de marcha en relación con el momento en que se alcanza la aceleración máxima en cada marcha.

En relación con ello, se determina el momento en que se alcanza la aceleración máxima en cada marcha y se afecta por un coeficiente que parte de la unidad, pero que toma valores mayores y menores que 1, buscando el mejor resultado. En la [tabla 1 del Anexo](#), donde se muestra la ficha técnica de los vehículos pesados, aparece en 10 vehículos el dato de tiempo de impulso hasta una velocidad determinada, el cual se utiliza para valorar los resultados obtenidos con cada criterio empleado.

En la [tabla 3.7](#) se muestran los resultados alcanzados:

Tabla 3.7. Resultados alcanzados utilizando el criterio de cambio de marcha en relación con el momento en que se alcanza la aceleración máxima en cada marcha.

Criterio de Vam _{ax}											
Coeficiente	Error relativo en la determinación del tiempo de impulso										Promedio absoluto
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1,5	-0,025	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	
1	-0,0639	0,1289	0,1684	0,2819	-0,0277	-0,2001	-0,1102	0,0002	-0,0526	0,0918	0,1126
0,9	-0,0851	0,1153	0,1572	0,2511	0,0636	-0,1114	0,0026	-0,0171	0,042	0,0667	0,0912
0,85	-0,0967	0,0983	0,1422	0,2327	0,1024	-0,0742	0,0482	-0,0302	0,081	0,0463	0,0952
0,8	-0,109	0,0761	0,1225	0,2125	0,1376	-0,0406	0,0886	-0,0457	0,116	0,0216	0,097
0,7	-0,1355	0,017	0,0697	0,1673	0,1994	0,0181	0,1571	-0,0834	0,1763	-0,0393	0,1063
0,65	-0,1496	-0,0204	0,0363	0,1422	0,2269	0,0442	0,1866	-0,1054	0,2028	-0,0754	0,119
0,5	-0,195	-0,1757	-0,1007	0,0563	0,2988	0,1136	0,2609	-0,1853	0,2717	-0,2081	0,1866
0,8-0,85-0,9-0,9	-0,0997	0,1122	0,1544	0,2485	0,0625	-0,1158	-0,0036	-0,0219	0,0371	0,0591	0,0915
0,85-0,85,0,9-0,9	-0,0967	0,1127	0,1548	0,2486	0,0621	-0,1155	-0,0031	-0,0215	0,0375	0,0597	0,0912

S/V sin valor (el cálculo no dio valores en excel)

En la tabla, la 1ra columna representa el coeficiente que afectó la velocidad a que se alcanza la capacidad máxima de aceleración en cada marcha. Cuando se tomaron coeficientes por encima de 1, el programa dio error, son las celdas que señalan sin valor (S/V). Al final de la columna aparece un grupo de valores, que expresan que se tomaron diferentes coeficientes en cada una de las marchas. Las columnas centrales representan el error relativo en la determinación del tiempo de impulso en cada vehículo con cada coeficiente y la última columna el promedio del error relativo en el conjunto de vehículos.

Los mejores resultados se obtienen con este criterio cuando el coeficiente toma los valores de 0.85 (error relativo de 0.0912) y 0.9 (error relativo de 0.0915), siendo mejores los de 0.85. Cuando se cambia de criterio en cada marcha, se obtienen los mejores resultados cuando se utilizan coeficientes de 0.85 y 0.9, con un error relativo de 0.0912.

De lo anterior se aprecia que los errores relativos son del orden del 9%, que es un error elevado. Note que hay vehículos en que el error relativo es bajo y otros en que para cualquier valor del coeficiente el error relativo es alto. Esto nos habla un tanto, de posibles errores en la ficha técnica del vehículo, errores en la medición del parámetro experimental, sin menospreciar la exactitud del cálculo teórico.

Ahora bien, no se pretende validar las expresiones utilizadas por cuanto, como se ha expresado, mientras el vehículo parte del reposo en la determinación experimental, nosotros asumimos que partimos de la velocidad mínima de movimiento estable.

2do criterio: Realizar el cambio de marcha en un punto próximo a la potencia máxima.

Ese es un criterio utilizado por Millo Carmenate, empleando un coeficiente de 0.85. En este trabajo se utilizará este coeficiente y se tomaran valores mayores y menores con relación al mismo. En la [tabla 3.6](#) se muestran los resultados alcanzados con la aplicación de este criterio.

Tabla 3.8. Resultados alcanzados utilizando el criterio de cambio de marcha antes de alcanzar la velocidad de potencia máxima en cada marcha.

Criterio Millo modificado											
Coeficiente	Error relativo en la determinación del tiempo de impulso										Promedio absoluto
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
2	0,3693	S/V									
1,5	0,4777	S/V									
1	0,4935	0,2351	0,2657	0,1914	0,1984	0,1315	0,0675	0,2662	0,1369	-0,1629	0,2149
0,85	0,5124	0,3447	0,3706	0,3178	0,2942	0,2309	0,1975	0,3647	0,2446	-0,0077	0,2885
0,8	0,5185	0,3683	0,3935	0,3504	0,3192	0,2569	0,2298	0,3897	0,2722	0,0316	0,3130
0,7	0,5306	0,4021	0,4271	0,4064	0,3616	0,3017	0,2835	0,4321	0,3189	0,0973	0,3561
0,65	0,5365	0,4130	0,4385	0,4308	0,3797	0,3212	0,3060	0,4502	0,3389	0,1251	0,3740
0,5	0,5545	0,4184	0,4495	0,4944	0,4242	0,3716	0,3604	0,4952	0,3894	0,1928	0,4150
S/V sin valor (el cálculo no dio valores en exel)											

Con el coeficiente por encima de 1, no es posible esperar buenos resultados en motores diésel no modernos, aunque dentro del grupo había vehículos de gasolina, por ello se valoró también esa posibilidad. Los resultados fueron muy malos.

En general, con este criterio se obtienen resultados con errores relativos tan elevados, que no se puede ni siquiera trabajar en función de variar alguno que otro parámetro asumido para mejorar lo obtenido.

3er criterio: Realizar el cambio de marcha en un punto próximo a la velocidad en que se alcanza el torque máximo en cada marcha.

En relación con este criterio, en la [tabla 3.9](#) se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 3.9. Resultados alcanzados utilizando el criterio de cambio de marcha antes de alcanzar la velocidad de torque máximo.

Criterio K3*VM											
Coeficiente	Error relativo en la determinación del tiempo de impulso										Promedio absoluto
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1,5	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	
1	0,2232	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	
0,85	0,3305	S/V	S/V	S/V	-0,2048	S/V	S/V	S/V	S/V	S/V	
0,7	0,4249	S/V	S/V	0,4922	0,3242	-0,6883	0,2491	-0,0195	0,6221	0,0396	
0,65	0,4548	S/V	S/V	0,5193	0,3773	-0,5885	0,2922	0,0396	0,6488	0,1001	
0,5	0,5418	0,5060	0,5059	0,5845	0,5000	-0,3932	0,3833	0,1602	0,7021	0,2206	0,4498
S/V sin valor (el cálculo no dio valores en excel)											

Como se aprecia, da errores en todos los vehículos y errores relativos muy elevados. Prácticamente, no se pudo determinar el promedio del error, salvo en un vehículo, pues muchos cálculos no dieron resultados numéricos.

En resumen, los mejores resultados se obtienen con el primer criterio, si bien debe continuarse el perfeccionamiento de lo alcanzado y profundizar la búsqueda de resultados experimentales en otros vehículos.

3.4.-Conclusiones parciales

Al concluir el capítulo se arriba a las siguientes conclusiones:

- A pesar de que sólo se contemplaron motores convencionales, es decir, no se incluyeron motores con torque máximo y/o potencia máxima constantes, los resultados mostraron que un importante número de camiones (alrededor del 34%) y de cuñas (alrededor del 62%) se encontraban por encima del rango establecido de potencias específicas, lo que ratifica la necesidad de actualización.
- Los resultados alcanzados con el modelo de determinación de la velocidad máxima: 45% de errores relativos por debajo de 0.05 y 49% entre 0.06-0.10, muestran sus posibilidades reales de utilización del modelo para determinar la velocidad máxima de los vehículos remodelados.
- Aun cuando no existen resultados experimentales, la correspondencia de los valores alcanzados con la capacidad de carga de los vehículos y el comportamiento decreciente de la capacidad de

aceleración con el incremento de marchas, muestran una lógica admisible de los resultados y la posibilidad de uso del modelo de aceleración máxima para cálculos prácticos.

- En cuanto al modelo de tiempo de impulso, a pesar de las posibilidades que se crearon para lograr correcciones, sólo el criterio de cambio de marcha para la velocidad en que se alcanza la aceleración máxima, obtuvo los mejores resultados (error relativo promedio del 0.0912) con coeficientes del 0.85.

CONCLUSIONES GENERALES

Al concluir el trabajo se arriba a las siguientes conclusiones:

1. En primer lugar, se cumplen, en sentido general, los objetivos trazados para el presente trabajo de diploma.
2. La actualización de los rangos de variación de la potencia específica posibilita valorar con acierto las cualidades de impulso de los vehículos y fundamentar comportamientos de vehículos originales y remodelados.
3. El modelo de determinación de la velocidad máxima de movimiento, útil para determinar la velocidad de movimiento del vehículo remodelado, puede utilizarse para cálculos prácticos pues los errores relativos son propios de la ingeniería y en ellos inciden los parámetros de los vehículos participantes en las pruebas experimentales, que generalmente son asumidos para los cálculos.
4. La propuesta de un modelo de aceleración máxima, a partir de criterios de optimización, resulta adecuado para la obtención de un parámetro importante para la valoración de las cualidades dinámicas del vehículo, aun cuando no se cuenta con datos experimentales para su validación.
5. La tendencia de comportamiento de la aceleración máxima en 1ra marcha en relación con la potencia específica de la muestra de vehículos pesados, demuestra la validez de los resultados alcanzados con el modelo propuesto, en ausencia de datos experimentales.
6. Si bien la imposibilidad de determinar el recorrido y tiempo de impulso partiendo del reposo y la ausencia de datos experimentales, 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 confiables, que se acompañen con las características técnicas de los vehículos participantes.

RECOMENDACIONES

Como recomendaciones del presente trabajo, están las siguientes:

1. Profundizar la búsqueda de bases de datos experimentales de parámetros de impulso de vehículos pesados.
2. Introducir el modelo de determinación de la velocidad máxima de movimiento, para determinar este parámetro en vehículos pesados remodelados como parte de la metodología de remotorización.
3. Validar el modelo de determinación teórica de la aceleración máxima de movimiento en vehículos pesados con motores diésel convencionales en condiciones experimentales, en ausencia de datos experimentales de la bibliografía.
4. Trabajar en el perfeccionamiento del modelo de determinación del tiempo y recorrido de impulso hasta una velocidad determinada.

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 DrC. 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 diésel* (Tesis en opción al grado académico de Master en Matemática Aplicada.). Facultad de Ingeniería, Departamento de Matemáticas, Universidad “Carlos Rafael Rodríguez,”
- Bennet, C.R., Paterson, W., & Richardson, M. (2001). *Modelling Road User and environmental Effects in HMD-4*. Washington, D.C: The World Bank.
- Borovskii, B. E. (1984). *Seguridad del movimiento del transporte automotor*. Lenizdat.
- Cabrera Montiel, W. (2015). *Optimización del consumo de combustible de un vehículo dependiendo de las condiciones de la carretera*. (Tesis Doctoral). Universidad Politécnica de Madrid.
- 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.
- 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.
- Chudakov, D. A. (1977). *Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles*. MIR. España. Ministerio de Industria, Energía y Turismo, (2016). *Real Decreto 866. Manual de reformas de vehículos*.

- Eurostat. (2020). *Final energy consumption 2019* (European Union (EU): Eurostat. https://ec.europa.eu/eurostat/statisticsexplained/index.php?title=Energy_statistics__an_overview#Final_energy_consumption
- 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.
- Flores Corzo, V. (2014). ¿Qué son las reformas de importancia en el vehículo? Circula seguro, publicación sobre seguridad vial.
- Fuentes Vega, J. R., Cogollos Martínez, J. B., & Pérez Gálvez, R. (2014). *Eficiencia energética en el Transporte Automotor*. Félix Varela.
- Fuentes Vega, J. R., Millo Carmenate, V., Cogollos Martínez, J. B., Pérez Chaviano, A., & Fundora Beltrán, P. (2021). El sistema de indicadores para evaluar el desempeño del transporte de cargas. *Revista Universidad y Sociedad*, 13(3), 342-353.
- Fuentes Vega, José R., Pérez Gálvez, R., Millo Carmenate, V., & Cogollos Martínez, J. B. (2017b). Remotorización del camión cuña International Pro Sleeper con el motor diésel Weichai 615.44. (Proyecto de remodelación). Universidad de Cienfuegos.
- Fuentes Vega, José R., Pérez Gálvez, R., Millo Carmenate, V., & Cogollos Martínez, J. B. (2017c). *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. (2017a). Remodelación del Kamaz 740.31 con un furgón de paredes aislantes para la transportación de productos lácteos. (Proyecto de remodelación). Universidad de Cienfuegos.

- 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.
- 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.
- Jazar, Reza N. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and applications*. Springer.
- Karnopp, D. (2004). *Vehicle stability*. Estados Unidos: Marcel Dekker. <http://www.dekker.com>
- Luque, P., Álvarez, D., & Vera, C. (2005). *Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico*. Thomson.
- Martínez Rodríguez, J. (2016). Optimización de las relaciones de transmisión de un vehículo de competición utilizando el software AVL Cruise (Máster en Ingeniería de Automoción). Universidad de Valladolid.
- 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_OffRoad_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). Universidad de Cienfuegos.
- Mirabal Consuegra, J. L. (2015). *Coeficientes 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.
- Pazos Díaz, E. D. (2022). *La capacidad de aceleración y velocidad máxima: herramientas para la evaluación de remodelaciones*. (Trabajo de diploma en opción al título de Ingeniero Mecánico). 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). Universidad de Cienfuegos.
- 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.
- Popp, Karl, & Schiehlen, Werner. (2010). *Ground vehicle dynamics*. Springer.
- Rill, G. (2003). *Vehicle dynamics*. Germany. <http://homepages.fh-regensburg.de/%7Erig39165/>
- Tamayo Pacheco, J. (2014). El sector transporte terrestre, el uso de la energía y sus impactos en el cambio climático. (Ponencia). *Presented at the UN CLIMATE CHANGE CONFERENCE*, Lima, Perú.
- Trentadue, C., & Carranza, H. (2014). La eficiencia energética en el transporte, un megayacimiento posible. *Petrotecnica*, 14–37.
- Wong, J.Y., McLaughlin, N.B., Knezevic, Z., & Burt, S. (2001). Optimization of the tractive performance of four-wheel-drive tractors: theoretical analysis and experimental substantiation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 212 Part D*, 285–297.

ANEXOS

Tabla 1. Ficha técnica de los vehículos pesados, cuya velocidad máxima o cualidades de impulso fueron evaluadas.

Número	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Tipo de vehículo	Microbus	Ómnibus	Ómnibus	Camión	Ómnibus	Camión	Camión	Camión	Camión	Camión
Fórmula de ruedas	4x2	4x2	4x4	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2
Norma utilizada	GOST	GOST	GOST	GOST	GOST	GOST	SAE	SAE	ISO	ISO
Motor: (G o D)	Gasolina	Gasolina	Gasolina	Gasolina	Gasolina	Gasolina	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel
Tipo	Carburac	Carburac	Carburac	Carburac	Carburac	Carburac	Iny directa	Iny directa	CR	CR
Vh, L	2,45	4,25	4,25	4,25	7	6	3,922	2,771	4,009	4,009
Nemáxfab, kW	70,2	84,6	84,6	84,6	132,4	110,3	103,776	69,184	110,00	110,00
nN, rpm	4500	3200	3200	3200	3200	3200	2600	3600	3000	3000
Memáxfab, N.m	186,3	284,4	284,4	284,4	465,8	402	462	206,01	392,00	392,00
nM, rpm	2300	2100	2100	2200	1800	2000	1500	2000	1600	1600
isl	0,2857	0,1527	0,1527	0,1527	0,1621	0,1344	0,1969	0,1788	0,2008	0,2008
islI	0,4425	0,3236	0,3236	0,3236	0,2941	0,2439	0,3846	0,3554	0,3764	0,3764
islII	0,6897	0,5848	0,5848	0,5848	0,5587	0,4367	0,6536	0,6024	0,7058	0,7058
islV	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,6803	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
isV					1,2821	1,0000	1,2987	1,2594	1,3550	1,3550
im1	0,2439	0,1464	0,1464	0,1464	0,1330	0,1582	0,2160	0,1628	0,1714	0,1622
im2										0,1714
ict1			1,0000							
ict2			0,5094							
G, N	26585,1	76763,25	70190,55	72594	127510,38	103250,25	66708	51012	63765	71122,5
Gr, N	0	0	0	39240	0	78480	35316			
Número de ruedas	4	4	6	6	6	6	6	6		
Do, plg	15	20	20	20	20	20	16	15	16	17,5
bo, plg	7,35	8,25	8,25	8,25	10	11	7,5	7	8,5	8,5
B, m	1,63	1,94	1,8	1,8	2,1	1,8	2,0195	1,385	1,655	1,655
H, m	1,97	2,952	3,044	2,4	2,98	2,4	2,031	2,12	2,23	2,23
Vmáx, km/h	120	80	80	80	102	90	105	90	94	94
tiempo de impulso, s	23,3	73	69		74					
hasta velocidad, km/h	80	80	80		60					

Número	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Tipo de vehiculo	Camión	Camión	Camión	Camión	Camión	Camión	Camión	Camión	Cuña	Camión	Ómnibus
Fórmula de ruedas	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	6x4	6x6	4X2	4X2	6x6	4x2
Norma utilizada	ISO	ISO	ISO	ISO	GOST	GOST	GOST	GOST	GOST	GOST	DIN
Motor: (G o D)	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel
Tipo	CR	Iny directa	Bomba rotativa								
Vh, L	4,009	4	4	4	5,9	14,86	14,86	11,15	14,86	10,85	4,3
Nemáxfab, kW	110,00	103,04	103,04	103,04	131	176,5	176,50	132,4	176,5	150,4	107
nN, rpm	3000	2500	2500	2500	2600	2100	2100	2100	2100	2600	2600
Memáxfab, N.m	392,00	431,64	431,64	431,64	592	882,6	882,60	666,8	882,6	720	500
nM, rpm	1600	1600	1600	1600	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1600
isl	0,2008	0,1713	0,1292	0,1713	0,1779	0,1901	0,1901	0,1901	0,1901	0,1783	0,1748
isll	0,3764	0,3150	0,2365	0,3150	0,3460	0,3448	0,3448	0,3448	0,3448	0,3460	0,3663
islll	0,7058	0,5577	0,4188	0,5577	0,6098	0,6579	0,6579	0,6579	0,6579	0,6098	0,6211
isIV	1,0000	1,0000	0,6566	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
isV	1,3550	1,3333	1,0000	1,3333	1,3812	1,5152	1,5152	1,5152	1,5152	1,3831	1,3158
im1	0,1622	0,1522	0,1795	0,1795	0,2494	0,0990	0,0990	0,1381	0,1381	0,1366	0,2160
im2	0,1714	0,1522		0,1372							
ict1						0,8130	0,8130			0,7692	
ict2						0,4386	0,4386			0,4651	
G, N	71122,5	42084,9	42084,9	42084,9	47578,5	220725	190461,15	146659,5	142245	134053,65	79951,5
Gr, N					78480	196200	294300	11772	0	68670	
Número de ruedas		6	6	6		10	6	6	6	6	
Do, plg	17,5	20	20	20	19,5	20	21,15	20	20	20	17,5
bo, plg	8,5	9	9	9	10	12	20,87	11	11	14	8,5
B, m	1,655	1,84	1,84	1,84	1,97	1,95	2,16	1,97	1,97	2	1,894
H, m	2,23	2,545	2,545	2,545	2,62	2,67	2,87	2,72	2,72	2,87	1,835
Vmáx, km/h	94	94	83	113	100	68	71	85	85	85	103
tiempo de impulso, s						47	47		32,5		
hasta velocidad, km/h						60	60		40		

Número	41	42	43	44	45	46	47	48	49
Tipo de vehículo	Camión Plancha	Camión Plancha	Camión Plancha	Camión Plancha	Ómnibus	Cuña	Cuña	Cuña	Camión
Fórmula de ruedas	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	6x4	4x2
Norma utilizada	DIN	DIN	DIN	DIN	ISO	ISO	GOST	GOST	GOST
Motor: (G o D)	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel
Tipo	CR	CR	CR	CR	Iny Directa				
Vh, L	6,42	6,42	5,883	5,883	5,96	5,861	11,78	14,86	11,15
Nemáxfab, kW	132	132	142	142	127	130,272	117,80	176,50	132,3
nN, rpm	2800	2800	2600	2600	2600	2700	1900	2100	2100
Memáxfab, N.m	569	569	568	568	600	560	686,00	882,60	667,08
nM, rpm	1600	1600	1500	1500	1450	1400	1200	1500	1500
isl	0,1242	0,1242	0,1242	0,1242	0,1330	0,1466	0,1309	0,1901	0,1901
isll	0,2299	0,2299	0,2299	0,2299	0,2299	0,2717	0,2342	0,3448	0,3448
islll	0,4082	0,4082	0,4082	0,4082	0,3937	0,4651	0,3846	0,6579	0,6579
isIV	0,6757	0,6757	0,6757	0,6757	0,6579	0,7813	0,6289	1,0000	1,0000
isV	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,5152	1,5152
im1	0,1890	0,1859	0,1890	0,1859	0,2049	0,1706	0,2049	0,0990	0,1381
im2		0,1333		0,1333	0,1504	0,1224			
ict1								0,8130	
ict2								0,4386	
G, N	42869,7	27261,99	42281,1	44145	137340	48657,6	240835,5	167947,2	145433,25
Gr, N								117720	117720
Número de ruedas	6	6	6	6			6	10	
Do, plg	20	20	20	20	20	20	20	20	20
bo, plg	10	10	10	10	11	10	11	12	11
B, m	2,105	2,105	2,105	2,105	2,02	1,973	1,927	1,95	1,97
H, m	2,822	2,822	2,822	2,822	3,3	2,857	2,575	2,67	2,65
Vmáx, km/h	98	93	95	94	90	90	66	68	85
tiempo de impulso, s							68	38	30
hasta velocidad, km/h							60	60	40