

REPÚBLICA DE CUBA.
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR.
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



MODELACIÓN DE CICLOS DE VIAJE E INDICADORES DINÁMICOS Y DE CONSUMO PARA VEHÍCULOS PESADOS.

TESIS EN OPCIÓN AL GRADO CIENTÍFICO DE DOCTOR EN CIENCIAS TÉCNICAS

AUTOR: M. Sc. Ing. RAMÓN PÉREZ GÁLVEZ.

AÑO 49 DE LA REVOLUCIÓN.

CIENFUEGOS 2007.

REPÚBLICA DE CUBA.
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR.
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



MODELACIÓN DE CICLOS DE VIAJE E INDICADORES DINÁMICOS Y DE CONSUMO PARA VEHÍCULOS PESADOS.

TESIS EN OPCIÓN AL GRADO CIENTÍFICO DE DOCTOR EN CIENCIAS TÉCNICAS

AUTOR: M. Sc. Ing. RAMÓN PÉREZ GÁLVEZ.

**TUTORES: Dr. Ing. JOSÉ RAMÓN FUENTES VEGA.
Dr. Ing. JUAN BAUTISTA COGOLLOS MARTÍNEZ.**

AÑO 49 DE LA REVOLUCIÓN.

CIENFUEGOS 2007.

SINTESIS.

Se proponen dos ciclos de movimiento teórico para evaluar el desempeño vehicular: el Básico Modificado y el Específico, ambos contenidos dentro del Ciclo General. El Básico Modificado, contempla las etapas fundamentales de movimiento, y se utiliza cuando se desconocen los coeficientes de resistencia al camino de las vías donde se va a explotar. El Específico, valora el desempeño del vehículo en las vías donde será explotado, se soluciona a partir de: el uso de la caracterización vial por información geográfica impresa y por una base de datos de los coeficientes de resistencia al camino. Ambos ciclos están modelados de forma que semejen, las condiciones de movimiento, funcionamiento y operación del vehículo. Su concepción es dinámica, distante de la utilizada internacionalmente, basada fundamentalmente en perfiles de velocidad. Sus modelos son novedosos y utilizan criterios y expresiones de cálculo inéditas en la literatura. Entre sus parámetros de salida se encuentran: el espacio recorrido, el tiempo y el combustible consumido y una serie de indicadores derivados de los mismos, con propuestas de nuevos indicadores integrales, que complementan la evaluación del vehículo.

Para la caracterización experimental de las vías, se diseña, construye y evalúa un sistema de medición de los coeficientes de resistencia al camino, con características novedosas, el cual suministra la base de datos para la solución del Ciclo Específico.

Ambos ciclos se validan a partir de resultados experimentales y están concebidos para vehículos pesados de transmisión mecánica, con motores de gasolina y diesel convencionales, pudiendo aplicarse en vehículos ligeros con estas características.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I: REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.	7
1.1.- La fuente energética y sus características.	7
1.2.- La dinámica del vehículo en la base de la modelación matemática de los ciclos de viaje.	9
1.3.- El consumo de combustible, sus indicadores y sus modelos.	20
1.4.- Los ciclos de viaje y su modelación	25
1.5.- Caracterización de vías y experimentos de carretera.	32
1.5.1.- Los indicadores internacionales que definen el estado de la carretera.	32
1.5.2.- Procedimientos, sistemas y aparatos para la caracterización vial.	32
1.5.3.- Equipos para experimentos dinámicos de carretera de automóviles.	35
1.6.- Conclusiones parciales.	35
CAPÍTULO 2. LOS MODELOS MATEMÁTICOS, LOS CICLOS DE VIAJE E INDICADORES.	37
2.1.-Introducción.	37
2.2.-Modelos matemáticos para los ciclos de viaje.	37
2.2.1.- La determinación de la eficiencia mecánica de la transmisión	37
2.2.2.- Frenado con utilización parcial de la fuerza de adherencia.	40
2.2.3.-Criterio de determinación de la frecuencia de rotación mínima en movimiento estable.	43
2.2.4.- Criterio de determinación de la caída de velocidad durante el cambio de marcha.	47
2.2.5.- Criterios de selección del régimen de velocidad para el cambio de marcha.	49
2.2.6.- Velocidad máxima para A_p y ψ_0 determinados ($V_{Ap\text{máx}}$).	49
2.3.- La Nueva Concepción de los Ciclos de Movimiento Teóricos.	50
2.3.1.- Algoritmo general de operaciones para Ciclos de Movimiento Teóricos.	50
2.3.2.- El Ciclo Básico Modificado.	51
2.3.3.- El Ciclo de Movimiento Específico IGI.	52
2.3.4.- Ciclo Específico BDE.	53
2.3.5.- Restricciones en la Solución de los Ciclos de Movimiento Teóricos.	53
2.3.6.- Solución teórica general de los Ciclos de Movimiento.	54
2.4.- Propuesta de indicadores para la evaluación vehicular.	59
2.4.1.- Indicador de Consumo.	59
2.4.2.- Indicadores que valoran el aprovechamiento de la energía en las etapas de trabajo del vehículo.	59
2.4.3.- Coeficiente Integral del Sistema de Transmisión (CISTA).	60
2.5.- Conclusiones Parciales.	60
CAPÍTULO 3. EXPERIMENTOS, MATERIALES Y MÉTODOS, SISTEMA DE MEDICIÓN.	62
3.1.-Introducción.	62
3.2.-Experimentos vehiculares del Ciclo de Movimiento Básico Modificado.	62
3.2.1.-Operaciones Comunes:	62
3.2.2.-Experimentos con características de ensayos de banco.	63
3.2.3.-Experimentos con características de ensayos de carretera.	64
3.3.-Experimentos vehiculares del Ciclo de Movimiento ASTRO.	66
3.3.1.-Prueba. No. 4. Ciclo de Movimiento ASTRO.	66
3.3.2. - Adecuación de la metodología general de pruebas de consumo al ciclo ASTRO.	66
3.4.- Sistema de medición del coeficiente de resistencia al camino. Su relación con el Ciclo de movimiento 5ta rueda.	68
3.4.1.-Diseño del sistema de medición del coeficiente de resistencia al camino. Estudios estáticos y dinámicos.	68
3.4.2.-Calibración estática y dinámica del sistema de medición de resistencia al camino. Pesaje de verificación.	71
3.4.3.-Corridas en tramo de verificación.	74

3.5.- Conclusiones parciales.	76
CAPÍTULO 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.	77
4.1.- Introducción.	77
4.2.- La frecuencia de rotación mínima para movimiento estable.	77
4.3.- La caída de velocidad durante el cambio de marchas.	78
4.4.- Las características estáticas y dinámicas del sistema de medición del coeficiente de resistencia al camino y la determinación del perfil de resistencia al camino.	79
4.4.1.- Características estáticas del sistema de medición. Errores.	79
4.4.2.- Características dinámicas del sistema de medición. Errores.	80
4.4.3.- El perfil de resistencia al camino y la base de datos correspondiente en las vías estudiadas.	80
4.5.- Validación de los modelos empleados en la Nueva Concepción de los Ciclos de Movimiento Teóricos.	84
4.5.1.- Análisis de la dimensión tiempo transcurrido.	84
4.5.2.- Análisis de consumo de combustible.	86
4.6.- Los indicadores de la dinámica y el consumo.	90
4.6.1.- La actualización de los indicadores de la fuente energética – sistema de transmisión. El coeficiente integral del sistema de transmisión, CISTA.	90
4.6.2.- Los nuevos indicadores de consumo.	92
4.6.3.- El indicador de consumo unitario respecto a los indicadores de consumo tradicionales.	93
4.6.4.- La Representación gráfica de los indicadores.	94
4.7.- Conclusiones Parciales.	95
CONCLUSIONES.	97
RECOMENDACIONES.	99
BIBLIOGRAFIA DEL AUTOR.	100
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	102
ANEXOS	103

INTRODUCCIÓN

El vertiginoso desarrollo científico- técnico en la actualidad, tiene una repercusión importante en la producción industrial, en todas las ramas de la economía, y en la sociedad en general. El transporte, que es un elemento indispensable para el movimiento de bienes y personas, asimila cada día un notable número de avances. En específico, en el transporte automotor, se han introducido nuevas tecnologías, que han contribuido al aumento de la eficiencia y eficacia de los procesos de transportación, se han producido incrementos importantes en la cantidad de vehículos, en su diversidad, en su capacidad de carga y velocidad de movimiento y en los niveles de transportación de pasajeros. Como consecuencia, también han evolucionado la infraestructura y los métodos científicos que emplea la explotación técnica, para reducir al máximo los recursos destinados al desarrollo de los procesos de transportación, junto a sus correctos aprovechamientos de la capacidad de trabajo.

El transporte es un alto consumidor de derivados del petróleo, muy por encima incluso del sector industrial en muchos países, y dentro del sector del transporte, el automotor representa el principal consumidor de energía. Dada la correspondencia entre consumo de combustible y contaminación ambiental, y la elevada utilización de los derivados del petróleo en sus fuentes energéticas, el transporte constituye uno de los principales contribuyentes a la contaminación del medio ambiente.

Hoy día, también la humanidad se enfrenta al agotamiento progresivo de las reservas de petróleo. Dado el deseo de mantener a toda costa niveles de vida que llevan implícito el derroche de los recursos naturales, entre ellos fundamentalmente los energéticos, se han producido no pocos conflictos por el control exclusivo de las reservas petrolíferas. Esto ha contribuido a la elevación continua y desmesurada de los precios del petróleo y sus derivados, que se reflejan en el sector del transporte, en un incremento de los costos de operación, lo que obliga a un uso eficiente de los medios para garantizar, entre otros, la rentabilidad empresarial. Un aspecto vinculado al sector y a la problemática anterior, es la cuestionable intención de los Estados Unidos de América de obtener su independencia energética, a partir de la utilización del etanol y otros bio-combustibles en forma de mezclas en el transporte, pese al incremento que genera en los precios de muchos productos básicos, cuya repercusión negativa se hace sentir con énfasis en las masas desposeídas del planeta, como bien ha señalado en varias intervenciones, muy oportunas, Fidel Castro Ruz ^[39].

Sin menospreciar los trabajos en el uso de mezclas, el uso de dispositivos y aditivos que reducen los indicadores de consumo y la renovación de las viejas flotas por otras con modernas tecnologías; el uso racional seguirá siendo la vía menos costosa y más efectiva para el ahorro de combustibles y la reducción del impacto ambiental del transporte automotor.

El uso racional de los medios de transporte se encuentra en dependencia de múltiples factores, algunos de ellos, estrechamente vinculados con la presente investigación.

En primer lugar, la selección del vehículo con fines de compra, es un aspecto de gran importancia. En el transporte como en cualquier esfera, la óptima selección de los medios para el desarrollo de las labores económicamente prioritarias en las condiciones viales donde las desarrollará, constituye el primer paso para garantizar el uso racional, es decir, para la obtención de los mejores indicadores técnico-económicos. Un vehículo seleccionado inadecuadamente para sus condiciones de explotación, nunca podrá obtener indicadores técnico-económicos favorables.

En segundo lugar, seleccionado el vehículo e integrado a la flota de su institución operadora, y ante los requerimientos de un proceso de transportación: es imprescindible seleccionar el vehículo adecuado entre las opciones de la flota para la labor encomendada, definir su composición (con o sin remolque), su régimen de trabajo y ruta para alcanzar los mejores indicadores técnico-económicos.

Por último, los indicadores técnico-económicos están supeditados al buen estado técnico del vehículo, pero su prolongada explotación, aún con un buen servicio técnico, provoca el envejecimiento técnico, hasta el punto en que surge el imperativo de la remodelación, para devolverle cualidades semejantes a las iniciales, ya sea por cambio de motor, de conjuntos del sistema de transmisión, o ambos a la vez.

Estos tres aspectos: la selección para la flota, dentro de la flota y el análisis de variantes de remodelación, requieren de la evaluación de los vehículos en condiciones predeterminadas. La ejecución de pruebas experimentales para tomar criterio acerca de los tres aspectos relacionados, cada vez que se necesite es improcedente e impracticable, dado por los problemas de costo, la inexistencia del propio vehículo físico a evaluar, y otros factores más. Es por eso, que la evaluación vehicular en ciclos teóricos de viaje o movimiento, es potencialmente el mejor modo de lograrlo.

Los ciclos de viaje o de manejo, son herramientas que se utilizan para solucionar problemas de ingeniería de las transportaciones, para explicar la influencia de determinados factores en los procesos reales. Los ciclos de viaje se utilizan internacionalmente con objetivos concretos: planear el desarrollo de ciudades, probar nuevas tecnologías en los vehículos, la validación de modelos que predicen su comportamiento en la vía y el estudio de las emisiones contaminantes. La mayoría de los ciclos de viaje o de manejo ^[53] ^[78] utilizados internacionalmente, generalmente no son modelados matemáticamente, sino que se basan en perfiles de velocidad determinados sobre la base del monitoreo del comportamiento de la velocidad en un grupo de vehículos seleccionados, de un tipo dado, durante determinados períodos de tiempo, reducidos a un período más o menos prolongado de tiempo y recorrido, al que luego se someten los vehículos objeto de evaluación. Por tanto, no toman en cuenta la variedad de características constructivas de los vehículos. En su generalidad están elaborados para grandes ciudades o autopistas, con condiciones viales y de tráfico, que los hacen inaplicables en nuestras condiciones y que muestran diferencias sustanciales aún en ciudades o vías con características semejantes a las de origen. No cuentan por demás con un sistema de indicadores, que posibiliten con facilidad la toma de decisiones.

En sentido general, los modelos matemáticos existentes sobre los ciclos de viaje presentan una serie de limitaciones, entre las cuales se pueden enumerar las siguientes: son muy específicos, para determinados fines, para determinadas condiciones de explotación o para vehículos determinados; requieren datos iniciales fuera del alcance del usuario; se basan en perfiles de velocidad, sin considerar variaciones de los regímenes particulares de carga y velocidad; utilizan un vehículo tipo que personifica las distintas poblaciones de vehículos y no representan adecuadamente las condiciones reales de movimiento u operación del vehículo.

Existen actualmente un grupo de herramientas computacionales para la selección de vehículos que no están al alcance de los operadores, sino de las grandes transnacionales del transporte que a través de sus comercializadoras las aplican solamente para solicitudes de lotes de vehículos. Los indicadores que se determinan con tales herramientas, no posibilitan al operador de flota que valora la compra, una valoración técnica integral del vehículo, pues entre otras, no se consideran las vías en las cuales se hará explotación.

Sería idóneo, que el explotador pudiera contar con un Sistema de Toma de Decisiones, que elaborado sobre la base de la modelación matemática de los ciclos de movimiento, a partir de los esfuerzos que se generan durante el movimiento del vehículo en diferentes condiciones de explotación y con una base de datos de los coeficientes de resistencia al movimiento de las vías, donde fundamentalmente realizará su trabajo. Esto posibilitaría predecir los indicadores técnico-económicos típicos de un proceso de transportación. Entonces, se podría arribar a conclusiones y elegir la mejor oferta dentro de las existentes, al menos desde el punto de vista dinámico y de consumo. Así el operador, podría proyectarse adecuadamente una vez conocidos los requerimientos y beneficios económicos del proceso. De igual forma podría evaluarse, en las condiciones concretas donde se van a evaluar los vehículos variantes de remodelaciones, con iguales resultados. Los regímenes de operación que se estudian en el vehículo, tomando en cuenta la caracterización vial y que son explicados mediante modelos matemáticos, conforman un ciclo de movimiento específico. Como una variante del anterior, pudiera contarse con un ciclo teórico tal, que contenga los elementos fundamentales de un ciclo de viaje, en condiciones viales prefijadas y factibles de modificarse de acuerdo a las necesidades, el cual sería utilizado cuando se desconocieran los coeficientes de resistencia al camino de las vías donde va a ser explotado. Este último se denomina ciclo básico de movimiento. El ciclo básico de movimiento ofrecería un primer acercamiento acerca de los aspectos relacionados, siempre más útil que no poseer elementos técnicamente fundamentados para la toma de decisiones.

No existen referencias de ciclos elaborados en el extranjero tan integrales, que estén elaborados para fines tan específicos y dedicados a la gestión. En trabajos desarrollados en el país, no obstante, se han modelado ciclos de viaje básico y específico ^[122] ^[140]. Sin desconocer la importancia de estos trabajos, se hace necesario elaborar nuevos modelos, que en un peldaño superior, representen

adecuadamente las condiciones de movimiento, funcionamiento y operación con respecto a las reales, apoyados en lo posible en bases de datos experimentales de los coeficientes de resistencia al camino de las vías, donde será explotado el vehículo. Es necesario definir criterios de determinación de la eficiencia mecánica de la transmisión y velocidad mínima de movimiento estable técnicamente fundamentados, introducir el vencimiento dinámico de pendientes, el trabajo en cargas parciales en el impulso, nuevos criterios de cambio de marcha, perfeccionar algunos métodos de cálculo, haciéndolos compatibles con el uso de los medios de cómputo, introducir la modelación de procedimientos de amplio uso en el transporte, como el frenado con el motor y lograr que los modelos elaborados puedan ser utilizados con fines de optimización. Por otro lado, representar adecuadamente las operaciones del conductor ante cada situación vial no es una tarea fácil, por la heterogeneidad de las condiciones de explotación y la frecuencia con que estas varían y porque son incontables las posibilidades de reacción del conductor ante una situación determinada. Por ello en la modelación de los ciclos de viaje, habrá siempre necesidad de predeterminar un estilo de conducción, dentro de las variantes que contemple el modelo.

En la actualidad, tampoco existe una base de datos de los coeficientes de resistencia al camino de las carreteras de Cuba, por lo cual para crear la base de datos experimental de dichos coeficientes, se hace necesario el diseño y construcción de un sistema de medición de la resistencia al camino, sobre la base de un remolque o 5ta rueda. La 5ta rueda, es un equipo que se relaciona en la literatura ^[19] ^[66] ^[67] ^[93] ^[179] para propósitos afines (ensayos de frenado, determinación de velocidad, aceleración), pero no para determinar el coeficiente de resistencia al camino. El equipo y la base de datos que se cree, es de mucha utilidad para múltiples aplicaciones en el transporte automotor.

Un aspecto importante en la evaluación de variantes de vehículos es el uso de indicadores especiales para la dinámica y el consumo, que complementen los indicadores básicos de los ciclos de movimiento, posibilitando una mayor integralidad de factores. En tal sentido, algunos de los actuales indicadores, presentan deficiencias. En el caso de los indicadores dinámicos se requiere de indicadores que integren varias cualidades que sean representativas de la interacción: fuente energética-sistema de transmisión. En los indicadores de consumo es necesario definir nuevos indicadores, pues los tradicionales no reflejan correctamente los requerimientos del proceso de transportación, en el mejor de los casos en los vehículos de carga, están referidos al trabajo de transportación, pero no toman en cuenta el rendimiento del vehículo, por lo que los valores mínimos de los indicadores actuales, o no existen o se alcanzan para velocidades tan reducidas, que de aplicarse, harían improductivo el proceso de transportación. También en el trabajo con los indicadores, se necesita que estos, sean representados gráficamente en función de las variables que más influyen en su variabilidad, pues su representación en rangos de variación no posibilita la evaluación adecuada de un vehículo concreto.

Puesto que los vehículos son importantes consumidores de derivados del petróleo, sus gastos en combustible, constituyen uno de los principales componentes de sus costos de operación, por lo que la reducción del mismo es frecuentemente el objetivo fundamental que se persigue en las empresas operadoras. Por ello, se requieren modelos matemáticos precisos para estimar el consumo de combustible de los vehículos en determinadas condiciones de explotación, con una u otra composición, por una u otra ruta de movimiento, capaces de pronosticar los cambios que se producen en el consumo al variar las características técnicas, los números de paradas, el perfil horizontal y vertical de la vía y su estado, entre otros.

Por tales razones, se formula el **Problema Científico** siguiente:

“Los modelos matemáticos existentes de los ciclos de viaje no representan adecuadamente las condiciones de movimiento, funcionamiento y operación de los vehículos pesados en condiciones de explotación determinadas”.

Siendo el **Objeto de estudio**:

“Las cualidades dinámicas y de consumo de los vehículos pesados con motores convencionales y transmisión mecánica en los ciclos de movimiento”.

Se plantea, entonces, la siguiente **Hipótesis**:

“Los nuevos modelos matemáticos de los ciclos de movimiento, posibilitarán describir con mejor exactitud las cualidades de la dinámica y el consumo de los vehículos, evaluados bajo determinadas condiciones de movimiento, funcionamiento y operación”.

Se establece como **Objetivo general** de la investigación:

- Estructurar modelos matemáticos de los ciclos de viaje, que describan el vínculo vehículo-vía-condiciones de explotación de forma más cercana a las condiciones reales de movimiento, funcionamiento y operación que los conocidos y que complementados por indicadores dinámicos y de consumo posibiliten evaluar integralmente los vehículos automotores pesados.

Siendo sus **Objetivos específicos**:

1. Analizar el estado del arte de la temática.
2. Determinar un sistema de indicadores más apropiado para la evaluación de las cualidades de consumo y dinámicas, que incluye la definición de nuevos indicadores.
3. Establecer los estándares de variación de los indicadores más importantes sobre la base de las producciones de vehículos más actuales y las existentes en el país.
4. Diseñar, construir y evaluar un sistema de medición del coeficiente de resistencia al camino.
5. Elaborar los modelos matemáticos de los ciclos de movimiento, ampliando sus horizontes de valoración y adecuándolos más a las condiciones reales de movimiento, funcionamiento y operación.
6. Validar los modelos matemáticos de los ciclos de movimiento en sus diferentes variantes de solución.

Novedad Científica.

1. Los modelos matemáticos de tiempo transcurrido, espacio recorrido y consumo para los ciclos básico y específico.
2. Definición de indicadores integrales de consumo y dinámicos (CISTA, CETA, CAF, CETV y Q_{Wh}) para la evaluación y comparación de vehículos automotores.
3. Definición de un criterio para la determinación de la velocidad mínima en el movimiento estable.
4. Diseño y construcción de un sistema para la medición de los coeficientes de resistencia al camino.

Aportes.

1. La utilización de los datos reales de los coeficientes de resistencia al camino, medidos experimentalmente, para la solución de los ciclos de movimiento.
2. La expresión de eficiencia variable con la fórmula de ruedas, la ubicación relativa del motor y puente motriz, marcha conectada, carga y velocidad, junto a la tabla que viabiliza su determinación sin necesidad del esquema cinemática del vehículo.
3. Las expresiones de determinación de los parámetros de frenado con utilización parcial de la fuerza de adherencia que incorpora criterios aportados en el trabajo.
4. La expresión para la determinación de la caída de velocidad en el cambio de marcha
5. La actualización de los rangos de variación de indicadores clásicos de la dinámica y el consumo.
6. La representación gráfica de los indicadores en función de las variables más significativas.

CAPÍTULO I: REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.

1.1.- La fuente energética y sus características.

La fuente energética define en gran medida, conjuntamente con el sistema de transmisión, muchos de los más importantes indicadores técnico-económicos del vehículo: su régimen de velocidad, su capacidad de aceleración y su consumo de combustible, entre otros. Además la fuente energética representa un elemento muy importante en el costo de inversión del vehículo.

En los vehículos automotores, a pesar de los esfuerzos realizados en la búsqueda de nuevas fuentes y combustibles alternativos, las fuentes energéticas por excelencia siguen siendo los motores de combustión interna, diesel y de gasolina, mejorados en los últimos tiempos por la introducción de nuevas variantes de inyección de gasolina y de control electrónico de la inyección en los diesel.

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 diversos regímenes de movimiento del vehículo, los motores se ven sometidos a condiciones muy variables de carga. Por ello, durante un elevado por ciento 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 trabajo determinadas, es por lo que la determinación teórica de la característica exterior resulta fundamental para los fines de la investigación.

Su determinación teórica se realiza tradicionalmente por las siguientes expresiones ^{[11], [96], [108], [117]}:

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

donde: 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 (Tabla 1.1 y expresiones 1.4-1.5).

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

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

$$M_{eN} = \frac{N_{em\acute{a}x} \cdot 10^3}{\omega_N}$$

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

Para determinar el consumo específico de combustible:

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

donde: g_{ex} - consumo específico para una ω_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 de la potencia, el torque^[93] y el consumo específico de combustible^[117].

Motor	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅	C ₆
Gasolina	1,00	1,00	1,00	1,20	1,00	0,80
Diesel de 2t.	0,87	1,13	1,00	1,55	1,55	1,00
Diesel de 4t.						
-Inyección Directa	0,53	1,56	1,09	1,55	1,55	1,00
-Precámara.	0,70	1,30	1,00	0,35	1,35	1,00
-Cámara de Turbulencia	0,60	1,40	1,00	1,20	1,20	1,00

Para la determinación de estos coeficientes C_1, C_2 y C_3 en los motores equipados con limitadores o reguladores de la frecuencia de rotación, se pueden utilizar las siguientes ecuaciones^[108]:

$$C_1 = 1 - \frac{A_{Me} \cdot e_n \cdot (2 - e_n)}{100 \cdot (e_n - 1)^2}; \quad C_2 = 2 \cdot \frac{A_{Me} \cdot e_n}{100 \cdot (e_n - 1)^2}; \quad C_3 = \frac{A_{Me}}{100} \cdot \left(\frac{e_n}{e_n - 1} \right)^2 \quad (1.4)$$

Para motores que no poseen limitadores o reguladores se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$C_1 = 2 - \frac{25}{A_{Me}}; \quad C_2 = \frac{50}{A_{Me}} - 1; \quad C_3 = \frac{25}{A_{Me}} \quad (1.5)$$

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

$$e_n = \frac{W_N}{W_M}; \quad e_M = \frac{M_{e\text{max}}}{M_{eN}}$$

donde: A_{Me} -es el coeficiente de adaptabilidad del motor

e_n, e_M - coeficientes de elasticidad de frecuencia de rotación y torque, respectivamente

En la figura 1.1 se muestra la característica exterior de un motor diesel y otro de gasolina.

Para el cálculo de la característica exterior se parte de los datos de $N_{e\text{max}}$ y $M_{e \text{ máx}}$ del fabricante y estos valores hay que afectarlos por un coeficiente de corrección (K_c). Este coeficiente, toma en consideración que estos valores, han sido obtenidos en bancos de pruebas de motores, cumpliendo estándares internacionales según su país de procedencia, los cuales prescriben el desarrollo de las pruebas prescindiendo de uno u otro componente del motor, por ello, los parámetros de salida en el vehículo se diferencian de los que indica el fabricante en su documentación (Ver tabla 1.2).

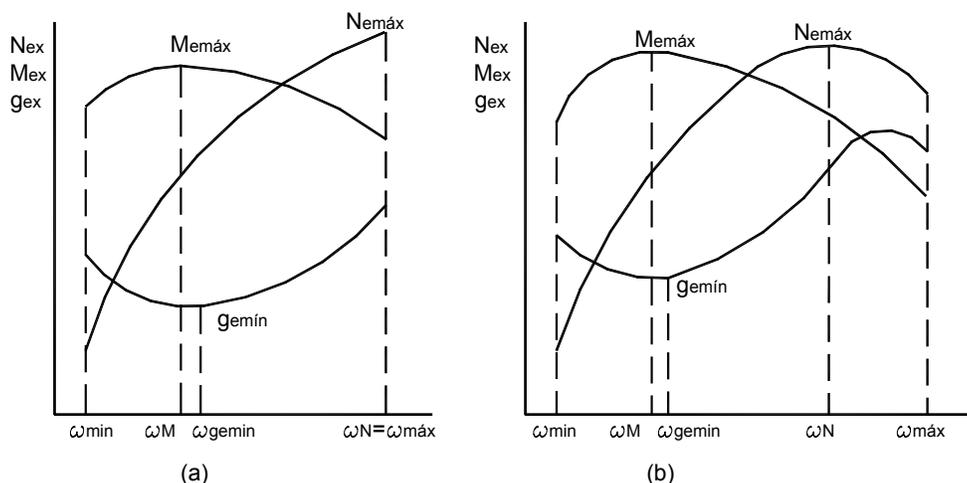


Figura 1.1 Características exteriores de velocidad de un motor diesel (a) y gasolina (b) ^[196].

Tabla 1.2 Valores normados de K_c ^[108]

Tipo de norma:	K_c
GOST (Rusia y Comunidad de Estados Independientes)	0.93-0.95
DIN (Alemania) (antiguamente)	0.95-0.96
SAE (Estados Unidos)(vieja)	0.86-0.88
SAE (Estados Unidos) (nueva)	0.95-0.96
ISO (Unión Europea, Internacional)	0.95-0.96

La característica exterior se calcula en el rango de trabajo del motor (de ω_{min} - $\omega_{m\acute{a}x}$), como mínimo para 10 valores de ω_x .

La frecuencia de rotación máxima se determina, de acuerdo al tipo de motor, según:

$$\omega_{m\acute{a}x} = \omega_N (1, 1.1-1.2) \quad (1/s) \text{ para motores de gasolina}$$

$$\omega_{m\acute{a}x} = \omega_N \quad (1/s) \text{ para motores diesel}$$

La frecuencia de rotación mínima (ω_{min}), en la generalidad de los casos se asumía, al no contar con expresiones que posibiliten su determinación. La importancia de su determinación exacta, se abordará en el epígrafe correspondiente a la característica tractiva.

Las características exteriores de los actuales motores de inyección de gasolina y de control electrónico de la inyección en el diesel, se diferencian de las correspondientes a los motores convencionales. En la literatura consultada no aparecen expresiones que posibiliten el cálculo teórico de estos motores, lo cual constituye un futuro campo de investigación. Mientras ello ocurre, se tendrá que utilizar las anteriores expresiones, que brindan al menos valores bastante aproximados en los motores de inyección de gasolina. Las diferencias en el caso del diesel son mayores, si bien los motores con control electrónico de la inyección no alcanzan la diseminación de los anteriores.

1.2.- La dinámica del vehículo en la base de la modelación matemática de los ciclos de viaje.

Para la modelación matemática de los ciclos de movimiento del vehículo, se parte de las ecuaciones que describen las fuerzas actuantes sobre el mismo, en su interacción con la fuente energética y el sistema de transmisión, básicas también para la determinación de sus indicadores dinámicos y de consumo. Con el desarrollo de la actividad científica estas expresiones evolucionan, y es preciso, un

estudio de las propuestas más acertadas en función de los objetivos del trabajo. Para comenzar este estudio, en la figura 1.2 se representan las fuerzas que actúan sobre un vehículo en la condición más general del movimiento, es decir, subiendo pendientes con aceleración y traccionando un remolque.

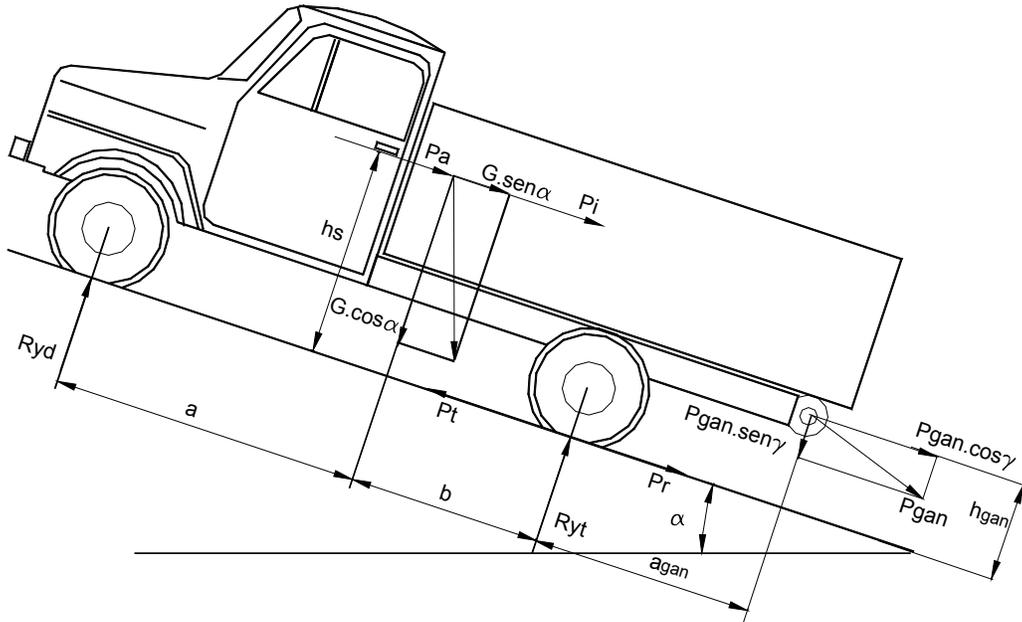


Figura 1.2 Fuerzas que actúan sobre un automóvil que se mueve por una pendiente ascendente, traccionando un remolque, con velocidad variable.

En la figura:

- G, $G \cdot \sin \alpha$, - peso total del vehículo y sus componentes paralelo al movimiento y perpendicular a la superficie de apoyo
- $G \cdot \cos \alpha$
- h_s , a, b - coordenadas que determinan la posición del centro de gravedad.
- a_{gan} , h_{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 , - componente longitudinal de la resistencia total del aire, fuerza de inercia, resistencia al rodaje y en el gancho o barra de tiro, respectivamente.
- P_{gan}
- 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:

$$P_i = \frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dv}{dt}; \quad (N) \quad (1.6)$$

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

- Donde:
- 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
 - 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.
 - r_d - es el radio dinámico de la rueda, m

I_n – es el momento de inercia del elemento n en rotación no uniforme, N.m/s²

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 [46], [93], [108]. 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.

	Expresión	Referencia	Año
1.	$\delta_i = 1.04 + \frac{0.05}{i_{si}^2}$ Para automóviles $\delta_i = 1.15 + \frac{0.01}{i_{ci}^2}$ Para tractores	D. A. Chudakov ^[46]	1977
2.	$\delta_i = 1 + \delta_1 + \frac{\delta_2}{i_{si}^2}$; $\delta_1 = 0.03 - 0.05$; $\delta_2 = 0.04 - 0.06$	G. V. Maksapetian ^[117]	1983
3.	$\delta_i = 1 + \left(\delta_1 + \frac{\delta_2}{i_{si}^2} \right) \cdot \frac{G}{G_p}$; $\delta_1 \approx \delta_2 \approx 0.03 - 0.05$	V. A. Ilarionov ^[93]	1985
4.	$\delta_i = 1 + \delta_1 + \frac{\delta_2}{i_{si}^2}$; $\delta_1 \approx \delta_2 \approx 0.04$	A. C. Litvinov ^[108]	1989
5.	$\delta_i = a_o + a_1 \cdot \arctg\left(\frac{a_2}{v^3}\right)$; $a_o; a_1; a_2$ 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:

$$\delta_i = 1.04 + \frac{A_\delta}{i_{si}^2} \quad (1.7)$$

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

Rexeis ^[171] plantea la determinación de la fuerza de inercia según:

$$P_i = \left(\frac{G}{g} \cdot \Lambda + G_c \right) \cdot \frac{dv}{dt} \quad (1.8)$$

Donde: G_c – peso de la carga útil, N

Λ – coeficiente que toma en cuenta el efecto de las masas en rotación no uniforme.

Λ se expresa en función de la velocidad del vehículo.

$$\Lambda = \Lambda_0 \cdot 0.833 \cdot [1 - 0.4 \cdot \log(v \cdot 0.0667)] \quad \text{para } 1\text{m/s} < v < 12\text{m/s} \quad (1.9)$$

Donde: Λ_0 – coeficiente de entrada. $\Lambda_0 = 1.05-1.2$

Por debajo de 1m/s, $\Lambda = 0$ y por encima de 12m/s, $\Lambda = 1$. Es más sencillo en aplicaciones ingenieras utilizar la ecuación 1.7, que además se ha probado por ^{[11] [70] [122]}.

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 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.

$$P_c = P_r + P_\alpha \quad (1.10)$$

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:

$$P_\alpha = G \cdot \text{sen} \alpha; \text{ (N)} \quad (1.11)$$

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

$$P_r = f \cdot G \cdot \cos \alpha; \text{ (N)} \quad (1.12)$$

Sustituyendo 1.11 y 1.12 en 1.10, la resistencia al camino se expresa de la siguiente forma:

$$P_c = P_r + P_\alpha = G \cdot f \cdot \cos \alpha + G \cdot \text{sen} \alpha = G \cdot (f \cdot \cos \alpha + \text{sen} \alpha) = G \cdot \psi \quad (1.13)$$

Donde: ψ es el denominado coeficiente de resistencia al camino. En función de la pendiente puede expresarse P_c según:

$$P_c = \frac{G \cdot (f + p)}{\sqrt{1 + p^2}}; \quad (1.14)$$

Donde: p es la pendiente en %.

$$\text{Para pendientes menores del 10\%: } P_c = G \cdot (f + p) \quad (1.15)$$

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 ^{[34] [70] [122] [131] [134] [137] [199]}, 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 siguiente tabla 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.

	Expresión	Referencia	Año
1.	$P_r = \frac{k_{cm} \cdot R_y^2}{D_o} \cdot \sqrt{\frac{h_o}{b_o}} ;$	I. Evans ^[63]	1954
2.	$f = 0.0165 + 0.0001 \cdot (v - 50)$	G. V. Maksapetian ^[117]	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) ^[46]	1977
4.	$f = f_0 + K_f \cdot v^2$	J. A. Gregorie ^[79]	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 ^[180]	1984
6.	$f = f_o \cdot \left(1 + \frac{v^2}{1500}\right)$	V. A Ilarionov ^[93]	1985
7.	$f = \frac{(32 + v)}{2800}$		
8.	$P_r = C_{R2} \cdot (b_{11} \cdot n_r + C_{R1} \cdot (b_{12} \cdot \frac{G}{g} + b_{13} \cdot v^2))$		
9.	$f = f_0 + K_f \cdot v^2$; $K_f = 7 \cdot 10^{-6}$	A. S. Litvinov ^[108]	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 ^[40]	1991
11.	$f = f_o \cdot (1 + v/44.7)$	T. Gillespie ^[76]	1992
12.	$f = (c_{r1} + c_{r2} \cdot v)$	M. Petterson ^[159]	1996
13.	$P_r = 9.8066 \cdot f_o \cdot (c_{f1} \cdot v + c_{f2}) \cdot G/1000$	Rakha, Lucic ^[166]	
14.	$f = f_{iso} + 0.0000945 \cdot (v^2 - v_{iso}^2) - 0.0154 \cdot (v - v_{iso})$	T. Sandberg (Michelin) ^[178]	2001
15.	$f = k_2 + k_3 \cdot v^n$	J. Y. Wong ^[209]	
16.	$P_r = p_n \cdot R_y \cdot (a_r + b_r \cdot v + c_r \cdot v^2)$	K. J. Kelly ^[100]	2002
17.	$f = G_r \cdot (0,04 + 1,2/C_N)$	M. Saarilahti (Wisner & Luth 1973) ^[178]	
18.	$f = G_r \cdot (0.017 + 0.453) \cdot N_{CI}$	M. Saarilahti (Maclaurin's 1990) ^[178]	
19.	$f = 0.01 \cdot (1 + v/100)$	M. Coyle (Gillespie 1999) ^[48]	
20.	$f = f_o + 3.24 \cdot f_s \cdot (v/100)^{2,5}$	M. Coyle (Institute of Technology in Stuttgart) ^[48]	
21.	$f = f_o \cdot (1 + 6.5 \cdot 10^{-4} \cdot v^2)$	T. Georgiev ^[74]	2003

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_{r1} , C_{r2} -Coeficientes que dependen de la velocidad y del neumático. (Tabla 1, Anexo 1).

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. (Tabla 2, Anexo 1)

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 en la rueda.

p_n - Presión de inflado.

La ecuación 1 expresa la dependencia de P_r de las dimensiones de la rueda, pero está definida para ruedas macizas. La 3 es muy específica para algunas aplicaciones agrícolas. La 2, 7 y 19 toman en cuenta el efecto lineal de la velocidad, pero no el tipo de neumático y el estado de la superficie de apoyo, que si es tomado en cuenta en la 11. Las expresiones 4, 6, 9, 20 y 21 tienen iguales dependencias, es decir, dependen del tipo y estado del suelo y de la velocidad al cuadrado, pero cambia en ellas el valor de la constante. La expresión 8, depende mucho de las condiciones bajo las cuales se realizaron las pruebas, y por tanto, no se ajusta al objetivo de otros trabajos. La 12, 13 y 15 no toman en cuenta el tipo y estado del suelo y dependen de un gran número de coeficientes según tipo de neumático, presión de inflado, etc., lo cual las hace inoperantes para los propósitos de esta investigación. La expresión 14 es específica para neumáticos Michelin en carreteras asfaltadas, en un rango de velocidades entre 0-90 km/h, por lo que resulta extremadamente específica. Las expresiones 17 y 18, están concebidas para vehículos pesados en labores agrícolas vinculadas con la deformación del suelo. En el caso de 16, existe una dependencia con el tipo y estado de la superficie de apoyo, pero existe un vínculo con la velocidad atípico.

A los efectos de la modelación matemática de los ciclos de movimiento, 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:

$$P_c = G \cdot (f + p) = G \cdot (f_o + K_f \cdot v^2 + p) = G \cdot \psi_o + G \cdot K_f \cdot v^2 ; (N) \quad (1.16)$$

donde: $\psi_o = f_o + p$, 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 su cálculo:

$$P_a = \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot v_r^2 ; (N) \quad (1.17)$$

v_r : velocidad relativa del vehículo respecto al aire, m/s.

ρ : densidad del aire, kg/m³

F : área frontal proyectada del vehículo en un plano perpendicular a la dirección del movimiento , m²

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, 1.17, aparece en muchos trabajos. En la tabla 1.5, se refieren algunas de las formas más significativas que toma esta ecuación.

Tabla 1.5. Expresiones de la fuerza de resistencia aerodinámica.

	Expresión	Referencia	Año
1.	$P_a = \frac{13.44 \cdot 10^{-3} \cdot C_D \cdot F \cdot v^2}{T_{aire}}$	M. Cárdenas ^[34]	2006
2.	$P_a = \rho_{nm} \cdot C_D \cdot C_H \cdot F \cdot v^2$ $C_H = 1 - 8.5 \cdot 10^{-5} \cdot H_{nm}$	H. Rakha ^[164]	2004
3.	$P_a = (1,12 \div 1,38) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot v^2$ $\rho = 0,0566 + 1,225 \cdot (1 - 2,26 \times 10^{-5} \cdot H_{nm})^{4,225} - 0,00377 \cdot T_{aire} \cdot 1,1985$	V. Millo ^[122]	2004
4.	$P_a = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot C_{D(\theta)} \cdot F_{(\theta)}$	T. Muster ^[130]	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

Pudiera parecer, que las expresiones de la tabla anterior difieren notablemente de la expresión 1.17.

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 nueva expresión queda:

$$P_a = (1,12 \div 1,38) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot v^2 = K_{aer} \cdot v^2; \text{ (N)} \quad (1.18)$$

Donde: 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% ^[22], 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. Varios autores [22][27][31][34][46][57][62][70][74][93][108][196][209], proponen la siguiente ecuación: $F = m_a \cdot B \cdot H$

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

B, H –son respectivamente la vía y altura máxima del vehículo, m

Investigaciones aerodinámicas vinculadas al transporte automotor, se dirigen a determinar los coeficientes de resistencia aerodinámica C_D para los distintos tipos de vehículos, por tanto se presentan en el Anexo 1, tabla 3 [158], sus valores actualizados.

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 [20] 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 aproximada: $P_{cur} = R_z \cdot \theta_d \cdot n_r$ (1.19)

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 [31][76][207]: $R_z = C_d \cdot \theta_d$

Resolviendo para pequeños ángulos de deriva, con radio de la curva medido con respecto al centro del puente trasero (R) y peralte de la vía (β). $P_{cur} = \frac{[G \cdot v^2 / (g \cdot R) - G \cdot \beta]^2}{C_d \cdot n_r}$ (1.20)

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 el 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 ($P_{\alpha r}$), inercia (P_{ir}) y aerodinámica (P_{ar}) del remolque.

$$P_{gan} = P_{rr} + P_{\alpha r} + P_{ir} + P_{ar}; \quad (N) \quad (1.21)$$

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 exista 1, 2 o 3 remolques [72] [92] [196]. Otro [20] considera el incremento del 10%, pero se considera más acertado el primer criterio, de acuerdo a la experiencia de aplicación del autor de este trabajo.

Partiendo de ello, la ecuación general de las resistencias en el gancho quedaría como:

$$P_{gan} = G_r \cdot \text{sen} \alpha + G_r \cdot (f_o + K_f \cdot v^2) \cdot \cos \alpha + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r \cdot \frac{dv}{dt} \quad (1.22)$$

Como quiera 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:

$$\delta_r = 1 + \frac{g}{G_r \cdot r_{dr}^2} \cdot \sum I_r ;$$

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

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 calcula según: $P_{tx} = \frac{M_r}{r_d} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{ci}}$; (N) (1.23)

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.
 i_{ci} –relación de transmisión total

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

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 1.2, se arriba al balance de tracción:

$$P_t - P_r - P_\alpha - P_i - P_a - P_{gan} = 0 \quad (1.24)$$

Partiendo de la ecuación 1.24, y sustituyendo en esta las ecuaciones correspondientes a cada una de las resistencias, se obtiene **la ecuación fundamental del movimiento**:

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

Algunos autores ^{[11] [46] [93] [108] [160]}, partiendo de la ecuación 1.24, y despejando en función de la aceleración, definen la denominada **ecuación general del movimiento**:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_{tx} - (G + G_r) \cdot (f \cdot \cos \alpha + \text{sen} \alpha) - P_a}{\frac{G \cdot \delta_i}{g} + \frac{G_r \cdot \delta_r}{g}} \quad (1.26)$$

Se define el factor dinámico (D) como: $D = \frac{P_{tx} - P_a}{G + G_r}$, y δ_z como el coeficiente de masas reducidas del

conjunto vehículo-remolque, entonces se puede plantear **la ecuación adimensional del movimiento**

como: $\frac{1}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta_z} \cdot (D - \Psi)$ (1.27)

La posibilidad de un vehículo de vencer las resistencias sumarias al movimiento ($P_{t nec}$) está limitada por dos factores: 1)-La fuerza tractiva que el conjunto motor-transmisión es capaz de generar en las

ruedas en característica exterior, a esa velocidad (P_{tx}); 2)-La fuerza de adherencia (P_{μ}) existente entre rueda-superficie de apoyo. De tal forma, la **condición del movimiento** se expresa por:

$$P_{t nec} \leq P_{t x} \leq P_{\mu}$$

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

La característica tractiva no es más que una representación gráfica de la relación $P_{tx} = f(v)$ o $D = f(v)$. Con el desarrollo de la computación [70] [200], la característica tractiva ha dejado de utilizarse como representación gráfica de la ecuación de movimiento, en forma de nomograma. Su utilidad básica es la de mostrar gráficamente las características del conjunto motor-sistema de transmisión y posibilitar la determinación de los indicadores que la evalúan desde el punto de vista dinámico. Con tales objetivos, la misma se acompaña de la característica ideal de la fuente energética del vehículo en cuestión, es decir, aquella que entrega potencia máxima a la rueda para todo valor de frecuencia de rotación, que en términos de fuerza tractiva se representa como:

$$P_{t ideal} = \frac{N_{em\acute{a}x} \cdot \eta_o \cdot 10^3}{v} \quad (1.28)$$

En la figura 1.3 se muestra la característica tractiva de un vehículo de 4 marchas, cuyo sistema de transmisión no posee conjuntos con patinaje continuo y la característica ideal correspondiente. En ella se señala el solape entre marchas (a, b y c) y las áreas de ausencia de potencia (d, e, f, g y h).

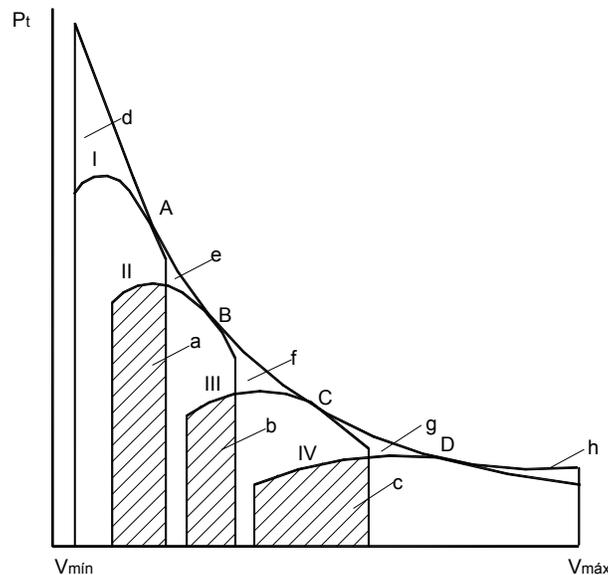


Figura 1.3 Característica tractiva e ideal de un vehículo de 4 marchas.

Si bien en la literatura se hace mención al solape y a las áreas de ausencia de potencia y en menor medida a la selectividad del conjunto motor-sistema de transmisión, no es hasta el desarrollo del trabajo de V. Millo [115][122] que se realiza una propuesta de los indicadores para evaluarlos.

En el caso de las áreas de ausencia de potencia se propone como indicador, el **coeficiente de aprovechamiento del área ideal** (S_a):

$$S_a = \left(1 - A_{ap} / A_{ideal}\right) \cdot 100 \quad (1.29)$$

Donde: A_{ap} – es el área que queda sin aprovechar entre la característica ideal y las reales
 A_{ideal} – es el área bajo la curva de fuerza tractiva ideal

$$A_{ap} = \int_{V_{min I}}^{V_{max m}} P_{ideal} \cdot dv - \int_{V_{min I}}^{V_{max I}} P_{tI} \cdot dv - \int_{V_{max I}}^{V_{max II}} P_{tII} \cdot dv - \int_{V_{max II}}^{V_{max III}} P_{tIII} \cdot dv - \dots - \int_{V_{max i-1}}^{V_{max i}} P_{ti} \cdot dv$$

Donde: P_{ti} , P_{tI} , P_{tII} ...- son las fuerzas tractivas en las marchas i , 1ra, 2da,...

Para el solape entre marchas se propone como indicador el **coeficiente de recubrimiento** (S_o), que no es más que la relación del valor total del rango de velocidades que se solapan en cada marcha ($\sum \Delta v$), entre la suma del rango de variación de las velocidades para ese vehículo ($\sum \Delta v_T$):

$$S_o = \sum \Delta v / \sum \Delta v_T = \sum_{i=2}^m (v_{max i-1} - v_{min i}) / \sum_{i=1}^m (v_{max i} - v_{min i}) \quad (1.30)$$

Se define la selectividad, como la capacidad del conjunto motor-sistema de transmisión de brindar cobertura a las diferentes condiciones de carga con efectividad, es decir, con mayor velocidad y adecuado coeficiente de aprovechamiento de la potencia. Por tanto, se define el **coeficiente de selectividad**, como el aprovechamiento de las posibilidades tractivas entre el rango de fuerza tractiva.

$$S_e = \frac{(P_{tmax I} - P_{tvmax ms}) - \sum_{i=2}^m (P_{tvmax i-1} - P_{txmax i})}{P_{tmax I} - P_{tvmax ms}} \cdot 100 \quad (1.31)$$

Donde: $P_{tvmax ms}$, $P_{tvmax i}$ – es la fuerza tractiva a la velocidad máxima en marcha superior y en una marcha i cualquiera

$P_{tmáxI}$, $P_{tmáxi}$ – es la fuerza tractiva máxima en 1ra marcha y en una marcha cualquiera i

En su trabajo V. Millo ^[122], define los rangos de variación de cada coeficiente para vehículos pesados.

Sin menospreciar el mérito que representa la definición de los mencionados coeficientes para el análisis de la dinámica del vehículo, se deben expresar algunas consideraciones que contribuyan a perfeccionarlo. En primer lugar, la definición de los rangos de variación de los coeficientes de por sí no dice mucho, sino se relacionan en función de las variables más significativas, que posibiliten referir la situación de un vehículo concreto en relación con los estándares internacionales. En segundo lugar, de la figura 1.3 queda clara, la importancia de la definición de un criterio para la determinación de la velocidad mínima en movimiento estable en cada marcha, que hasta el presente se asume, para la determinación del coeficiente de recubrimiento y el de aprovechamiento del área ideal. En tercer lugar, como para construir la característica tractiva se utiliza la expresión 1.23, para el cálculo de la fuerza tractiva, y la 1.28, para el cálculo de la fuerza tractiva ideal, y en ambas está presente la eficiencia del sistema de transmisión, se hace evidente la necesidad de definir un criterio de eficiencia de la transmisión que tome en cuenta las características del sistema (ubicación del motor respecto al

puente motriz, fórmula de ruedas, etc.), la marcha conectada y la influencia de la velocidad y la carga en su magnitud. Los dos últimos aspectos contribuirán a definir mejor los rangos de variación de los coeficientes, con valores más próximos a la realidad.

1.3.- El consumo de combustible, sus indicadores y sus modelos.

El consumo de combustible es un importante indicador de la eficiencia de los medios de transporte, su incidencia en los costos de explotación se incrementa en la medida del incremento de los precios del petróleo y sus derivados, que en la actualidad constituyen los combustibles de mayoritario uso en las fuentes energéticas. La economía de consumo es una cualidad de explotación característica del automóvil. Por economía de consumo del vehículo se entiende, la capacidad del mismo de cumplimentar el trabajo de transporte en las condiciones de explotación establecidas, con los mínimos gastos posibles de combustible [33]. Como indicador fundamental del consumo de combustible, en la mayoría de las máquinas automotrices, se utiliza el **consumo recorrido** (Q), que se define [11] [46] [93] [108] [160] como la cantidad de combustible consumido, en litros, por cada 100 km de recorrido. Para la determinación del consumo recorrido por vía experimental se emplea la expresión:

$$Q = 100 \cdot \frac{q}{S} \quad (\text{l/100km}) \quad (1.32)$$

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

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

$$Q_t = \frac{q}{(M_c \cdot S_c)} \quad (\text{l/t-km}) \quad (1.33)$$

Donde: M_c – es la masa de la carga, t
S_c – es el recorrido del vehículo con carga, km

Para la determinación teórica de ambos, los autores referidos proponen las siguientes expresiones:

$$Q = \frac{g_e \cdot N_{enec}}{36 \cdot \rho_c \cdot v \cdot M_c} = \frac{g_e \cdot P_{t nec}}{36000 \cdot \rho_c \cdot \eta_o} = \frac{g_e \cdot (P_c + P_a + P_i + P_{cur} + P_{gan})}{36000 \cdot \rho_c \cdot \eta_o} \quad (1.34)$$

$$Q_t = \frac{g_e \cdot N_{enec}}{3600 \cdot \rho_c \cdot v \cdot M_c} \quad (1.35)$$

Donde: g_e – es el consumo específico de combustible en característica parcial, g/kW.h
ρ_c – es la densidad del combustible, kg/l
N_{enec} – potencia necesaria para vencer las resistencias sumarias al movimiento, kW.

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

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

De acuerdo con el método teórico más ampliamente aceptado [8] [9] [10] [11] [46] [70] [93] [108] [196], g_e se determina según: $g_e = g_{eN} \cdot K_A \cdot K_n$ (1.36)

Donde: g_{eN} –es el consumo específico de combustible para potencia máxima, g/kW.h
 K_A –coeficiente que toma en cuenta la incidencia del coeficiente de aprovechamiento de la carga (A) en el consumo específico.
 K_n –coeficiente que toma en cuenta la incidencia del régimen de velocidad en el consumo específico.

$$K_A = 1.7977 \cdot A^3 + 1.8734 \cdot A^2 - 6.2614 \cdot A + 3.6189 \quad (\text{Diesel}) \quad (1.37)$$

$$K_A = 2.0128 \cdot A^3 + 0.1189 \cdot A^2 - 3.8566 \cdot A + 2.73.45 \quad (\text{Gasolina}) \quad (1.38)$$

$$K_n = 0.2991 \cdot \left(\frac{\omega_x}{\omega_N}\right)^3 + 0.03 \cdot \left(\frac{\omega_x}{\omega_N}\right)^2 - 0.53 \cdot \left(\frac{\omega_x}{\omega_N}\right) + 1.2025 \quad (1.39)$$

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

El consumo específico g_{eN} es una magnitud que puede aparecer en la documentación técnica, de no ser así, se puede calcular a partir del consumo mínimo: $g_{eN} = (1.05 - 1.15) \cdot g_{e\min}$. En caso contrario, puede ser determinado por los datos de consumo recorrido que ofrece el fabricante para una determinada velocidad, introduciendo en la expresión 1.34, las condiciones estipuladas en las normas de desarrollo de las pruebas, según el país de origen del vehículo.

El consumo recorrido, según Gavarushenko [72] se puede obtener por la siguiente expresión:

$$Q = \frac{1}{\eta_i} \left[\frac{A_Q}{i_{si}} + \frac{B_Q \cdot v}{i_{si}^2} + C_Q \cdot (G \cdot \psi + 0.77 \cdot K_{aer} \cdot v^2) \right] \quad (1.40)$$

$$\text{donde: } A_Q = \frac{365 \cdot V_h \cdot i_m}{H_u \cdot \rho_c \cdot r_d}; \quad B_Q = \frac{11.6 \cdot V_h \cdot S_p}{H_u \cdot \rho_c \cdot r_d^2 \cdot i_m^2}; \quad C_Q = \frac{99.5}{H_u \cdot \rho_c \cdot \eta_0}$$

Donde: A_Q, B_Q, C_Q –coeficientes del modelo
 i_m –es la relación de transmisión del puente motriz

Aquí se muestran diferentes factores influyentes en el consumo, entre ellos: a).- la construcción del motor, a través de la cilindrada (V_h), la carrera del pistón (S_p) y el rendimiento indicado (η_i); b).- el tipo y marca del combustible a través de la densidad (ρ_c) y el valor calórico (H_u); c).-la construcción del vehículo a través de r_d, i_{ci}, G, η_0 , y K_{aer} ; d).-las condiciones de explotación a través de ψ y la velocidad.

El rendimiento indicado se puede asumir en los siguientes rangos [31]:

$\eta_i = 0.40-0.50$ para motores diesel rápidos

$\eta_i = 0.20-0.35$ para motores de gasolina

La expresión 1.40, es demostrativa de los factores que inciden en el consumo, pero al aplicarla en cálculos teóricos se introducen muchas inexactitudes al tener que asumir los valores de H_u y η_i .

Litvinov ^[108] por su parte propone una ecuación para determinar Q en un tramo determinado S_i , recorrido en un tiempo t_i :

$$Q = a_{Qc} \cdot \frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \left(\frac{v_f - v_o}{a_i} - \frac{b_i}{2 \cdot a_i^2} \cdot \ln \left| \frac{a_i \cdot v_f^2 + b_i \cdot v_f + c_i}{a_i \cdot v_o^2 + b_i \cdot v_o + c_i} \right| \right) + t_i \cdot \left(c_{Qc} + a_{Qc} \cdot \frac{b_i^2 - 2 \cdot a_i \cdot c_i}{2 \cdot a_i^2} \right) + b_{Qc} \cdot S_i \quad (1.41)$$

Donde: a_i, b_i, c_i –son coeficientes experimentales. Para diesel: $a_i = 0.36$; $b_i = 0.44$; $c_i = 0.2$
 a_{Qc}, b_{Qc}, c_{Qc} –coeficientes productos de la modelación.
 v_f, v_o –velocidades final e inicial en el tramo

La dificultad radica en que deja la ecuación planteada, pero no especifica las ecuaciones que definen los coeficientes a_{Qc}, b_{Qc}, c_{Qc} .

En sentido general, los indicadores convencionales de consumo poseen una serie de limitaciones, que se derivan de su carácter no integral. El consumo recorrido, si bien útil como indicador, evalúa el consumo en función del recorrido, no encontrándose vinculado con el trabajo de transporte ni con su rendimiento. Es más adecuado para vehículos ligeros, aunque puede y debe usarse en vehículos pesados. El de consumo recorrido específico, aunque más adecuado para vehículos de carga, al considerar el trabajo de transportación, no toma en consideración un aspecto de suma importancia como es el tiempo en que transcurre el proceso, expresado a través del rendimiento. Ambos indicadores alcanzan sus valores mínimos a velocidades muy bajas, donde el rendimiento del vehículo es extremadamente bajo, e incluso en muchos diesel, tanto el consumo recorrido como el recorrido específico, se representan por una curva ascendente que no posee mínimo. Es necesario, por tanto, encontrar indicadores de consumo que tomando en cuenta el rendimiento, puedan establecer rangos de velocidades económicas, tanto por sus bajos valores como por los adecuados rendimientos.

Los factores que inciden en el consumo de combustible, como se ha podido apreciar con anterioridad, son múltiples y de variado origen, y han sido estudiados y clasificados por diferentes autores^{[1][2][9][12][24][33][48][54][57][62][70][76][99][122][131][139][143][144][165][166][179][180][184][199][209]}. Es más completa la clasificación que se muestra en la figura 1.4.

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

Por otro lado, con respecto al estado técnico, no hay expresiones que consideren el proceso natural de variación de los indicadores del vehículo durante la explotación, entre otras razones porque

depende de las condiciones y regímenes de explotación, del estilo de conducción, de la tecnología, de la calidad de los materiales empleados, de la calidad del servicio técnico y de otros muchos factores. Obtener estas dependencias es un proceso difícil, laborioso y poco efectivo por la imposibilidad de tomar en cuenta el gran número de variables y porque el propio cambio de las tecnologías lo demerita.

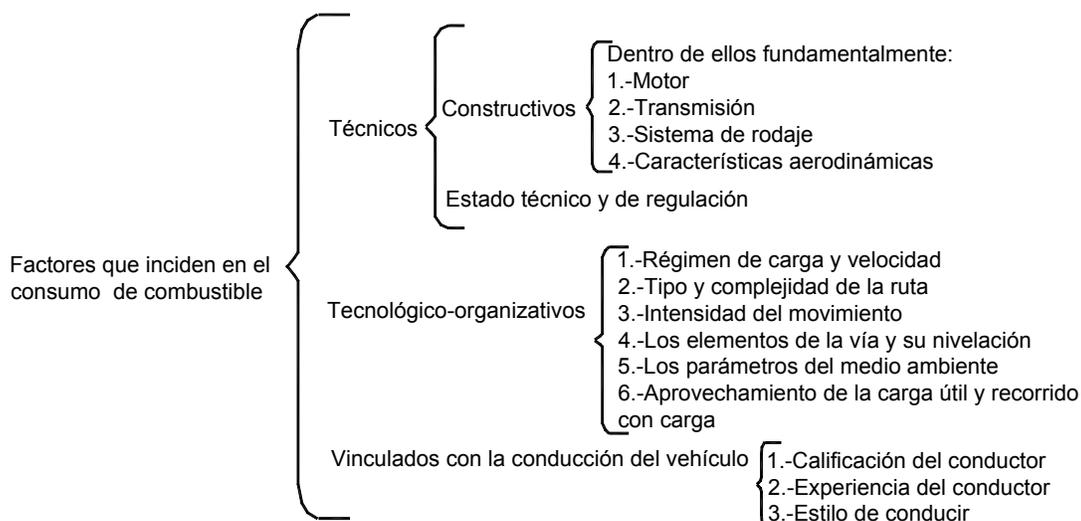


Figura 1.4 Clasificación de los factores que inciden en el consumo de combustible ^[62].

En cuanto a la regulación, en la modelación se considerará el vehículo adecuadamente regulado. En cuanto a los factores vinculados con la conducción, hay que introducir las consideraciones y utilizar las expresiones que permitan semejar en los modelos los mejores estilos de conducción.

Los indicadores de consumo hay que determinarlos en los regímenes de trabajo más característicos del motor. Estos están presentes tanto en condiciones urbanas, suburbanas o condiciones de carretera, lo que varía es la proporción de cada uno de ellos en las condiciones de explotación a que está sometido el vehículo. En vías magistrales prevalece, sobre todo, el movimiento estable, con períodos breves de impulso en las maniobras de cambio de senda o adelantamiento y casi despreciables tiempos de marcha en vacío y deceleración. En vías estrechas, de doble sentido, con más altos niveles de interferencias la proporción puede variar. La duración de los regímenes de trabajo de automóviles y ómnibus en grandes ciudades, obtenida por vías experimentales, se presenta en la siguiente tabla:

Tabla 1.6 Regímenes de trabajo característicos de las condiciones de tráfico urbanas ^[33].

Régimen de trabajo.	Duración del trabajo en %.			Consumo en ciudad, %.
	Vehículo ligero	Vehículo pesado	Ómnibus	
marcha en vacío	22	17	29	10 - 14
impulso	37	42	38	45 - 51
Velocidad estable	12	16	9	20 - 23
deceleración	29	25	24	8 - 12

De ella se desprende, que en estas condiciones, los regímenes de aceleración son los más representativos, tanto por la duración como por el consumo. La duración del trabajo del automóvil en

regímenes de velocidad estable en ciudades es relativamente pequeña, pero su influencia en los fundamentales indicadores del automóvil es suficientemente sensible.

A continuación, algunas particularidades de los regímenes más característicos de trabajo del motor:
[25] [33] [62] [70].

Movimiento en vacío: En este régimen el motor trabaja en ralentí. Su duración está en dependencia de las características de la vía y del flujo de transporte, pero por ser un tiempo improductivo, su duración debe reducirse al mínimo. Su duración en carreteras, puede encontrarse en los límites de 1-5% del tiempo total de viaje. La sustancial influencia de este régimen en los indicadores económicos del vehículo, se relaciona con la prolongación del trabajo del motor en regímenes de cargas parciales (hasta 30-40% de la potencia), incrementando considerablemente el consumo de combustible.

Impulso o aceleración: En condiciones de ciudad, la duración del trabajo del automóvil en un régimen inestable, alcanza un 67% (impulso y deceleración). Su extensión influye en la velocidad media y pueden alcanzar un 70-80% del recorrido general del automóvil en ciudad. El 45-51% del combustible se gasta en los regímenes de aceleración, por cuanto el consumo es 1,35-1,45 veces mayor que durante el movimiento uniforme. Esto explica por qué una parte significativa del combustible se gasta en el vencimiento de la energía cinética del automóvil, mientras con deceleración esta puede ser transformada en trabajo útil sólo parcialmente. Esto resalta la importancia del estudio de los regímenes y procedimientos óptimos de impulso, como vía de obtención de una adecuada economía de consumo. El consumo de combustible en este régimen depende de la aceleración media desarrollada, la cual es función de las resistencias actuantes y del suministro de combustible; de la frecuencia con que se realicen los cambios de marcha; del régimen de velocidad a que ésta se produzca y la rapidez con que se haga y de la frecuencia de rotación sumaria del motor en la unidad de recorrido. En condiciones de ciudad el régimen de impulso es responsable de las velocidades medias de movimiento, sobre todo cuando se trata de vías con paradas frecuentes e interferencias en el movimiento. En condiciones de carretera su incidencia es menor, tanto en la velocidad media como en el consumo. No obstante, sólo en grandes recorridos, en vías magistrales con pocas interferencias al movimiento y condiciones adecuadas de flujo de transporte puede despreciarse.

Movimiento estable: El movimiento uniforme del vehículo en marcha superior, garantiza un régimen estable de funcionamiento del motor, gracias al cual se reduce el consumo con respecto al movimiento con velocidad variable o al movimiento con $V=cte$, pero en marchas inferiores. Estable se considera la velocidad, cuando no se producen oscilaciones mayores del 2%. Los menores consumos de combustible se alcanzan en marcha superior para frecuencias promedios de rotación próximas al 30-40% de las nominales y con aprovechamientos de la potencia del motor lo suficientemente altos (70-85%). El movimiento estable del automóvil garantiza la reducción del consumo hasta 35-42%, en comparación con el consumo en regímenes inestables, por ello, en las condiciones de ciudad, el chofer debe velar porque el vehículo se mueva con velocidad constante. En condiciones de ciudad la

duración de las conexiones de la marcha superior para vehículos pesados, puede ser de un 40-50 %, mientras la cantidad de conexiones de la marcha superior a lo largo de un km de recorrido es de 1,5-1,8 veces. En autopistas estas cifras varían correspondientemente en 94-97 % y 0,4 veces. En sentido general, la duración del movimiento del automóvil en marcha superior debe superar a su fase precedente de impulso, no menos de un 15-20 %. Sólo en este caso se garantiza un trabajo económico del automóvil y el paso a la marcha superior se justifica.

Régimen de deceleración: La disminución de la velocidad de movimiento del automóvil es necesario producirla suavemente, con máxima utilización de la recuperación. La utilización de la recuperación es la más efectiva, durante el movimiento por vías con perfil variable. El frenado del automóvil con ayuda del sistema de frenado de trabajo es necesaria cumplimentarla no desconectando el embrague, y con el pedal de suministro de combustible en posición de marcha en vacío. Con conducción económica del automóvil el freno es necesario utilizarlo sólo para fijar la situación del automóvil. En el proceso de movimiento el conductor debe elegir tal velocidad, que le garantice durante la variación de la señal del semáforo la aproximación a la intersección mediante la recuperación, o sea, con la energía cinética acumulada. En condiciones urbanas, en deceleración forzada, el motor no realiza trabajo útil, no obstante, consume del 8-12% de su gasto general de combustible. En los motores con nueva tecnología, se utilizan dispositivos que permiten el corte de la inyección de combustible cuando se produce la deceleración con el freno motor, contribuyendo a un ahorro de combustible en esta fase de movimiento.

1.4.- Los ciclos de viaje y su modelación

Los ciclos de viaje o de manejo, son herramientas para solucionar problemas de la ingeniería de las transportaciones, pues ellos ayudan a explicar la influencia de determinados factores en los procesos reales. Según González Oropesa ^[78], un ciclo de viaje consta generalmente de un perfil de velocidades trazado en un plano velocidad-tiempo, que representa una forma típica de conducir en una ciudad o autopista, tomando en cuenta: la tecnología del vehículo, las características del tráfico en las vías contempladas en el estudio, características climáticas y geográficas y también las características de los propios conductores. Estos ciclos tienen importancia, entre otros, para: planificar adecuadamente el desarrollo de la red vial de cualquier ciudad, el desarrollo de tecnologías para los nuevos vehículos, la validación de modelos que predicen el comportamiento de los vehículos en la vía y determinar los contaminantes emitidos al medio ambiente. Como quiera que las condiciones de tráfico cambian constantemente, debido a varios factores, entre ellos: el crecimiento de la población, la tecnología de los vehículos, cambios en el transporte público (cambio de rutas o de medios), modificaciones en la red de carreteras, cierre o apertura de grandes centros industriales o comerciales, nuevas legislaciones sobre el equilibrio ecológico, etc., si esta dinámica no se atiende actualizando los ciclos, estos dejan de ser herramienta confiable respecto a los fines para los que

fueron confeccionados. Los más importantes ciclos de viaje referidos en la literatura se muestran en la tabla 4 y en las figuras 1-43 del Anexo 1^[52].

Un análisis crítico de las características de los ciclos mencionados conduce a plantear que:

- Una gran parte de los ciclos están elaborados en condiciones de grandes ciudades, no aplicables incluso a las condiciones de Ciudad Habana por la complejidad de las vías e intensidad de tráfico.
- Los ciclos de carretera difieren igualmente de las condiciones cubanas por las características de las vías, intensidad de tráfico y velocidades límites.
- Se realizan sobre la base del procesamiento estadístico del comportamiento de la velocidad de un grupo de vehículos, de una clase dada, monitoreados durante períodos determinados y reducidos a un período más o menos prolongado de tiempo y recorrido, al que luego se someten los vehículos objeto de evaluación, para estimar el comportamiento de indicadores tales como el consumo de combustible o la emisión de contaminantes.
- En trabajos relacionados con el tema ^[52] se explica: “La comparación de estudios indica que el ciclo ETC produce alrededor del 40% menos de potencia de salida y entre 30-70% menos de emisiones que el Ciclo Braunschweig”. González Oropesa ^[78] por su parte expresa: “Existen aceleraciones no representadas en el ciclo FTP, pero modificarlo sería muy costoso y los beneficios obtenidos podrían ser pequeños. Por otro lado, el ciclo FTP exagera la proporción de arranque en caliente y con el motor en frío, según resultados estadísticos, considerando las vías sin pendiente, mientras las estadísticas muestran que el 30% de los viajes se realizan por vías con pendientes mayores del 2% y el 35% entre 0,5-2%.El ciclo Europeo no representa adecuadamente las aceleraciones.” Ello evidencia las diferencias que se producen en los resultados de aplicación de diferentes tipos de ciclos, aún cuando han sido determinados en grandes ciudades europeas.
- En muchos casos la capacidad de aceleración prevista por el ciclo no es alcanzable por algunos tipos de vehículos de la clase dada.
- Con raras excepciones se hacen evaluaciones que contemplen la dinámica de un vehículo en particular, con determinadas condiciones de carga, velocidad, tráfico y viales.
- Los ciclos analizados no están modelados matemáticamente, y sólo en un caso, se utiliza un software para estimar la dependencia torque-velocidad, a partir de la dependencia velocidad-tiempo.
- No abundan en la literatura los ciclos de viaje vinculados a la gestión del proceso de transportación. Existen, no obstante, modelos de gestión, como el HMD-4 ^[20], que se utiliza en la evaluación de los proyectos de modificaciones de vías, pero la mayor parte de los mismos no tiene un reflejo adecuado en la literatura, pues son productos comerciales y están en manos de grandes empresas de transporte.

- En la mayoría de los ciclos no se considera un sistema de indicadores para la evaluación del vehículo. En el mejor de los casos, se utilizan algunos indicadores aislados, como el consumo de combustible o la emisión de contaminantes.
- Aunque la base de datos se obtiene a partir de un grupo de vehículos diferentes, no es posible que estos contemplen la variedad de características constructivas de los vehículos posibles a evaluar.

En el caso de Cuba, los esfuerzos por establecer ciclos de viaje se reducen a los mostrados en la tabla 1.7.

Tabla 1. 7. Ciclos de viaje cubanos.

No.	Ciclo de Viaje.	Referencia	Año
1.	Ciclos de Movimiento para determinar el consumo de combustible.	Pérez Alcové ^[146]	1984
2.	Ciclo de Movimiento Básico.	J. Padrón ^[140]	2003
3.	Ciclo de Movimiento Específico.	V. Millo ^[122]	2004

En un primer intento en el país, Pérez Alcové ^[146] propone un ciclo de movimiento para determinar el consumo de combustible, pero no se realiza la argumentación del ciclo. Se desarrolla una metodología para determinar el consumo en ralentí, impulso, velocidad estable y deceleración, pero no brinda una solución teórica del ciclo, por lo que resulta incompleto.

En su trabajo, Padrón ^[140] propone un ciclo de movimiento teórico, denominado ciclo básico de movimiento (Ver Fig. 44, Anexo 1), que contempla las diferentes fases del movimiento: impulso desde velocidad cero hasta una velocidad estable, con cambios de marcha y máximo suministro de combustible; movimiento a la velocidad estable durante un cierto recorrido, frenado intenso hasta velocidad cero y trabajo en ralentí, durante un tiempo proporcional al tiempo total de movimiento en el ciclo. Se establecen adecuadamente las condiciones viales y ambientales para las que se prescribe el trabajo en el ciclo, apoyados en este último caso, en valores estadísticos del territorio. El objetivo de este ciclo teórico, es el de posibilitar la evaluación de un vehículo en unas condiciones dadas, en ausencia de la base de datos de los coeficientes de resistencia al camino de las vías donde se explotará el vehículo. El ciclo se argumenta teóricamente, y constituye un importante paso de avance, pues se propone un grupo de indicadores que complementa la evaluación del ciclo. Un análisis crítico del ciclo, con vistas a su perfeccionamiento futuro, arroja lo siguiente:

1. En sus modelos se utiliza un valor de η_0 asumido, según consideraciones de Padrón ^[140], y constante para todas las marchas y regímenes de trabajo. Es decir, no se toman en cuenta las dependencias de η_0 con respecto a: la velocidad, la carga actuante en el sistema de transmisión, las características del sistema y la marcha conectada. Esto tendrá repercusión en los resultados de consumo, capacidad de aceleración y de los indicadores complementarios del ciclo.
2. En la concepción del ciclo básico, el proceso de impulso se inicia a velocidad igual cero. El período que media entre velocidad cero a velocidad mínima en movimiento estable, es un período de trabajo inestable dentro del motor, en que las cargas son fluctuantes y de difícil determinación,

por ello no son aplicables las expresiones que se utilizan normalmente para modelar el proceso de impulso. En tal caso, suele ser más conveniente, que el ciclo básico se inicie a la velocidad mínima para el movimiento estable.

3. No hay un criterio definido para la determinación de la frecuencia de rotación mínima en movimiento estable (ω_{\min}), sus valores son asumidos, sobre la base de criterios que parten de experiencias prácticas. Esto incide en los resultados del ciclo y de los indicadores que lo complementan. En la literatura no abundan los criterios para tal fin, y los que aparecen ^[108], no son adecuados.
4. En el período de impulso, con máximo suministro de combustible, se considera como velocidad de cambio de marcha, aquella que corresponde a una frecuencia de rotación $\omega = 0.85 \cdot \omega_N$ en cada marcha. Teniendo en cuenta la tendencia presente, desde hace varios años, de acercar la frecuencia de rotación de consumo específico mínimo a la de torque máximo, deben investigarse otras alternativas que posibiliten un mejoramiento del consumo en este período tan determinante en el balance final de consumo.
5. Se asume en el trabajo una eficiencia al patinaje de 0,98. El criterio es válido, no obstante, la eficiencia al patinaje debe ser variable con la carga y la velocidad de movimiento. Por ello, muchos investigadores, en ausencia de datos experimentales, asumen su valor como 1. Ahora bien, en el trabajo este criterio se declara solamente en el cálculo de la fuerza tractiva, y no en el cálculo de la velocidad de movimiento, cuando lo correcto es que afecte a ambos.
6. Litvinov^[108] propone una expresión para la determinación de los recorridos durante el cambio de marcha (S_{cm}), que depende de datos experimentales. Para determinar S_{cm} en el proceso de impulso, Padrón propone la siguiente expresión:
$$\frac{G}{g} \cdot \delta \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{-P_r - P_a}{\eta_o}$$
 Esta expresión se valida, comparando sus resultados con la propuesta por Litvinov ^[108], en un rango de velocidades determinadas, para los vehículos cuyos datos técnicos son conocidos. En su validación se considera que la aceleración es constante, en virtud de la pequeñez del intervalo. La dificultad de tal método estriba en que no existe un sustento teórico para incluir en la expresión la eficiencia mecánica de la transmisión, en momentos en que ésta no transmite potencia, es decir, cuando predominan las pérdidas hidráulicas en el sistema. El valor de eficiencia tiene que ser asumido, y no se hace referencia a valores probables, lo que introduce una posibilidad de error adicional.
7. El proceso de frenado se produce a máxima intensidad, es decir, considerando las cualidades de adherencia del vehículo. No se considera, por tanto, el frenado con el motor, un procedimiento de amplio uso en el transporte y que posibilita en cierto modo, valorar la incidencia de cualidades constructivas del vehículo en el proceso.

8. La ecuación que calcula el consumo horario del motor para régimen de ralentí, tomada de una recomendación de Benet-Greenwood en el mencionado trabajo ^[140], no es factible de utilizar para grandes cilindradas (V_h), pues toma valores negativos ($G_{ral.} = 0,220 \cdot V_h - 0,0193 \cdot V_h^2$).
9. Existe la posibilidad de proponer otros indicadores para el ciclo básico, que evalúen la efectividad del uso de la energía potencial del combustible durante el proceso de impulso. Este es un período importante desde el punto de vista del consumo y debe tener la posibilidad de evaluarse desde varias perspectivas.
10. Se proponen 3 indicadores para valorar las áreas de ausencia de potencia, la selectividad de marchas y el solape, que aunque no están directamente relacionados con el ciclo básico, si complementan la evaluación que puede hacerse a partir del mismo. Se establecen rangos de valores para cada uno de los coeficientes propuestos. Con relación a esto, se debe decir lo siguiente: a).-Cualquier criterio que se introduzca en la modelación del Ciclo Básico, que afecte la configuración de la característica tractiva, haría necesaria la redefinición de los rangos de variación de los coeficientes; b).-La utilización exclusiva de los rangos de valores, no posibilita una evaluación efectiva de un vehículo concreto. A juicio de este autor, los valores de los coeficientes deben estar graficados contra parámetros que posibiliten la identificación del valor dentro del rango que idóneamente debe corresponder al vehículo de que se trate.
11. En el cálculo del consumo en el tramo a velocidad constante, se utiliza el criterio de que:

$$N_{nec} = \frac{N_r}{\eta_o \cdot \eta_s} + N_{auxiliares}; \text{ donde; } N_r \text{ es la potencia en la rueda y } N_{auxiliares}, \text{ la potencia que}$$

consumen los auxiliares. Su autor ^[122] plantea, que es más adecuada la expresión en comparación con el coeficiente de corrección K_c , por cuanto la determinación de la potencia de auxiliares se realiza en dependencia de la frecuencia de rotación del motor. Pero esto contrasta con el uso práctico y generalizado del coeficiente de corrección, por las siguientes razones: a).-Los datos que se utilizan para cualquier trabajo de determinación de consumo son obtenidos en bancos de prueba de motores (generalmente en característica exterior de velocidad), y en dependencia de la norma empleada para el ensayo, se excluye alguno que otro auxiliar. Por tanto, para los fines de consumo interesan los datos de salida del motor, que ya tienen en cuenta alguna de las pérdidas en auxiliares, labor que se completa cuando esos datos son tratados por el coeficiente de corrección en función de la norma empleada. Cuando se introducen las pérdidas de auxiliares en la determinación de la potencia necesaria, y se compara con la potencia de salida del motor (sin afectarla por K_c), a los fines de determinar el consumo específico, de hecho se puede estar considerando dos veces una misma pérdida; b).-Limita las pérdidas al ventilador y al generador, este último no se desconecta en todas las pruebas normadas de banco.

Con respecto al ciclo específico ^{[111] [122] [167]}, es también un paso importante de avance, por cuanto establece una solución teórica general para cualquier camión, independiente de su procedencia, en cualquier tipo de vía. No se trata de una ecuación específica, sino de un conjunto de ecuaciones referidas a un tipo de vehículo en un tramo de vía, que, como bien expresa en su trabajo, pueden mejorarse en trabajos futuros. La base de datos utilizada, se obtuvo a partir de mapas de las regiones estudiadas ^{[111] [167]}, de donde se determinó el valor de la pendiente promedio. Sobre su base se obtienen los perfiles de velocidad de las vías estudiadas (Ver ejemplo en Fig. 45, Anexo 1) y a partir de ahí, bajo determinado diseño experimental se obtienen los modelos de consumo (Ecuación 1.42).

Vía Cienfuegos-Cumanayagua. Vehículo KAMAZ.

$$Q = 72.3 - 5.9 \cdot v_{cod} - 1445 \cdot f_o + 0.000283 \cdot G + 0.14 \cdot v_{cod}^2 + 86.2 \cdot v_{cod} \cdot f_o - 0.00000686 \cdot v_{cod} \cdot G - 29814.9 \cdot f_o^2 + 0.012 \cdot f_o \cdot G - 4.50314 \cdot 10^{-10} \cdot G^2 \quad (1.42)$$

Donde: v_{cod} -es la velocidad que establece el Código del Tránsito, m/s

Con idéntico afán de perfeccionamiento, y sin demeritar el trabajo realizado, se relacionan algunas consideraciones alrededor de la propuesta de ciclo de movimiento:

1. Dados los medios disponibles, mapas de escala 1:25000 (1cm =250m), no existe gran exactitud en la determinación de la pendiente, debido a la escala y a que las cotas no están dadas para la vía en particular, sino para puntos fuera de ella. Además de que entre cota y cota, pueden producirse variaciones de la pendiente. En tal sentido, en el propio trabajo se recomienda el uso de métodos más precisos, como el GPS o la 5ta rueda.
2. Para definir la velocidad de movimiento se parte de tomar la menor entre 3 criterios: la velocidad máxima según condiciones de movimiento, la velocidad según Código de Vialidad y Tránsito para camiones y la velocidad establecida por regulaciones del tránsito en la vía. En tal sentido, debió valorarse la velocidad que se desprende de un adecuado aprovechamiento de la potencia y no la velocidad máxima según condiciones de movimiento, por cuanto esta es una condición no usual de movimiento y no es la más adecuada con respecto al consumo.
3. Plantea desarrollar todos los procesos de impulso con máximo suministro de combustible. Respecto a ello, el consumo en los períodos de impulso en carretera no tiene la misma significación que en condiciones urbanas, pero la consideración se aparta del desarrollo del proceso real de conducción.
4. El método grafo-analítico, como nomograma para el cálculo del consumo es muy laborioso y difícil de aplicar para recorridos prolongados, no es operativo para el trabajo computarizado e introduce errores adicionales de apreciación. Con el actual desarrollo de la computación, debe irse a la búsqueda de métodos asimilables por la misma.
5. Existen contradicciones con la prioridad que se le concede al coeficiente de resistencia al rodamiento (f). Se le brinda prioridad a la pendiente sobre f, en la caracterización de las vías,

debido al carácter variable del coeficiente f en una vía concreta, por los múltiples factores que inciden en el mismo, no dependientes de la superficie de apoyo, y por su variabilidad en el tiempo. Pero, en las ecuaciones para determinar el consumo, se plantea que el análisis estadístico muestra los factores de mayor influencia, e incluye a f . Por otra parte, los valores asumidos de f , entre 0,006-0,01, se consideran bajos para las condiciones de las vías en Cuba.

6. No incluye la posibilidad del vencimiento dinámico de pendientes, un proceder muy común dentro de los hábitos de conducción.
7. El modelo no toma en cuenta las posibilidades de accionar de cada conductor, ante las variaciones de las condiciones viales.
8. Al definir un perfil de velocidad fijo, se cierra la posibilidad de optimización de los regímenes de movimiento, en función de la reducción del consumo de combustible, de los costos de operación y un mayor rendimiento.
9. Los señalamientos realizados al ciclo básico, son validos para el ciclo específico.

La determinación de un criterio adecuadamente fundamentado para la determinación de la eficiencia de la transmisión, es sumamente importante, puesto que su magnitud se utiliza en una serie de cálculos prácticos, como por ejemplo: en la fuerza tractiva, en la potencia necesaria del motor para vencer las resistencias al movimiento, en el consumo, en la determinación de indicadores, y otros de marcada influencia en los modelos. En los sistemas de transmisión de los vehículos que no poseen conjuntos que trabajen con patinaje continuo, que es el objeto de estudio de esta investigación, η_0 varía según: la marcha conectada, la ubicación relativa del motor con respecto al puente motriz, el número de puentes motrices y el régimen de velocidad y carga del sistema. En los métodos clásicos de cálculo de la eficiencia, se requiere el diagrama de cada conjunto del sistema de transmisión y la aplicación de las expresiones correspondientes a los sistemas en serie y paralelo. Este método entraña una dificultad que es la de disponer del diagrama de cada uno de los conjuntos de todos los vehículos, los cuales no siempre acompañan la información técnica disponible, por ello muchos investigadores ^{[122] [140] [179]} optan por tomar valores promedios de η_0 en función del tipo de vehículo. Esto es aceptable, no obstante, al no tomarse todas las variables que inciden sobre η_0 , se generan errores en el cálculo. En tal sentido, Rexeis ^[171] ofrece una aproximación a la determinación de η_0 :

$$\eta_0 = -6 \cdot \left(\frac{N_{enecr}}{N_{ex}} \right)^2 + 2.7 \cdot \left(\frac{N_{enecr}}{N_{ex}} \right) + 0.57 \quad \text{si:} \quad \left(\frac{N_{enecr}}{N_{ex}} \right) < 0.2 \quad (1.43)$$

$$\eta_0 = -0.0561 \cdot \left(\frac{N_{enecr}}{N_{ex}} \right)^2 + 0.1182 \cdot \left(\frac{N_{enecr}}{N_{ex}} \right) + 0.8507 \quad \text{si:} \quad \left(\frac{N_{enecr}}{N_{ex}} \right) > 0.2 \quad (1.44)$$

Donde: N_{enecr} – es la potencia necesaria para vencer las resistencias al movimiento a nivel de ruedas. En las ecuaciones anteriores, de forma implícita, se considera el grado de carga del motor, al relacionar la potencia en característica exterior y la necesaria a nivel de ruedas. La utilización de las

expresiones 1.43 y 1.44, si bien no contempla todos los factores que inciden en la eficiencia, ofrecería mejores resultados que asumir sus valores constantes. No obstante, pueden elaborarse criterios más completos para la determinación de la eficiencia mecánica de la transmisión.

1.5.- Caracterización de vías y experimentos de carretera.

1.5.1.- Los indicadores internacionales que definen el estado de la carretera.

El desarrollo de indicadores internacionales de caracterización vial comenzó con el Índice de Regularidad Internacional (IRI) ^[179], en la década de los ochenta, el cual presenta la ventaja de permitir la comparación entre pavimentos de cualquier país del mundo. IRI se define como el impacto acumulado en la suspensión del automóvil dividido por la distancia recorrida durante un viaje simulado. EL IRI se expresa en unidades de mm/m, m/km, plg/milla, etc. Para un camino pavimentado el rango de la escala del IRI es de 0 a 12 m/km, donde 0 representa una superficie perfectamente uniforme y 12 un camino prácticamente intransitable.

La rugosidad de los caminos ha sido identificada, como uno de los factores más relevantes en los análisis comparativos del costo que representa para los usuarios el transitar por éste versus el costo de mantenimiento de la carretera. El Índice de Fricción Internacional (IFI), es otro indicador internacional para definir el estado de una carretera. Representa las características de adherencia y textura, con independencia del tipo de pavimento y del equipo de medición empleado. Puede ser usado para la gestión de infraestructura ^[183] y viene indicado por dos números entre paréntesis separados por una coma (F, M): el primero es un número adimensional y representa la fricción (F). El valor cero indica deslizamiento perfecto y el valor uno adherencia (μ) perfecta. El segundo la macrotextura (M), siendo un número positivo sin límites determinados y unidades de velocidad (km/h).

1.5.2. Procedimientos, sistemas y aparatos para la caracterización vial.

Métodos para determinar la pendiente de una vía.

Para determinar el valor de la pendiente de una vía, Johansson ^[98] emplea y trata convenientemente las señales de tres sensores: Unidad de Sistema de Posicionamiento Global (GPS), Barómetro y Torquímetro; cuyo procesamiento es comparado con la información tridimensional de la vía, concluyendo que con el GPS se obtienen los mejores resultados. Ryu ^[175], en su trabajo defiende un método para determinar varios parámetros, entre ellos la pendiente, mediante la combinación de sensores inerciales de inclinación y unidades de GPS, a partir de los cuales se puede conocer la altitud, cuando se integra convenientemente a un Sistema de Navegación Inercial (INS). También haciendo uso de alta tecnología, Hong ^[89], presenta dos métodos de estimación de la pendiente de la vía, empleando unidades GPS en el vehículo. En el método de Ryu ^[175], con la ayuda de dos antenas, en el GPS se obtiene directamente el valor de altitud del vehículo; en el de Hong ^[89] se utiliza una sola antena para obtener la relación entre las componentes vertical y horizontal de la velocidad durante el ascenso. Así la medida de la pendiente se emplea para caracterizar la fuerza de resistencia debido a

la inclinación en la ecuación del movimiento del vehículo. Al igual que Johansson ^[98], Ryu ^[175] y Hong ^[89], Vahidi ^[204] también emplea unidades de GPS para sus estudios, pero las soluciones que ellos brindan son muy costosas, y están fuera del alcance de muchos investigadores. En cuanto al GPS, su uso motiva “preocupaciones” en instituciones militares de muchos países.

Sung ^[192], patenta un sistema y método para determinar la pendiente de la vía, a partir de un vehículo equipado con una serie de sensores, que ofrecen información acerca de la relación de transmisión conectada y la frecuencia de rotación del motor, entre otros tantos parámetros. Con los datos adquiridos se puede determinar el $\text{sen}\alpha$, despejado de la ecuación de movimiento:

$$\text{sen}\alpha = \frac{P_t - P_a - P_r - P_i}{G} \quad (1.45)$$

La dificultad de este método radica en que el empleo de un gran número de sensores, complica la puesta a punto del sistema y su calibración, y que la dependencia de tantas variables puede afectar la precisión del valor final del ángulo calculado, además de su elevado costo.

El modo más común de conocer el valor de la pendiente se hace consultando el valor medido por los topógrafos durante la construcción de la vía, pero la dificultad estriba en que por este método se conoce el valor de la pendiente entre dos puntos, entre los cuales pueden existir variaciones de pendiente. También se ha empleado la alternativa de consultar la información geográfica impresa ^[111], pero este método, sin bien es más barato, es el que más errores crea, pues la resolución de los mapas en muchos casos no es la adecuada y además no se puede consultar el valor de la cota real de la carretera cuando intercepta una elevación. Esto último puede también extrapolarse a quienes consultan los Sistemas de Información Geográfica (GIS), que además implica las “preocupaciones” señaladas para el GPS.

Métodos para determinar el coeficiente de resistencia al rodamiento y al camino.

Según Szczepaniak y Aragón ^[196], el coeficiente de resistencia al rodamiento se define como la relación entre la excentricidad del punto de aplicación de la reacción del camino respecto al eje vertical de simetría de la rueda (e) y el radio dinámico de la misma: $f = e/r_d$. Puede igualmente

definirse como la relación entre la fuerza de resistencia al rodamiento (P_r) y la resultante de las cargas verticales aplicadas en el área de contacto de la rueda con el suelo, prácticamente igual a la carga

vertical aplicada en el centro de la rueda. $f = P_r/R_y$

Esto permite considerar que:

1. El coeficiente de resistencia al rodamiento depende de las condiciones de trabajo de la rueda, del diseño del neumático y del tipo y estado del camino.
2. El coeficiente de resistencia al rodamiento puede determinarse investigando el valor de la fuerza de resistencia al rodamiento y conociendo la fuerza vertical aplicada a la rueda.

Se desprende del estudio realizado, que es imposible considerar todos los factores que inciden en la magnitud del coeficiente f en trabajos experimentales. En la figura 1.5 se muestran los métodos para la determinación del coeficiente f .

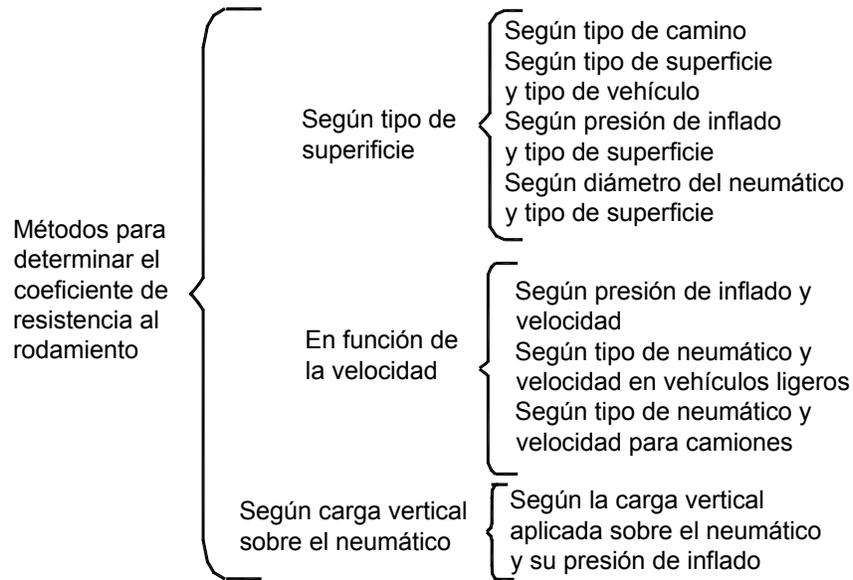


Figura 1.5 Métodos para obtener el coeficiente de resistencia al rodamiento ^[196].

Los procedimientos SAE para medir la resistencia a la rodadura, se circunscriben a dos pruebas estandarizadas para medir la resistencia a la rodadura de los neumáticos: “Procedimientos y medidas de resistencia a la rodadura para carros de pasajeros, camiones ligeros y grandes camiones” ^[173] y la “Metodología para la medición de la resistencia a la rodadura en neumáticos en régimen de rodadura libre” ^[188]. La primera trata de proveer un grupo de datos básicos de forma uniforme, que pueden ser usados en diferentes propósitos, por ejemplo: la comparación de neumáticos, determinación de efectos de cargas y presión interna del neumático y la correlación de sus resultados con pruebas de consumo. La segunda tiene como intención primaria hacer una estimación de la resistencia de rodamiento aplicable a vehículos en rodadura libre. Haciendo uso del método de rodadura libre, Petrushov ^[158] determina los coeficientes de resistencia al rodamiento de varios vehículos pesados.

Según búsqueda de patentes realizada en los sitios de las oficinas europea y americana de patentes, se declaran un grupo numeroso de registros vinculados a los experimentos de carretera ^{[32] [50] [58] [71] [79] [81] [109] [127] [135] [186] [192] [193] [195] [197] [210]}, en los cuales se relacionan métodos, procesos, aparatos y sistemas que miden las resistencias al movimiento y en específico a la rodadura, para la inspección de vías pavimentadas y que miden la pendiente del camino. Como quiera que P_c es una fuerza de resistencia compuesta por P_r y P_a , que depende de la pendiente del camino, no se encuentra evidencia de un método, proceso, aparato o sistema capaz de medir el coeficiente de resistencia al camino integralmente, que haya sido patentado, incluso la medición de la resistencia a la rodadura se realiza de forma indirecta. Es valido aclarar, que existen prototipos de 5ta rueda que guardan alguna

relación con este aspecto, en cuanto al diseño mecánico general del remolque, pero no en cuanto a fines, pues no determinan el coeficiente de resistencia al camino.

1.5.3.- Equipos para experimentos dinámicos de carretera de automóviles.

La velocidad del automóvil y otros parámetros en trabajos experimentales, usualmente se miden con sensores, instalados directamente en las ruedas del automóvil o en una 5^{ta} rueda de medición ^{[19] [66] [67]}. Este último, es uno de los equipos más empleados en la actualidad ^{[67][179]}. Es por eso que existen muchas versiones de estos remolques, entre los cuales se encuentran:

Quinta rueda tipo “HFW80” ^[67]: Sus aplicaciones típicas: son la medición de la velocidad en una carretera, en estudios de colisiones de vehículos, en la calibración de los velocímetros, en la medición de la distancia recorrida, y en la medición del tiempo transcurrido. (Fig. 46 (a y b), Anexo 1)

Quinta rueda del tipo “NIIAT” ^[93]: Es una quinta rueda que se utiliza para la medición de la velocidad de movimiento y el recorrido de frenado. (Fig. 47 (a y b), Anexo 1)

Quinta rueda “Peisler” ^[19]: Esta quinta rueda es un transductor primario, del cual se obtiene una señal que puede ser transmitida al registrador de forma mecánica ^[18]. Por medio de transmisiones mecánicas, se obtiene el gráfico velocidad – espacio – tiempo. (Fig. 48, Anexo 1)

Quinta rueda “Dynamics Evaluations Inc.”^[67]: Este método emplea la quinta rueda y no se diferencia mucho de los anteriores, consta de instrumentos especializados y dispositivos auxiliares, más un potente sistema de adquisición de datos. Todo este conjunto se distribuye entre el vehículo que arrastra la quinta rueda y en ella misma. La adquisición de datos se realiza durante la prueba y su procesamiento puede hacerse o no durante el transcurso de ésta. (Fig. 49, Anexo 1)

Otras tecnologías: Entre las tecnologías para experimentos vehiculares de carretera, la tecnología del GPS emerge entre las más empleadas ^{[23][60][87][175][176]}. El sistema GPS es útil para obtener los datos de la posición del vehículo a tiempo real en cualquier vía, y por tanto, en el sentido longitudinal vertical y transversal del movimiento.

1.6.- Conclusiones parciales.

1. Los ciclos de viaje desarrollados por investigadores foráneos, sobre la base de establecer un perfil de velocidades que muestra la forma típica de conducir en condiciones urbanas o rurales, no son aplicables en el contexto nacional: por existir grandes diferencias en condiciones viales y de tráfico con las de origen; por ser establecidos para vehículos de una clase dada y no contemplar por tanto, la variedad de características constructivas; porque aún en ciudades de sus países de origen muestran diferencias significativas en sus resultados y porque no contemplan la dinámica del vehículo ni utilizan un sistema de indicadores que complementen la evaluación.
2. El Ciclo Básico, desarrollado en el país, constituye una importante vía para evaluar parámetros cinemáticos, dinámicos y de consumo de diferentes vehículos de distinta procedencia, en iguales condiciones de movimiento, cuando se desconocen los coeficientes de resistencia al movimiento

de las vías donde serán explotados. Estando definido el Ciclo Básico, en su concepción general, cualquier labor de perfeccionamiento que posibilite lograr un mayor acercamiento del modelo a las condiciones reales de movimiento y que las cualidades constructivas del vehículo graviten con mayor incidencia en sus resultados, es válida y necesaria.

3. Se han definido coeficientes que valoran la relación motor-sistema de transmisión, que complementan la evaluación desarrollada en el Ciclo Básico, no obstante, deben proponerse indicadores integrales, cuyos valores deben graficarse en función de las variables más significativas, que permitan una valoración más efectiva del vehículo.
4. Considerando un paso importante la definición del Ciclo Específico, se hace necesario: a).- Formular modelos matemáticos, basados en la dinámica del vehículo, que simulen más adecuadamente sus condiciones de movimiento, funcionamiento y operación; b).-Determinar experimentalmente los coeficientes de resistencia al camino, de tal modo, que con los datos técnicos de los vehículos, se posibilite la creación de un Sistema de Toma de Decisiones; c).- Establecer procedimientos o algoritmos de cálculo, que permitan el uso de la programación computacional.
5. No se conoce la existencia de sistemas que caractericen experimentalmente las vías, a través del coeficiente de resistencia al camino.
6. Siendo el consumo un factor determinante en la evaluación, por su incidencia en los costos de operación, y dado su complejo carácter; se hace necesaria la definición de coeficientes que contribuyan a realizar una evaluación más integral de la efectividad de su uso.
7. La introducción de las modificaciones sugeridas en los ciclos de viaje, obligarán a elaborar nuevos modelos matemáticos que los describan y muchas de ellas introducirán variaciones sustanciales en los rangos de variación de los coeficientes que valoran la relación fuente energética-sistema de transmisión. Del mismo modo, se necesita actualizar los indicadores de consumo tradicionales que emplean determinadas empresas operadoras.

CAPÍTULO 2. LOS MODELOS MATEMÁTICOS, LOS CICLOS DE VIAJE E INDICADORES.

2.1.-Introducción.

Como se explicó anteriormente, los ciclos de viaje son herramientas para solucionar problemas de la ingeniería de las transportaciones, ya que ellos ayudan a explicar la influencia de determinados factores en los procesos reales. Por eso, en el actual capítulo, se desarrollan los modelos matemáticos y criterios que sustentan una Nueva Concepción de los Ciclos Teóricos de Movimiento, la cual se basa en definir un Ciclo General de Movimiento, a partir del cual se desarrollan variantes de solución, en función de las condiciones existentes: existencia o no de una base datos de los coeficientes de resistencia al camino; origen de la fuente de los coeficientes de resistencia al camino. Estos ciclos si bien están concebidos para vehículos pesados, con motores convencionales y transmisión mecánica, no se exceptúan de utilizarse en vehículos ligeros con semejantes fuentes energéticas y sistemas de transmisión. En todos los casos, la solución teórica general muestra como calcular los parámetros: tiempo transcurrido, espacio recorrido (cuando no es un dato de entrada del ciclo) y consumo de combustible, en cada una de las etapas o regímenes de trabajo. Sobre la base de estos parámetros, se proponen nuevos indicadores dinámicos y de consumo, que complementan la evaluación del desempeño de los vehículos.

2.2.-Modelos matemáticos para los ciclos de viaje.

Los modelos matemáticos describen las etapas de operación del vehículo durante el trabajo en los ciclos teóricos de movimiento, por esta razón es que, los modelos son los componentes principales de su estructura. Los modelos que a continuación se presentan son resultados de esta investigación; ya sea como un producto de la recopilación de información dispersa de la literatura especializada, que después de una adecuada elaboración permite aportar finalmente una expresión, grupo de expresiones y/o método; o en otros casos, son elementos inéditos o novedosos en el campo que se investiga.

2.2.1.- La determinación de la eficiencia mecánica de la transmisión

La eficiencia de la transmisión en los procesos de impulso y a velocidad constante.

Durante la transmisión de la potencia del motor a las ruedas motrices, parte de la misma se pierde en el vencimiento de la fricción en los engranajes de la caja de velocidad y la transmisión principal, en las articulaciones de la transmisión cardánica, en los rodamientos y prensaestopas, en pérdidas hidráulicas en la transmisión. Por ello, la potencia de tracción (N_r), transmitida a las ruedas motrices es menor que la potencia efectiva del motor (N_e), en la magnitud de la potencia (N_{tr}), que se pierde en el vencimiento de la fricción en la transmisión:

$$N_r = N_e - N_{tr} \quad (\text{kW}) \quad (2.1)$$

Las pérdidas de energía en la transmisión se valoran por la magnitud del momento M_{tr} reducido al

$$\text{puente motriz del vehículo: } M_{tr} = \frac{N_{tr}}{\omega_r} \quad (\text{N.m}) \quad (2.2)$$

donde: ω_r –velocidad angular de las ruedas del puente motriz, 1/s

Las magnitudes M_{tr} y N_{tr} consideran dos tipos de pérdidas: las hidráulicas y las de fricción en rodamientos, engranajes y articulaciones del cardán. Las pérdidas hidráulicas están condicionadas por el batimiento y dispersión del aceite en los cárteres de la caja de velocidad y puente motriz. Ellas dependen muy poco de la magnitud del momento transmitido, pero cambian con la variación de la frecuencia de rotación de los engranajes y la viscosidad y calidad del aceite. Las pérdidas hidráulicas se valoran por el momento M_H , el cual es necesario aplicar en las ruedas motrices del vehículo, para mover los árboles de la transmisión en vacío (sin carga). En la figura 1, Anexo 2, se muestran algunas dependencias experimentales del momento M_H en función de la velocidad de movimiento del automóvil. En ausencia de dependencias experimentales, se utiliza la fórmula empírica ^[93]:

$$M_H = (2 + 0.09 \cdot v) \cdot G \cdot r_d \cdot 10^{-3} \quad (2.3)$$

Las pérdidas de energía en el vencimiento de la fricción en los rodamientos, engranajes y articulaciones son proporcionales al momento que se transmite en la transmisión (M_e) y no dependen de la frecuencia de rotación de las piezas. Estas pérdidas se valoran por el momento M_M , el cual es

$$\text{igual a: } M_M = \frac{M_e}{i_{ci}} \cdot (1 - \chi) \quad (\text{N.m}) \quad (2.4)$$

$$\text{Donde: } \chi = 0.98^k \cdot 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n \quad (2.5)$$

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

De tal forma, el momento de resistencia de la transmisión, que se reduce al puente motriz es:

$$M_{tr} = M_H + M_M = M_H + \frac{M_e \cdot (1 - \chi)}{i_{ci}}$$

En dependencia del régimen de trabajo del automóvil, se utilizan diferentes formas de valoración de las pérdidas. Así, si la transmisión del automóvil transmite energía del motor a las ruedas motrices (régimen activo), entonces las pérdidas de potencia en ella se valoran por la magnitud de la eficiencia directa de la transmisión, que representa en sí la relación de la potencia de tracción a la efectiva o la relación de los correspondientes momentos:

$$\eta_o = \frac{N_e - N_{tr}}{N_e} = \frac{\frac{M_e}{i_{ci}} - M_{tr}}{\frac{M_e}{i_{ci}}} \quad (2.6)$$

$$\text{Sustituyendo en 2.6 la magnitud de } M_{tr}, \text{ se obtiene: } \eta_o = \chi - \frac{M_H \cdot i_{ci}}{M_e} \quad (2.7)$$

$$\text{Sustituyendo 2.3 en 2.7, se tiene: } \eta_o = \chi - \frac{(2 + 0.09 \cdot v) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot 10^{-3}}{M_e} \quad (2.8)$$

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

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

Durante el movimiento del automóvil por vías en buen estado, con pequeñas cargas y velocidades, el momento efectivo del motor no es alto y el 2do miembro de la expresión 2.7 adquiere especial significación. La η_o en estas condiciones puede disminuir hasta valores por debajo de 0.7. Durante el trabajo del motor con carga total, el momento M_H es menor que M_e / i_{ci} , por eso, las variaciones de la eficiencia son pequeñas, en el marco de una misma relación de transmisión.

Para facilitar la determinación de la eficiencia, el autor de este trabajo confecciona una tabla que toma en consideración la fórmula de ruedas, el número de puentes transmitiendo potencia, posición relativa del motor respecto al puente motriz y marcha conectada en la determinación de los coeficientes k, l m y n (Tabla 1 del Anexo 2). Esto es una de las ventajas de este método de determinación de la η_o , es decir, no se precisa del esquema cinemático de los conjuntos del mecanismo de transmisión, lo cual es imprescindible en los métodos tradicionales, que por demás no consideran el efecto del régimen de carga y velocidad en su magnitud.

La eficiencia de la transmisión en los procesos de frenado con el motor.

Durante el frenado del vehículo con el motor, la transmisión conduce energía desde las ruedas motrices hacia el motor, y las pérdidas de energía se valoran por la eficiencia inversa de la

$$\text{transmisión: } \eta_{inv} = \frac{N_{frm}}{N_{frm} + N_{tr}} = \frac{M_{frm} / i_{ci}}{M_{frm} / i_{ci} + M_{tr}} \quad (2.9)$$

donde: N_{frm} y M_{frm} -es la potencia y el torque que se gastan en fricción en el motor (potencia y torque de frenado).

La característica de frenado con el motor es la dependencia del momento M_{frm} y la potencia N_{frm} de fricción en el motor, con respecto a la frecuencia de rotación. En las características exteriores de frenado, al motor lo caracterizan las curvas de M_{frm} y la N_{frm} , considerando el motor apagado con mariposa totalmente cerrada. Estas curvas (Fig. 2, Anexo 2, curva 1) determinan el valor máximo del momento de frenado. En las condiciones de operación, durante el frenado del automóvil con el motor, este último trabaja, generalmente, en el régimen de rodaje en vacío, con el motor funcionando (Fig. 2, Anexo 2, curva 2).

El momento de frenado del motor correspondiente a este régimen, en el diapasón de $\omega = 200-400$ 1/s, se describe con adecuada exactitud por la expresión ^[93]:

$$M_{frm} = V_h \cdot (a_M \cdot \omega_x - b_M) \quad (\text{N.m}) \quad (2.10)$$

Donde: a_M, b_M –coeficientes empíricos

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

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

La fricción interna en el motor a menudo se utiliza para una disminución suave de la velocidad del vehículo o su conservación en determinados límites (por ejemplo, durante el descenso por pendientes). En estas condiciones, en algunas ocasiones se aumenta artificialmente.

En los ciclos de viaje puede concebirse que la reducción de velocidad se realice, parcial o totalmente, según el caso, con freno motor, pudiendo alternarse o combinarse con la utilización del sistema de frenado. De tal forma, la eficiencia invertida (η_{inv}), quedaría como:

$$\eta_{inv} = \frac{M_{frm} / i_{ci}}{M_{frm} / i_{ci} + M_{tr}} = \frac{1}{1 + \frac{M_{tr} \cdot i_{ci}}{M_{frm}}} = \frac{1}{1 + \frac{(2 + 0.09 \cdot v) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci}}{10^3 \cdot V_h \cdot (a_M \cdot \omega_x - b_M)}} \quad (2.11)$$

A manera de ejemplo, se muestran en la tabla 2, Anexo 2, los rangos en que varían η_o (con carga total) y η_{inv} (con trabajo en vacío). La eficiencia de la transmisión, como se desprende de lo anterior, no permanece constante durante todo el período de operación del vehículo, siendo necesario considerar esta circunstancia a los fines de la modelación.

El cálculo de la eficiencia para la característica ideal.

En el caso de la característica ideal, la fuente energética es ideal, es decir, entrega potencia máxima constante en todo el rango de frecuencias de rotación. Al ser ideal la fuente, el vehículo no necesita de una caja de velocidad, pero sí transmitir la potencia del motor a los semiejes, por lo tanto, el sistema de transmisión debe constar al menos con una transmisión cardánica y un par cónico sin reducción. De tal forma $i_c = 1$, $k = 0$, y l, m y n toman el valor de acuerdo a la fórmula del vehículo. Por

tanto, la expresión 2.7, toma la forma: $\eta_o = \chi - \frac{(2 + 0.09 \cdot v) \cdot v \cdot G \cdot 10^{-6}}{N_{em\acute{a}x}}$ (2.12)

donde: $\chi = 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n$ (2.13)

Se considera, por tanto, un aporte de este trabajo la conformación final de las expresiones de eficiencia, a partir de expresiones aisladas en la literatura y la elaboración de la tabla que facilita determinar los valores de los coeficientes k, l, m y n , en función de las variantes presentes en el sistema de transmisión.

2.2.2.- Frenado con utilización parcial de la fuerza de adherencia.

El frenado con utilización parcial de la fuerza de adherencia se presenta durante el frenado auxiliar y en el de urgencia, cuando el sistema no garantiza las fuerzas de frenado, que son necesarias para

una total utilización de la fuerza de adherencia de las ruedas con la vía. La correcta utilización de sus diferentes métodos, en gran medida determina la durabilidad y fiabilidad del sistema de frenos, y por tanto, la seguridad del movimiento. Entre dichos métodos se puede relacionar los siguientes:

1.-El frenado con el motor, sin utilización de los mecanismos de frenado: El conductor reduce la entrega de combustible en el cilindro del motor, como resultado de lo cual, su potencia resulta insuficiente para el vencimiento de las fuerzas de fricción que surgen en él y el motor se transforma en freno. Este método se elige cuando se exige una deceleración no elevada.

2.-El frenado con el motor desembragado: Se utiliza cuando el frenado con el motor no garantiza la deceleración deseada, y también durante el frenado total. En este caso, el motor se desconecta de la transmisión, ya sea por medio del embrague o conectando la caja de velocidad en neutral, y suavemente se presiona sobre el pedal de freno.

3.-El frenado con utilización de sistemas de frenos, pero sin desconexión del motor: Su empleo es adecuado, pues con su aplicación se incrementa la efectividad del frenado, la durabilidad de los mecanismos de frenado y las pérdidas de energía durante el proceso. En vías que se caracterizan por un bajo valor de μ , de esta forma se reduce la posibilidad de surgimiento del derrape.

4.-El frenado con utilización de sistemas complementarios: Se utiliza para el mantenimiento de la velocidad deseada en las bajadas. Este método en ocasiones se utiliza conjuntamente con el mecanismo de frenado del sistema de frenos de trabajo.

El caso de frenado sin desconexión del motor es el más general, ya que durante éste, las fuerzas de frenado en el puente delantero y trasero P_{fd} y P_{ft} , se crean como resultado de la acción de los momentos creados por los mecanismos de frenado, por el momento de frenado del motor y la fricción en los mecanismos de la transmisión.

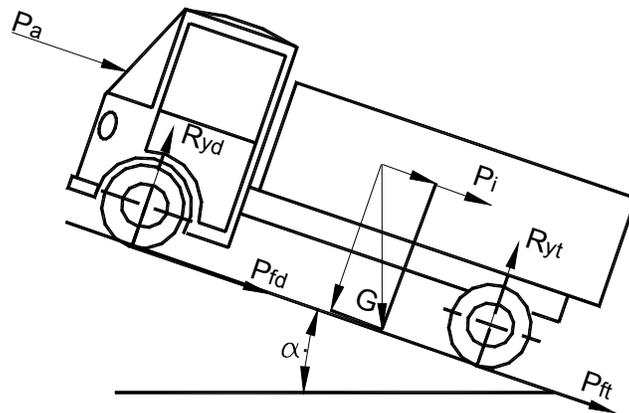


Figura 2.1 Fuerzas que actúan durante el frenado.

Para la determinación de la deceleración del vehículo se utiliza la ecuación:

$$\frac{dv}{dt} = - \frac{P_{fd} + P_{ft} + P_{\alpha} + P_a}{\frac{G \cdot \delta_f}{g} + \frac{G_r \cdot \delta_i}{g}} \quad (2.14)$$

La fuerza P_{fd} (rueda conducida) se determina según:
$$P_{fd} = \frac{M_{fd}}{r_d} + R_{yd} \cdot f - \frac{I_{rd} \cdot dv/dt}{r_d^2} \quad (2.15)$$

Donde: M_{fd} , I_{rd} –momento creado por el mecanismo de frenos y momento de inercia, ambos en la rueda conducida

En las ruedas motrices, el momento de frenado es igual a la suma de los momentos: M_{ft} , creado por el mecanismo de frenado, y el momento transmitido a los semiejes como resultado de la acción de frenado del motor y de los mecanismos de la transmisión. Para su determinación se utiliza el teorema de variación de la energía cinética. De tal forma, la expresión de P_{ft} es:

$$P_{ft} = \left[\frac{M_{ft}}{r_d} + \frac{M_{fr m}}{i_{ci} \cdot r_d \cdot \eta_{inv}} - \left(\frac{I_m}{i_{ci}^2} + I_{rt} \cdot \eta_{inv} \right) \frac{dv/dt}{r_d^2 \cdot \eta_{inv}} + R_{yt} \cdot f \right] \quad (2.16)$$

Donde: M_{ft} –momento del mecanismo de frenos aplicado en las ruedas del puente motriz

I_m , I_{rt} –momentos de inercia del volante del motor y de las ruedas del puente motriz

Sustituyendo los valores P_{f1} y P_{f2} de las fórmulas 2.15 y 2.16 en la fórmula 2.14 y resolviendo la ecuación obtenida relativa a dv/dt , se obtiene:

$$dv/dt = - \left[\left(\frac{\sum M_f}{r_d} + \frac{M_{fr m}}{i_{ci} \cdot r_d \cdot \eta_{inv}} + G \cdot \psi + P_a \right) \cdot \frac{g}{G \cdot \delta_f} \right] \quad (2.17)$$

$$\text{Donde: } \delta_f = 1 + \left[\left(\frac{I_m}{i_{ci}^2} + \sum I_r \cdot \eta_{inv} \right) \cdot \frac{1}{\frac{G}{g} \cdot r_d^2 \cdot \eta_{inv}} \right] \quad (2.18)$$

El coeficiente δ_f durante el frenado se diferencia en alguna medida del coeficiente δ durante el régimen de tracción. Durante la transmisión de potencia de las ruedas al motor, el rendimiento mecánico es menor en un 5 – 10 % que durante la transmisión del motor a las ruedas motrices, de ahí que se utilice el término de η_{inv} . Para el cálculo aproximado de δ_f se puede utilizar una fórmula,

$$\text{semejante a la del régimen de tracción: } \delta_f = 1 + \frac{\delta_{1b}}{i_{si}^2} + \delta_{2b}, \text{ donde: } \delta_{1b}=0.06, \delta_{2b}=0.04 \quad (2.19)$$

Se denomina a P_f y $P_{fr m}$ a la fuerza de frenado del automóvil y fuerza de frenado del motor,

correspondientemente: $P_f = \frac{\sum M_f}{r_d}$; $P_{fr m} = \frac{M_{fr m}}{r_d \cdot i_{ci} \cdot \eta_{inv}}$. Entonces la ecuación 2.17 toma la

$$\text{forma: } dv/dt = - \left[\frac{P_f + P_{fr m} + P_a}{G/g} + \psi \cdot g \right] \cdot \frac{1}{\delta_f} \quad (2.20)$$

$$\text{Pero a: } \frac{P_f + P_{fr m} + P_a}{G} = D_f, \text{ se le denomina factor dinámico de frenado.} \quad (2.21)$$

$$\text{Entonces: } dv/dt = \frac{(D_f + \psi) \cdot g}{\delta_f} \quad (2.22)$$

Las ecuaciones 2.17 y 2.22 pueden ser utilizadas para la determinación de dv/dt y recorrido de frenado (Δs_{fren}) para cualquier forma de frenado con utilización parcial de la fuerza de adherencia.

En los modelos matemáticos de los ciclos de movimiento se empleará, dentro de los métodos con utilización parcial de la fuerza de adherencia, el frenado con el motor sin utilización de los mecanismos de frenado. Complementariamente, se utilizará el frenado intenso, pero con utilización total de la fuerza de adherencia. Puede formar parte de otros trabajos la utilización de otras variantes.

En el frenado con el motor, no está presente la fuerza P_f , pues en él no toma parte el mecanismo de frenado. Por tanto, en la fórmula 2.22 es necesario considerar que: $D_f = \frac{(P_{fr m} + P_a)}{G}$ y que en la determinación de δ_f se utiliza la expresión 2.18.

En el caso general, todas las fuerzas que aparecen en la expresión 2.22 son variables. El momento de rozamiento en el motor ($M_{fr m}$), puede ser determinado por la expresión 2.10.

$$\text{De tal forma } P_{fr m} \text{ puede expresarse como: } P_{fr m} = \frac{a_M \cdot V_h \cdot v}{r_d^2 \cdot i_{ci}^2 \cdot \eta_{inv}} - \frac{b_M \cdot V_h}{i_{ci} \cdot r_d \cdot \eta_{inv}} \quad (2.23)$$

El frenado con el motor, tal y como se ha concebido, es deseado cuando se transita a velocidades altas y medias en marchas superiores y se necesita una disminución no brusca de la velocidad.

Las expresiones finales para el cálculo de los momentos de frenado, utilizando los nuevos criterios de eficiencia se consideran un aporte del presente trabajo.

2.2.3.-Criterio de determinación de la frecuencia de rotación mínima en movimiento estable.

En muchos cálculos de ingeniería, en la esfera del transporte automotor, se precisa definir el rango de trabajo del motor durante el movimiento del vehículo, para utilizarlo en cálculos dinámicos, de consumo y en la determinación de la característica exterior de velocidad del motor y la característica tractiva del vehículo y en los indicadores fundamentales que se derivan de las mismas. Existen, como se expresó en el Capítulo I, criterios establecidos para la definición de la frecuencia de rotación máxima, tanto para motores de gasolina como diesel, no siendo así para la frecuencia de rotación mínima en movimiento estable, que se designa como $\omega_{\text{mín}}$.

La $\omega_{\text{mín}}$ no debe confundirse con la frecuencia de rotación en ralentí, para la cual no hay accionamiento sobre el pedal de suministro de combustible, mientras que para ésta si existe. Para garantizar el movimiento estable del vehículo, venciendo las resistencias existentes, es necesario que la frecuencia de rotación del motor: $\omega \geq \omega_{\text{mín}}$.

Del concepto de $\omega_{\text{mín}}$ se desprende el de velocidad mínima estable del vehículo en una marcha determinada ($v_{\text{mín}}$). Su determinación experimental se realiza bajo condiciones viales concretas,

preferiblemente en polígonos de ensayo, en los cuales el vehículo alcanza cierta velocidad mínima límite, por debajo de la cual su movimiento se torna inestable. En muchos casos, cuando se requiere conocer la velocidad mínima estable, y no es posible determinarla experimentalmente por razones de costo, recursos materiales y humanos o por la propia inexistencia física del vehículo, se hace necesario definir criterios, que posibiliten su determinación teórica.

La ω_{\min} en movimiento estable se alcanza, por la imposibilidad del motor de suministrar la potencia necesaria para el vencimiento de las resistencias al movimiento en condiciones de bajas frecuencias de rotación. En estas condiciones, se produce un empeoramiento de la calidad de formación de la mezcla y de las condiciones de lubricación, se incrementan las fugas y las pérdidas térmicas, entre otras. Tratar de determinar la ω_{\min} a partir de estas consideraciones, entraña desarrollar un análisis teórico muy complejo, en el que es preciso calcular un grupo importante de parámetros y realizar numerosas consideraciones, que hacen el cálculo muy engorroso y de una exactitud dudosa. Además con diferentes matices para las diferentes marchas. Por ello, el criterio que se defina debe permitir el cálculo de la ω_{\min} sobre la base de parámetros de uso común en cálculos de cualidades de explotación y que brinde resultados aceptablemente precisos para cálculos prácticos.

La búsqueda de criterios en la literatura, no arroja resultados satisfactorios, sólo Litvinov ^[108] plantea una ecuación para la determinación de la velocidad mínima en el movimiento estable, sin mostrar el desarrollo matemático que le da origen. La expresión brinda resultados aproximados en algunas marchas, pero en otras se diferencia significativamente de los resultados experimentales.

A partir de la denominada ecuación general del movimiento:
$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_{tx} - P_c - P_a}{\frac{G}{g} \cdot \delta_i}$$

y sustituyendo en ella: $P_{tx} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{ci}}$; $\eta_o = \chi - \frac{(2 + 0.09 \cdot v_{xi}) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot 10^{-3}}{M_{ex}}$; $P_c = G \cdot (\psi_o + k_f \cdot v_{xi}^2)$;

$P_a = K_{aer} \cdot v_{xi}^2$ y expresando M_{ex} en función de la velocidad de movimiento:

$$M_{ex} = M_{eN} \cdot \left[C_1 + C_2 \cdot \left(\frac{v_{xi}}{v_N} \right) - C_3 \cdot \left(\frac{v_{xi}}{v_N} \right)^2 \right] \quad (2.24)$$

donde: v_{xi} , v_{Ni} –velocidades que corresponden a las frecuencias de rotación ω_x y ω_N en una marcha determinada i , m/s

se obtiene una ecuación de la forma:
$$\frac{dv}{dt} = a \cdot v_{xi}^2 + b \cdot v_{xi} + c \quad (2.25)$$

$$a = \frac{g}{G \cdot \delta_i} \cdot \left(-\frac{M_{eN} \cdot C_3 \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci} \cdot v_N^2} - K_{aer} - k_f \cdot G \right); \quad b = \frac{b}{G \cdot \delta_i} \cdot \left(\frac{M_{eN} \cdot C_2 \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci} \cdot v_N} - 9 \cdot 10^{-5} \cdot G \right);$$

$$c = \frac{g}{G \cdot \delta_i} \cdot \left(\frac{M_{eN} \cdot C_1 \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci}} - 2 \cdot 10^{-3} \cdot G - G \cdot \psi_o \right)$$

En la figura 2.2 se representa la dependencia de la fuerza tractiva que se genera en las ruedas motrices contra velocidad de movimiento ($P_{tx} = f(v)$), en un vehículo en marcha superior, para dos posiciones del pedal de suministro de combustible (curvas 1 y 1').

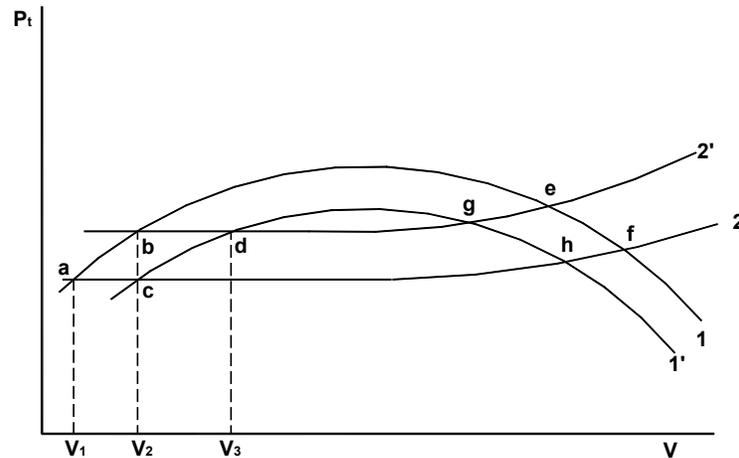


Figura 2.2 Dependencia $P_{tx} = f(V)$ para dos posiciones del pedal de suministro de combustible.

Se incluyen además, las curvas de resistencia sumaria al movimiento ($P_{t\ nec}$) para dos condiciones viales (2 y 2'). Suponiendo que 1 representa la dependencia $P_{tx} = f(v)$ en característica exterior, mientras 1' la representa en característica parcial.

Cuándo el motor trabaja en característica exterior (curva 1) y la resistencia sumaria al movimiento corresponde a la vía representada por la curva 2, la velocidad mínima de movimiento estable (v_1) se determina en la proyección de la intersección de ambas curvas (punto a) en el eje x. Menores velocidades no son admisibles, por cuanto las resistencias sumarias al movimiento son superiores a la fuerza tractiva que se puede generar en las ruedas motrices, a esa velocidad. Cuándo el motor trabaja en una característica parcial (1') con las mismas condiciones viales, la v_{\min} , definida por la proyección de la intersección de ambas curvas en c sobre el eje x, se incrementa a v_2 . Manteniendo el suministro de combustible constante, o sea, tanto para el caso 1 como para el 1', un incremento de la resistencia sumaria de 2 a 2', trae consigo un incremento de la v_{\min} , definida correspondientemente por las intersecciones b y d de la curva 2' con estas. De lo anterior se desprende, que la menor v_{\min} en una marcha, con determinadas condiciones viales, se alcanza en característica exterior.

Las proyecciones de las intersecciones de las curvas en e, f, g y h sobre el eje x, en la figura 2.2, definirían las velocidades máximas en características parciales y exteriores, para las respectivas condiciones determinadas por 2 y 2'; pero ello carece de interés a los efectos de determinar el rango de trabajo del motor en movimiento, pues aún en los puntos donde el trabajo del vehículo en vías horizontales resulta imposible, son de interés para valorar posibles velocidades de movimiento en pendientes descendentes con el motor embragado.

Partiendo de lo anterior, para determinar la v_{\min} , se podría igualar a cero la expresión 2.25, y después aplicar el discriminante. La dificultad radica en que no se conocen los valores de ψ que en cada

marcha son necesarios para determinarla, y al asumirlos pueden obtenerse, sobre todo en las marchas inferiores, diferencias significativas respecto a los valores reales. Una vez derivada la ecuación 2.25 e igualada a cero, se obtiene lo siguiente: $v_i = -\frac{b}{2} \cdot a$ (2.26)

Esta expresión 2.26 es la que plantea Litvinov, como criterio de determinación de la v_{\min} , por lo que se concluye que lo que se obtuvo en este caso, es el valor de velocidad que hace máxima la aceleración, que puede ser próximo al punto de v_{\min} , pero no es un criterio para definir la misma.

Partiendo de lo anterior, se propone un enfoque novedoso para la determinación teórica de la v_{\min} . La

$$\text{ecuación adimensional del movimiento plantea: } \frac{dv}{dt} = \frac{1}{\delta_i} \cdot (D - \psi) \quad (2.27)$$

$$\text{Siendo, el factor dinámico : } D = \frac{P_{tx} - P_a}{G} \quad (2.28)$$

En el punto en que la curva de $P_{t \text{ nec}}$ corta a la de P_{tx} , la aceleración es cero. Por tal razón: $D - \psi = 0$ o lo que es lo mismo: $D = \psi$. (2.29)

O sea, en un gráfico de D vs v , la ordenada indica también el valor de ψ (Fig. 2.3.a). A partir de datos experimentales de v_{\min} se pretende obtener una dependencia $\psi = f(v)$, de forma que $D(v) - \psi(v) = 0$ proporcione una ecuación en función de la velocidad, de donde pueda obtenerse la v_{\min} . Sustituyendo 2.28, 1.23, 1.2, 2.8 y 1.18 en 2.29 se obtiene:

$$\frac{\chi \cdot \left(M_{eN} \cdot C_1 + \frac{M_{eN} \cdot C_2}{v_N} \cdot v_{\min} - \frac{M_{eN} \cdot C_3}{v_N^2} \cdot v_{\min}^2 \right)}{G \cdot r_d \cdot i_{ci}} - (2 + 0.09 \cdot v_{\min}) \cdot 10^{-3} - \frac{K_{aer} \cdot v_{\min}^2}{G} = \psi_i \quad (2.30)$$

Con los valores experimentales de v_{\min} reportados en la literatura ^[30], especificados para diferentes vehículos en cada una de sus marchas, se sustituye en 2.30 y se determina para cada uno el valor de ψ_i . Con el conjunto de valores de ψ_i se encuentra la dependencia $\psi = f(v)$, que caracterizará la población de vehículos pesados de transmisión mecánica. En la Figura 2.3.b se muestra la

$$\text{dependencia } \psi = f(v): \text{ Modelo Recíproco: } \psi_i = \frac{1}{(3.7515 \cdot v + 0.4147)} \quad (2.31)$$

Sustituyendo 2.31 en 2.30 y agrupando, se obtiene finalmente la expresión para determinar v_{\min} :

$$a_v \cdot v_{\min}^3 + b_v \cdot v_{\min}^2 + c_v \cdot v_{\min} + d_v = 0 \quad (2.32)$$

$$a_v = -\frac{3.7515}{G} \cdot \left(\frac{M_{eN} \cdot C_3 \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci} \cdot v_N^2} + K_{aer} \right); \quad d_v = 0.4147 \cdot \left(\frac{M_{eN} \cdot C_1 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci}} - 2 \cdot 10^{-3} \right) - 1$$

$$b_v = 3.7515 \cdot \left(\frac{M_{eN} \cdot C_2 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot v_N} - 9 \cdot 10^{-5} \right) - \frac{0.4147}{G} \cdot \left(\frac{M_{eN} \cdot C_3 \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci} \cdot v_N^2} - K_{aer} \right);$$

$$c_v = 3.7515 \cdot \left(\frac{M_{eN} \cdot C_1 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci}} - 2 \cdot 10^{-3} \right) + 0.4147 \cdot \left(\frac{M_{eN} \cdot C_2 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot v_N} - 9 \cdot 10^{-5} \right);$$

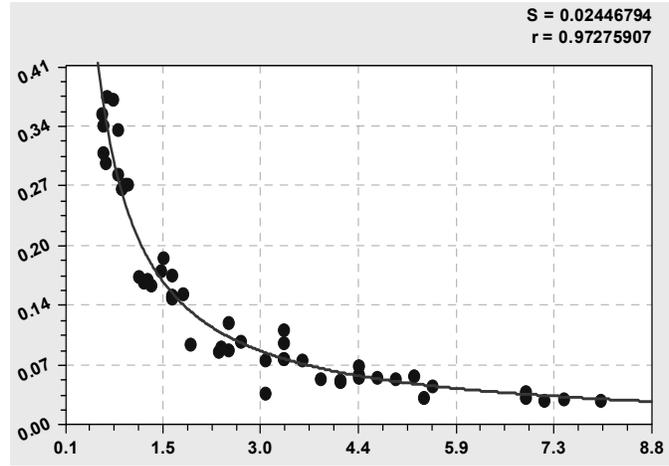
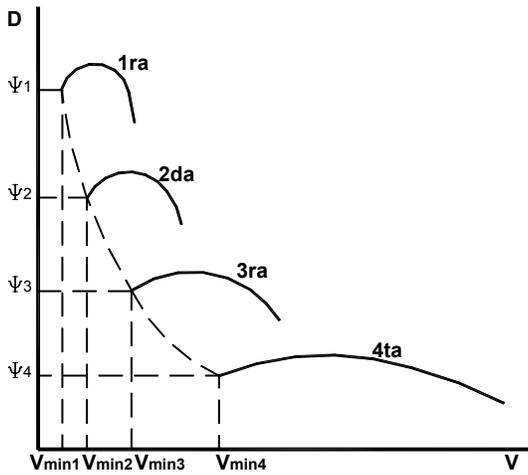


Fig. 2.3 Dependencia de $\psi = f(v)$: enfoque teórico (a) y determinación experimental (b).

2.2.4.- Criterio de determinación de la caída de velocidad durante el cambio de marcha.

La caída de velocidad Δv durante el cambio de marcha, es importante determinarla, porque informa acerca de la velocidad a la cual comenzará el trabajo en la marcha siguiente, la cual incide en la magnitud de parámetros significativos que se calculan en el ciclo de movimiento.

La determinación experimental de la caída de velocidad se dificulta por las siguientes razones: 1.- Hay necesidad de realizar la medición en un lapso muy pequeño de tiempo (alrededor de 2 segundos); 2.- Se hace difícil precisar los momentos de inicio y fin de la medición porque dependen de las holguras del embrague, del tipo y estado de sus superficies de fricción, de la carga que soporta el vehículo y de la velocidad de accionamiento del conductor; 3.- La ausencia de equipamiento complejo y muy específico, empeora la calidad de los resultados; y aún con equipamiento adecuado, cualquier error en tan pequeño intervalo tiene gran significación. Por último, su relativa importancia no justifica la inversión de recursos, para un resultado experimental que ya aparece en la literatura, realizado por instituciones prestigiosas ^[108].

Ilarionov ^[93] propone una expresión de cálculo aproximado de Δv , despreciando la resistencia aerodinámica y las pérdidas hidráulicas en la transmisión del automóvil:

$$\Delta v = \frac{\psi \cdot 9.81 \cdot \Delta t}{\delta_i} \approx 9.3 \cdot \psi \cdot t \quad (2.33)$$

Donde: Δt - es el intervalo de tiempo en que se realiza el cambio de marcha

En trabajos anteriores Padrón ^[140], estableció una expresión aproximada para el cálculo de Δv , pero sin considerar las resistencias hidráulicas en el sistema de transmisión durante el período de cambio

$$\text{de marcha: } \frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{-P_r - P_a}{\eta_o} \quad (2.34)$$

Para su validación Padrón ^[140] comparó sus resultados con los obtenidos experimentalmente por Litvinov ^[108] representados en la expresión 2.35, que si considera las pérdidas hidrodinámicas:

$$\frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dv}{dt} = -P_r - P_a - P_{fric} - K_b \cdot v \quad (2.35)$$

siendo: P_{fric} -Resistencia a la fricción en rodamientos, ruedas dentadas, batimiento del aceite, etc., a baja velocidad, N.

K_b -Constante que considera la resistencia hidrodinámica debido al batimiento del aceite, N.s/m.

La necesidad de definir otro criterio, para la determinación de la caída de velocidad en el cambio de marcha, se sustenta en que: 1).-En la expresión 2.33 no se considera ni la resistencia hidráulica ni la resistencia aerodinámica, por lo que si bien es simple, no es exacta; 2).-En la expresión 2.34, no hay un sustento teórico para la inclusión de la eficiencia mecánica, cual si estuviera funcionando normalmente el sistema de transmisión, en momentos en que predominan las pérdidas hidráulicas en el sistema, variables además con la velocidad de movimiento. Por otra parte, en la solución se asume el valor de la eficiencia, y se asume constante, lo cual introduce la posibilidad del error humano, en la apreciación de su magnitud; 3).-La expresión 2.35, si bien resultado de un trabajo experimental, tiene definido el coeficiente K_b para un grupo de vehículos, lo cual le resta universalidad.

El sustento de la nueva expresión propuesta es el siguiente: partiendo de 2.3, se puede plantear la

$$\text{expresión empírica para las pérdidas hidráulicas: } P_H = (2 + 0.09 \cdot v) \cdot G \cdot 10^{-3} \quad (2.36)$$

$$\text{Por lo que puede plantearse que: } -\left(\frac{G}{g} \cdot \delta_i + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r\right) \cdot \frac{dv}{dt} = (P_r + P_a + P_H) \quad (2.37)$$

Sustituyendo 1.16 (considerando la presencia del remolque), 1.18 y 2.36 en 2.37 y despejando, se obtiene la expresión buscada de Δv , que constituye un aporte del presente trabajo:

$$\Delta v = -\frac{\left((G + G_r) \cdot (\psi_o + 7 \cdot 10^{-6} \cdot v_{cmi}^2) + (k_{rem} \cdot K_{aer} \cdot v_{cmi}^2) + ((2 + 0.09 \cdot v_{cmi}^2) \cdot G \cdot 10^{-3})\right)}{G \cdot \delta_i + G_r \cdot \delta_r} \cdot \Delta t \cdot g$$

(2.38)

Donde: v_{cmi} –es la velocidad de cambio de marcha, en la marcha i; m/s;

k_{rem} – constante que tiene en cuenta el incremento de P_a con la existencia del remolque

Sin remolque $k_{rem} = 1$; con 1 remolque $k_{rem} = 1,25$; con dos remolques $k_{rem} = 1,44$.

$$\text{La velocidad inicial en la nueva marcha será: } v_{onm} = v_{cm} - \Delta v \quad (2.39)$$

2.2.5.- Criterios de selección del régimen de velocidad para el cambio de marcha.

Millo ^[122] y Padrón ^[140] proponen como criterio para el cambio de marcha, una frecuencia de rotación igual a $0,85 \cdot n_N$, semejante al utilizado por muchos conductores en vehículos con motores antiguos.

Dado que los motores han sufrido modificaciones en los últimos tiempos, entre ellas el acercamiento del punto de $g_{e \text{ mín}}$ al de $M_{e \text{ máx}}$, se considera adecuado utilizar como criterio un valor de frecuencia de rotación más próximo al punto de $M_{e \text{ máx}}$. Es decir, en cada marcha, realizar el cambio de marcha, cuando se alcance una velocidad igual a la correspondiente a la frecuencia de rotación a torque máximo más la caída de velocidad en el proceso de cambio:

$$v_{cmi} = v_{Mi} + \Delta v, \text{ siendo } v_{Mi} = \omega_M \cdot r_d \cdot i_{ci} \quad (2.40)$$

Esto ejercerá su influencia en la duración, en tiempo y espacio recorrido, de las diferentes etapas de trabajo en las diferentes marchas, reduciendo el tránsito del vehículo en las marchas inferiores y alargando el período de trabajo en la marcha superior, con su consiguiente incidencia en la reducción del consumo total en el período de impulso.

En correspondencia con este criterio de cambio de marcha, aplicable tanto para máximo suministro de combustible como para cargas parciales, la ecuación 2.38, de caída de velocidad durante el cambio de marcha, adquiere la forma: $a_{cm} \cdot \Delta v^2 + b_{cm} \cdot \Delta v + c_{cm} = 0$ (2.41)

$$a_{cm} = (G + G_r) \cdot k_f + k_{rem} \cdot K_{aer}$$

$$b_{cm} = 2 \cdot v_{Mi} \cdot ((G + G_r) \cdot k_f + k_{rem} \cdot K_{aer}) + G \cdot 9 \cdot 10^{-5} - \frac{G \cdot \delta_i + G_r \cdot \delta_r}{2 \cdot g}$$

$$c_{cm} = v_{Mi}^2 \cdot ((G + G_r) \cdot k_f + k_{rem} \cdot K_{aer}) + (G + G_r) \cdot \psi_o + G \cdot (2 \cdot 10^{-3} + 9 \cdot 10^{-5} \cdot v_{Mi})$$

$$v_{Mi} = \omega_M \cdot r_d \cdot i_{ci}$$

2.2.6.- Velocidad máxima para A_p y ψ_o determinados ($v_{Apmáx}$).

Como quiera que la composición y características técnicas de los vehículos son muy variables, es adecuado determinar en cada caso la posible velocidad de movimiento estable. Si bien en un inicio se ha definido, para cálculos preliminares, el que esta velocidad se establezca para un aprovechamiento de la potencia (A_p) y condiciones viales determinadas (ψ_o) en la marcha en cuestión, el modelo que se elabore, dentro del sistema de toma de decisiones, posibilitará determinar con que A_p se obtendrían los mejores indicadores técnico-económicos, en las condiciones promedios de la vía.

Esta condición se alcanza cuando: $A_p \cdot N_{ex} = N_{e nec} = \frac{P_{nec} \cdot v}{10^3 \cdot \eta_o}$ (2.42)

Sustituyendo 2.8 y 1.2 en 2.42, expresando el torque en función de la velocidad y representando, en correspondencia con las condiciones: $P_{nec} = P_c + P_a$; sustituyendo P_c por 1.16 y P_a por 1.18 y reagrupando en función de la velocidad, se obtiene una ecuación del tipo:

$$a_{Ap} \cdot v_{Apm\acute{a}x}^2 + b_{Ap} \cdot v_{Apm\acute{a}x} + c_{Ap} = 0 \quad (2.43)$$

$$a_{Ap} = \frac{\chi \cdot A_p \cdot M_{eN} \cdot C_3}{r_d \cdot i_{ci} \cdot V_N^2} + (G + G_r) \cdot k_f + k_{rem} \cdot K_{aer}; \quad b_{Ap} = \frac{\chi \cdot A_p \cdot M_{eN} \cdot C_2}{r_d \cdot i_{ci} \cdot V_N} + 0.09 \cdot G$$

$$c_{Ap} = (G + G_r) \cdot \psi_o - \frac{\chi \cdot A_p \cdot M_{eN} \cdot C_1}{r_d \cdot i_{ci}} - 2 \cdot G$$

2.3.- La Nueva Concepción de los Ciclos de Movimiento Teóricos.

Como se había expresado, Millo ^[122] y Padrón ^[140] proponen de forma novedosa, dos ciclos de movimiento teóricos: el ciclo básico y el ciclo específico, a los cuales se les realizó un análisis crítico en el Capítulo 1. Dado que ambos ciclos están vinculados en cuanto a sus fines y se diferencian en el procedimiento y las alternativas de solución, el autor de este trabajo propone una Concepción General para Solucionar Ciclos de Movimiento Teóricos, pudiéndose resolver tanto los ciclos con características básicas como específicas.

Varios factores hacen novedosa esta propuesta: 1- En esta concepción general, cuando en una fase de impulso se trata de alcanzar la velocidad crucero o de movimiento estable, es posible lograrlo con diferentes grados de aprovechamiento de la potencia; 2- Si bien la base de datos por excelencia de la caracterización vial, la constituye la determinación experimental del coeficiente de resistencia al camino, puede también trabajarse con otras bases de datos, como es en el caso del prototipo de ciclo específico ASTRO ^[125], que se apoya ^[111] en la información geográfica impresa ^[111]; 3- Cada prototipo de ciclo se construye con las expresiones que dependen de la secuencia correspondiente, seleccionada durante el trabajo con el algoritmo general de operaciones; 4- Permite su solución bajo diferentes estilos de conducción; 5- La incorporación del vencimiento dinámico de pendientes y el método de determinación del consumo de combustible total para cada etapa, son aspectos que establecen una diferencia respecto a las propuestas anteriores ^{[111][122][167]}; 6- El empleo del perfil de velocidad no es un medio, sino un fin en la solución de los ciclos; 7- En cualquier solución de los Ciclos están presentes los nuevos criterios y expresiones propuestas en esta investigación, lo cual lo diferencia con respecto a sus predecesores. Se debe aclarar, que también se utilizan expresiones propuestas por otros autores ^{[93][99][108][122][209]} que por sus resultados y fundamentación, no merecen ser criticadas. Como paso lógico, se establece un algoritmo o esquema general que permita solucionar los ciclos de movimiento teóricos.

2.3.1.- Algoritmo general de operaciones para Ciclos de Movimiento Teóricos.

En el algoritmo general de operaciones para los ciclos de movimiento teóricos (Ver Fig. 4, Anexo 2) se establecen las estrategias de conducción más probables que se derivan de la interacción vehículo-conductor-medio-vía. Esta guía lógica de operaciones, orientada además al diseño informático, contempla: 1- los regímenes de trabajo más usuales de los vehículos; 2- aspectos predeterminados: el estilo de conducción, la base de datos de los coeficientes de resistencia al camino y los parámetros

del vehículo a estudiar; 3- las condicionales y las alternativas para resolver la estrategia de conducción; y 4- la salida de datos que intervienen en el cálculo de indicadores. Siempre se parte de la etapa de impulso y se concluye con la detención del vehículo. La secuencia de ejecución de operaciones no se rige por El Ciclo Básico Modificado, el Ciclo Específico con Información Geográfica Impresa (IGI) y el Ciclo Específico con Base de Datos Experimental (BDE).

un esquema lineal, sino que se permite el trabajo en determinado lazo, por ejemplo, los lazos que se establecen durante el vencimiento dinámico de pendientes.

Con el fin de demostrar la efectividad de la nueva concepción general de los ciclos teóricos de movimiento y del empleo de los modelos matemáticos en los cuales se apoyan, se presentan a continuación tres variantes de solución del ciclo general. Estos son tres ciclos teóricos de movimiento, con características diferentes: El Ciclo Básico Modificado, el Ciclo Específico con Información Geográfica Impresa (IGI) y el Ciclo Específico con Base de Datos Experimental (BDE).

2.3.2.- El Ciclo Básico Modificado.

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

El Ciclo de Movimiento Básico ^[122] ^[140], en su concepción inicial, se caracterizaba por cuatro etapas bien definidas: a).-Impulso desde el reposo hasta la velocidad estable, con cambios de marcha hasta la superior, con máximo suministro de combustible; b).-Movimiento a velocidad estable en un recorrido de 1000m; c).-Proceso de frenado con deceleración intensa; d).-Trabajo en ralentí, en una porción del tiempo total del ciclo. (Figura 44, Anexo 1). Partiendo del análisis crítico realizado al mismo, se proponen, de forma novedosa, las siguientes modificaciones, que pueden solucionarse mediante el Ciclo General: 1).-Iniciar el ciclo, en el momento en que el vehículo alcanza la velocidad mínima estable en primera marcha (v_{min1}), o sea, suprimir la primera etapa de funcionamiento inestable, que va desde velocidad cero hasta v_{min1} ; 2).-Emplear otro criterio de cambio de marcha, buscando mejores indicadores en el proceso de impulso; 3).- Desarrollar el proceso de frenado en dos etapas: frenado con el motor hasta una determinada velocidad y frenado intenso con el motor desembragado; 4).- Determinar la caída de velocidad durante el cambio de marcha, mediante otro método, basado en el análisis dinámico, que considera el efecto en la eficiencia de las pérdidas hidráulicas en el sistema de transmisión; 5).-Introducir el concepto de eficiencia de la transmisión variable con la fórmula de ruedas, la velocidad, la carga y con la relación de transmisión conectada, tanto en el período de impulso como a velocidad estable; 6).-Introducir el concepto de eficiencia de la transmisión invertida durante el proceso de frenado; 7).-Emplear otro método para el cálculo del consumo en ralentí y durante el impulso; 8).-Proponer nuevos indicadores para valorar la efectividad del uso del combustible en las diferentes etapas de operación. Si bien el Ciclo Básico fue concebido

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

A continuación, se representa esquemáticamente el Ciclo Básico Modificado:

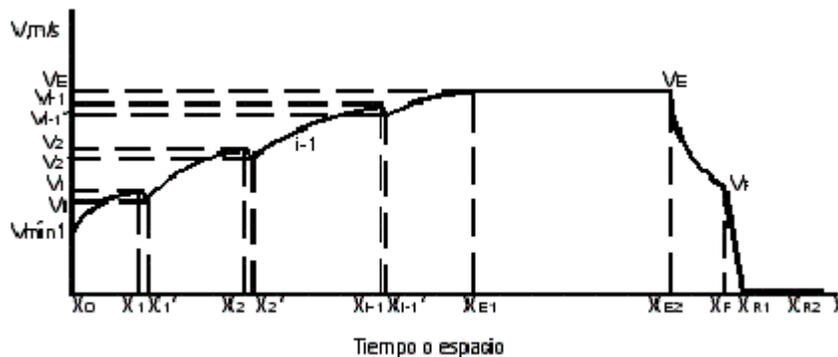


Figura 2.4 Perfil de velocidad del Ciclo Básico Modificado.

En la figura 3, del Anexo 2 se muestra el ambiente de trabajo del software SECDC ^[200], que simula el trabajo de los vehículos en el Ciclo Básico Modificado.

A diferencia de los ciclos de movimiento básico, los ciclos de movimiento específicos no son restringidos a un esquema de operación fijo, por lo que no cuentan con un grupo de ecuaciones establecidas permanentemente. Las distintas soluciones del Ciclo General de Movimiento que se establecen novedosamente con características de ciclo específico, parten de la adecuación de los modelos matemáticos del movimiento de los vehículos, ante condiciones viales determinadas, propias de la vía en estudio y con la dinámica de viaje que imponga, entre otros, el estilo de conducción establecido.

2.3.3.- El Ciclo de Movimiento Específico IGI.

Esta solución del Ciclo General de Movimiento, utiliza como base de datos la información geográfica impresa y como modela el trabajo de ómnibus interprovinciales (Ómnibus Mercedes Benz O 371 y el Yutong Bus ZK 6120 LA) en el destino Cienfuegos – Habana, vía Rodas, se denominó Ciclo ASTRO, pues dentro de esta misma variante de ciclo específico, se puede dar solución a diferentes vehículos en diferentes vías. En el ciclo ASTRO, este es el tráfico más frecuente de la ruta, y también es el mayor tráfico de la flota ASTRO Cienfuegos.

En la interacción vehículo-conductor-medio-vía, durante la solución de este ciclo, intervienen los datos de la caracterización vial de la ruta y el estilo de conducción de los chóferes de ómnibus. Este es un ciclo de movimiento sumamente complejo, porque en el se desarrollan casi todos los modelos, expresiones y criterios propuestos en el marco de esta investigación, que responden a distintos regímenes de trabajo.

Súmese además el hecho de que la ruta completa está compuesta por 14 tramos, con condiciones de movimiento: urbanas, de carretera y autopista (Figura 2.5). El desarrollo teórico de un tramo, implica

tomar en cuenta tantas expresiones matemáticas, como las que resuelven el Ciclo de Movimiento Básico Modificado.

Las expresiones matemáticas para determinar el tiempo y consumo en el ciclo ASTRO, como se había explicado, son adecuadas a las características del movimiento en los tramos de la ruta estudiada. De la solución de cada tramo depende el ciclo completo.

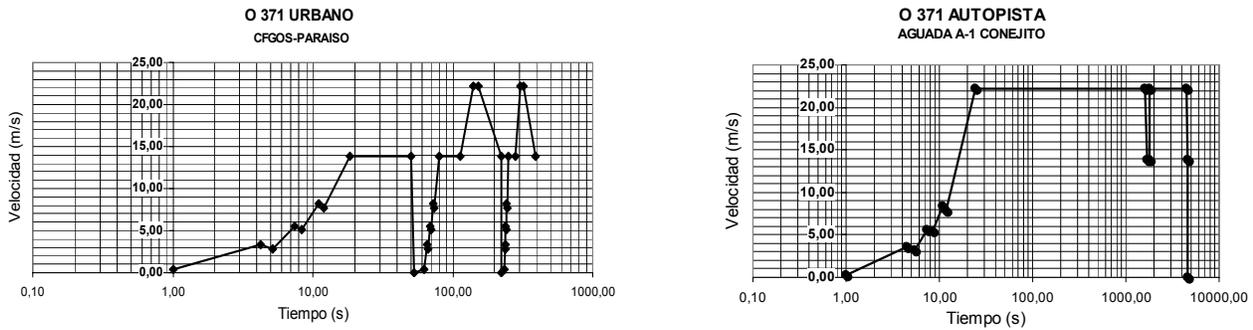


Figura 2. 5. Perfiles de velocidad del ciclo de movimiento ASTRO.

2.3.4.- Ciclo Específico BDE.

El Ciclo BDE, también es soluble mediante la Concepción General para Ciclos de Movimiento Teóricos. Este ciclo se diseñó para validar los modelos matemáticos, conjuntamente con el uso de la caracterización vial, obtenida por vía experimental a través del remolque para experimentos vehiculares de carretera (5ta rueda), diseñado y construido para tales fines, por esta razón se le identifica como Ciclo 5ta rueda.

El proceso de caracterización vial, se desarrolla a bajas velocidades, para obtener la base de datos del coeficiente de resistencia al camino (ψ_0). Con la base de datos y un estilo de conducción predeterminado, se da solución al ciclo de movimiento, obteniendo los parámetros de salida tiempo y consumo.

2.3.5.- Restricciones en la Solución de los Ciclos de Movimiento Teóricos.

Las restricciones fundamentales de los ciclos de movimiento se representan en la tabla 2.1

Tabla 2.1. Restricciones de los Ciclos de Movimiento.

Ciclo básico modificado	Ciclo específico igi	Ciclo específico bde
Inicio del movimiento con v_{\min}	Inicio del movimiento con v_{\min}	Inicio del movimiento con v_{\min}
Impulso con $a_p=1$	Impulso y movimiento con $a_p \leq 1$	Impulso y movimiento con $a_p \leq 1$
Condiciones viales predeterminadas y constantes	Caracterización vial por información geográfica impresa	Caracterización vial experimental
Frenado en 2 etapas predeterminadas	Modalidad de frenado variable, pero predeterminada	Modalidad de frenado variable, pero predeterminada
Se considera ω_{ralenti} durante el frenado con el motor	Se considera ω_{ralenti} durante el frenado con el motor	Se considera ω_{ralenti} durante el frenado con el motor
Velocidad estable predeterminada	Velocidad estable es la mínima entre la $v_{\text{apmáx}}$, la de código y la de tránsito.	Velocidad estable es la mínima entre la $v_{\text{apmáx}}$, la de código y la de tránsito.
Tiempo de cambio de marcha fijo		
Tiempo final de ralenti predeterminado		

2.3.6.- Solución teórica general de los Ciclos de Movimiento.

A continuación se presentan las ecuaciones que intervienen en la solución de cualquier tipo de ciclo de movimiento, ya sea básico o específico. No obstante, para la solución del Ciclo de Movimiento Básico Modificado, intervienen las condiciones que le dan fundamento, por tanto su adecuación se hace en base a lo establecido en el epígrafe 2.3.2 y 2.3.5.

La solución teórica de los ciclos de movimiento se desarrolla de la forma siguiente:

Determinación del tiempo transcurrido, espacio recorrido y consumo durante una etapa de impulso.

Partiendo de la condición más general del movimiento del vehículo (Ec. 1.24) se obtiene:

$$\frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dv}{dt} = P_{tx} - (P_a + P_c + P_{gan}) \quad (2.44)$$

Sustituyendo en la ecuación 2.44 las ecuaciones 1.18, 1.16, 1.22, 1.23, 2.7, 2.24 y agrupando en función de la velocidad, se llega a una expresión del tipo:

$$\left(\frac{G}{g} \cdot \delta_i + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r \right) \cdot \frac{dv}{dt} = a_{imp} \cdot v^2 + b_{imp} \cdot v + c_{imp} \quad (2.45)$$

$$a_{imp} = - \left(\frac{A_p \cdot M_{eN} \cdot \chi \cdot C_3}{r_d \cdot i_{ci} \cdot v_{Ni}^2} + 7 \cdot 10^{-6} \cdot (G + G_r) + K_{rem} \cdot K_{aer} \right); \quad b_{imp} = \left(\frac{A_p \cdot M_{eN} \cdot \chi \cdot C_2}{r_d \cdot i_{ci} \cdot v_{Ni}} - \frac{9 \cdot 10^{-5} \cdot G}{r_d \cdot i_{ci}} \right)$$

$$c_{imp} = \left(\frac{A_p \cdot M_{eN} \cdot \chi \cdot C_1}{r_d \cdot i_{ci}} - G \cdot \left(\psi_0 + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{r_d \cdot i_{ci}} \right) - G_r \cdot \psi_0 \right)$$

Integrando 2.45, se obtiene el tiempo transcurrido durante el impulso en la marcha i, Δt_{impi} :

$$t_{cmi} - t_{omi} = \Delta t_{impi} = \left(\frac{G}{g} \cdot \delta_i + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r \right) \int_{v_{omi}}^{v_{cmi}} \frac{dv}{a_{imp} \cdot v^2 + b_{imp} \cdot v + c_{imp}} \quad (2.46)$$

t_{omi} , t_{cmi} –son los tiempos de inicio y fin del trabajo, respectivamente, en la marcha i, s

v_{omi} , v_{cmi} –son las velocidades de inicio y fin del movimiento, respectivamente, en la marcha i, m/s

Según los métodos del cálculo integral, 2.46 se resuelve así:

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

$$\Delta t_{impi} = \left(\frac{G}{g} \cdot \delta_i + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r \right) \cdot \left[\frac{2}{\sqrt{4 \cdot a_{imp} \cdot c_{imp} - b_{imp}^2}} \cdot \arctg \left(\frac{2 \cdot a_{imp} \cdot v + b_{imp}}{\sqrt{4 \cdot a_{imp} \cdot c_{imp} - b_{imp}^2}} \right) \right]_{v_{omi}}^{v_{cmi}} \quad (2.47)$$

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

$$\Delta t_{impi} = \left(\frac{G}{g} \cdot \delta_i + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r \right) \cdot \left[\frac{1}{\sqrt{b_{imp}^2 - 4 \cdot a_{imp} \cdot c_{imp}}} \cdot \ln \left(\frac{2 \cdot a_{imp} \cdot v + b_{imp} - \sqrt{b_{imp}^2 - 4 \cdot a_{imp} \cdot c_{imp}}}{2 \cdot a_{imp} \cdot v + b_{imp} + \sqrt{b_{imp}^2 - 4 \cdot a_{imp} \cdot c_{imp}}} \right) \right]_{v_{omi}}^{v_{cmi}} \quad (2.48)$$

En el caso del logaritmo debe tomarse el valor absoluto.

El desarrollo anterior tuvo como objetivo la determinación teórica del tiempo transcurrido durante una etapa de impulso. Para la determinación del espacio recorrido en cualquier ciclo, pero en este caso en el Ciclo Básico Modificado, puesto que en los Ciclos Específicos el espacio forma parte de la base de datos, se procede de la siguiente forma:

Siendo iguales los límites de integración que para la valoración del tiempo y partiendo de la expresión 2.45, se multiplica esta por ds/ds . Haciendo las transformaciones necesarias, se llega a:

$$ds = \frac{\left(\frac{G}{g} \cdot \delta_i + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r\right) \cdot v \cdot dv}{a_{imp} \cdot v^2 + b_{imp} \cdot v + c_{imp}}, \therefore s_{imp} = \left(\frac{G}{g} \cdot \delta_i + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r\right) \cdot \int_{v_{omi}}^{v_{cmi}} \frac{v \cdot dv}{a_{imp} \cdot v^2 + b_{imp} \cdot v + c_{imp}} \quad (2.49)$$

Esta ecuación se resuelve dando una solución del tipo:

$$\Delta s_{imp} = \frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \left[\frac{1}{a_{imp}} \cdot \ln |a_{imp} \cdot v^2 + b_{imp} \cdot v + c_{imp}| \Big|_{v_{omi}}^{v_{cmi}} - \frac{b_{imp}}{2 \cdot a_{imp}} \cdot \int_{v_{omi}}^{v_{cmi}} \frac{dv}{a_{imp} \cdot v^2 + b_{imp} \cdot v + c_{imp}} \right] \quad (2.50)$$

Esta última integral, es la misma que la que aparece en Ec. 2.46. Los coeficientes que afectan la velocidad, es decir, a_{imp} , b_{imp} y c_{imp} , son iguales a los que se emplean para calcular el tiempo.

El consumo durante el impulso, con máximo suministro de combustible ($A_p=1$), se determina a través

$$\text{de la ecuación de gasto horario: } G_t = g_e \cdot N_{ex} = \frac{g_e \cdot P_{tx} \cdot v}{10^3 \cdot \eta_o} \quad (\text{g/h}) \quad (2.51)$$

Sustituyendo las expresiones 1.3, 1.23, 2.7 y 2.21 en la expresión 2.51, el consumo horario queda en función de la velocidad en el instante analizado. Para cargas parciales ($A_p < 1$) el consumo de

$$\text{combustible se determina por: } G_t = g_e \cdot A_p \cdot N_{ex} = \frac{g_e \cdot A_p \cdot P_{tx} \cdot v}{10^3 \cdot \eta_o} \quad (2.52)$$

En este caso, la solución es semejante, pero g_e se determina por la expresión 1.36, en lugar de la 1.3 para $A_p=1$. En ambos casos, como quiera que la velocidad varía con el tiempo, al final se obtiene un juego de datos de velocidad y consumo horario respecto al tiempo. Para poder determinar el consumo en el intervalo se emplea la siguiente solución:

1. Se evalúa la expresión 2.51 ó 2.52 para diferentes valores de velocidad y se construye una tabla con el juego de datos: v vs. G_t .
2. Se incorpora otra columna con el tiempo correspondiente al intervalo de velocidades analizado.
3. Por último, se emplea un método de integración numérica para determinar el área bajo la curva de t vs. G_t , que no es más que la masa de combustible consumida en este intervalo, que toma en consideración la marcha conectada.

Aplicando el método de los trapecios:

$$\int_{t_{cmi}}^{t_{omi}} G_t \cdot dt \cong \frac{h}{2} \cdot (G_{ta} + 2 \cdot G_{tb} + 2 \cdot G_{tc} + 2 \cdot G_{td} + \dots + G_{tn}) = q_g \quad (\text{kg}) \quad (2.53)$$

Donde: $h = \frac{t_{omi} - t_{cmi}}{n_i}$, n_i : número de intervalos y q_g no es más que el área bajo la curva.

Obteniendo el equivalente de la masa de combustible en litros, para la marcha en cuestión, según:

$$q_i = \frac{q_g}{\rho} \quad (2.54)$$

Tiempo transcurrido, espacio recorrido y consumo durante el movimiento estable a velocidad crucero:

Como quiera que se trata de un movimiento uniforme ($v_E = \text{constante}$), que se desarrolla durante un recorrido determinado Δs_{vE} , el tiempo es: $\Delta t_{vE} = \frac{\Delta s_{vE}}{v_E}$ (2.55)

El gasto horario: $G_t = g_e \cdot N_{e \text{ nec}}$. El consumo específico en característica parcial: $g_e = g_{eN} \cdot K_A \cdot K_n$

K_A se calcula, según sea el motor de gasolina o diesel, por las expresiones 1.37 y 1.38. K_n , se calcula por la expresión 1.39, pudiendo sustituirse en la misma, la relación entre las frecuencias de rotación por las relaciones entre las velocidades: (v_E/v_N).

En el ciclo general la velocidad crucero es conceptualmente: $v_E = \text{Min}(v_{\text{máx}}, v_{\text{reg}}, v_{\text{cod}})$ (2.56)

Siendo: $v_{\text{máx}}$, v_{cod} y v_{reg} , las velocidades en función de determinado grado de aprovechamiento de la potencia, de código de vialidad y tránsito para el tipo de vehículo y la establecida según regulaciones de tránsito en la vía, respectivamente, m/s.

La potencia que se demanda del motor a la velocidad v_E es:

$$N_{e \text{ nec}} = \frac{(P_a + P_c + P_{gan}) \cdot v_E}{10^3 \cdot \eta_o} \quad (2.57)$$

Para hallar el consumo en la etapa, en litros: $q_{vE} = G_t \cdot \rho \cdot \Delta t_{vE}$, o sea, se computa para el tiempo transcurrido en ese intervalo que se calcula en la Ec. 2.55.

Tiempo transcurrido, espacio recorrido y consumo durante el frenado con el motor.

Sustituyendo en 2.20 las expresiones 2.9, 2.10, 2.17 y despejando en función del tiempo se encuentra:

$$dt = \frac{\delta_f \cdot dv}{g \cdot \left[\frac{\left(\frac{V_h \cdot a_M - b_M}{r_d \cdot i_{cms} \cdot \eta_{inv}} \right) + P_a}{G} + \psi \right]} \quad (2.58)$$

Cuando se integra la expresión 2.58 entre los límites que van desde la velocidad en movimiento estable y la velocidad correspondiente al fin de la etapa de frenado con el motor, es computado el

tiempo según: $\Delta t_{fren} = \frac{\delta_f}{g} \int_{v_{f0}}^{v_{f}} \frac{dv}{(a_{fren} \cdot v^2 + b_{fren} \cdot v + c_{fren})}$ (2.59)

$$v_{fo}, v_{ff} \text{ Velocidad de movimiento al inicio y final del frenado con el motor, respectivamente, m/s}$$

$$a_{fren} = 9.806 \cdot (K_{aer} \cdot K_{rem} / G) \cdot v^2; \quad b_{fren} = 9.806 \cdot 10^{-6} \cdot (a_M \cdot V_h - b_M) / (V_h \cdot (a_M \cdot \omega_x - b_M))$$

$$c_{fren} = - \frac{(200 \cdot i_{ci} \cdot r_d \cdot (500 \cdot a_M \cdot \omega_x \cdot (b_M \cdot V_h - G \cdot i_{ci} \cdot \psi_0 \cdot r_d)) - b_M \cdot (500 \cdot b_M \cdot V_h - G \cdot i_{ci} \cdot r_d \cdot (500 \cdot \psi_0 + 1)))}{(5 \cdot 10^7 \cdot G \cdot i_{ci}^2 \cdot r_d^2 \cdot (a_M \cdot \omega_x - b_M))}$$

Con la finalidad de obtener el espacio recorrido en el Ciclo Básico Modificado, se multiplica en la

$$\text{expresión 2.58, ambos miembros por } ds/ds: ds = \frac{v \cdot \delta_f \cdot dv}{g \cdot \left[\frac{\left(\frac{V_h \cdot a_M - b_M}{r_d \cdot i_{cms} \cdot \eta_{inv}} \right) + P_a}{G} + \psi \right]} \quad (2.60)$$

Cuando se integra la expresión 2.60, entre la velocidad en movimiento estable y la correspondiente al fin de la etapa de frenado con el motor, es calculado el espacio recorrido según:

$$\Delta s_{fren} = \int_{V_F}^{V_e} \frac{v \cdot \delta_f \cdot dv}{g \cdot \left[\frac{\left(\frac{V_h \cdot a_M - b_M}{r_d \cdot i_{cms} \cdot \eta_{inv}} \right) + P_a}{G} + \psi \right]} \quad (2.61)$$

Aquí también, tanto η_{inv} como P_a , quedarán en función de la velocidad. Se debe recordar que los valores de $a_{fren}, b_{fren}, c_{fren}$ son los mismos que los declarados en la expresión 2.59.

Para la determinación del consumo en este período se asume que el motor trabaja en ralentí, dado que está siendo alimentado sin que se actúe sobre el pedal de suministro de combustible. El consumo específico es por tanto: $g_e = g_{eN} \cdot K_{\bar{A}} \cdot K_n$.

En ralentí, la frecuencia de rotación es: $\omega_x = \omega_{ral}$ y la potencia que se demanda en el motor (N_{mec}), es la que se pierde por fricción en los mecanismos: $N_{mec} = N_{roz} + N_{ma} + N_{gas} + N_{comp}$

N_{roz} -Potencia perdida por rozamiento entre partes conjugadas

N_{ma} -Potencia consumida en mecanismos auxiliares

N_{gas} -Potencia consumida durante el intercambio de gases

N_{comp} -Potencia consumida en el compresor

$$\text{La potencia } N_{mec} \text{ puede determinarse a partir de }^{[99]}: N_{mec} = \frac{p_{me} \cdot V_h \cdot n}{300 \cdot \tau} \quad (2.62)$$

p_{me} - Presión media referida a las pérdidas mecánicas; bar

V_h -Cilindrada total; dm^3

n -Frecuencia de rotación del cigüeñal; rpm

τ -Número de tiempos del motor

En cuanto al valor de p_{me} , queda definido según la expresión experimental ^[99]:

Gasolina $p_{me} \approx 0.45 + 0.145 \cdot V_p$

Diesel $p_{me} \approx 1.05 + (0.12 \div 0.138) \cdot V_p$

Donde, V_p es la velocidad media del pistón: $V_p = \frac{S \cdot n}{30}$, y S es la carrera del pistón (m). Así, se está en condiciones de calcular los coeficientes K_A y K_n , para luego determinar el consumo específico (g_e). En fin, el consumo en la etapa será: $q_{gral} = g_e \cdot N_{nec} \cdot t_{ral}$ (g). (2.63)

De ser necesario incluir una etapa adicional donde el vehículo no este moviéndose y permanezca con el motor trabajando durante un tiempo t_{ral} , el cálculo del consumo queda sujeto al procedimiento anterior.

Tiempo transcurrido, espacio recorrido y consumo durante el frenado intenso:

Si se considera una eficiencia de frenado (η_f) de 100 %, o sea: $\eta_f = \frac{dv/dt}{\mu \cdot g} = 1$ (2.64)

Entonces: $\frac{dv}{dt} = \mu \cdot g = cte$. En tales circunstancias el tiempo de frenado intenso es:

$$\Delta t_{fin} = \frac{v_F \cdot dt}{dv}, \text{ dado que la velocidad final es cero. Por lo tanto: } \Delta t_{fin} = \frac{v_F}{\mu \cdot g} \quad (2.65)$$

El espacio mínimo de frenado (Δs_{fin}), se puede obtener mediante la suma de las fuerzas que actúan sobre el vehículo en la condición de frenado. Según Wong ^[209] puede calcularse, como:

$$\Delta s_{fin} = \frac{G}{2 \cdot g \cdot K_{aer}} \cdot \ln \left[1 + \frac{P_a \cdot v_F}{\mu \cdot G + P_c} \right] \quad (2.66)$$

Para el consumo para el régimen de frenado intenso se toman las mismas consideraciones que para el régimen de frenado con el motor, por tanto se calcula igual.

Tiempo transcurrido, espacio recorrido y consumo durante los cambios de marchas:

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} , por tanto, para el Ciclo Básico Modificado:

$$s_{cm} = v_{cmi} \cdot t_{cm} - \left(\frac{P_a + P_r}{2 \cdot \delta_{iD} \cdot G/g \cdot \eta_{inv}} \cdot t_{cm}^2 \right) \quad (2.67)$$

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. Para el consumo para el cambio de marcha se toman las mismas consideraciones que para el régimen de frenado con el motor, por tanto se calcula igual.

Tiempo, espacio y consumo total en el ciclo.

El tiempo total durante el trabajo en el ciclo t_{ciclo} es la sumatoria del tiempo de cada una de sus etapas: $t_{ciclo} = \sum \Delta t_{impi} + \sum \Delta t_{vE} + \sum \Delta t_{fren} + \sum \Delta t_{fin} + \sum t_{cm} + \sum t_{ral}$ (2.68)

Se procede similarmente para el espacio total recorrido, o sea, sumando cada uno de los espacios recorridos por etapa del ciclo. Para el caso del consumo la expresión queda de la siguiente forma:

$$q_{ciclo} = \sum q_i + \sum q_{vE} + \sum q_{ral} \quad (2.69)$$

Como fue explicado previamente el cálculo del consumo de combustible en las etapas de cambios de marchas, frenado con el motor e intenso y ralenti, se efectúa con las consideraciones pertinentes, en la expresión 2.63.

Los valores resultantes para las dimensiones tiempo, espacio y consumo son indicadores de cada ciclo en particular, no obstante, para fines de comparación y selección se formulan indicadores que integran varias dimensiones.

2.4.- Propuesta de indicadores para la evaluación vehicular.

2.4.1.- Indicador de Consumo.

Como se expresó en el epígrafe 1.3, los actuales indicadores de consumo no cubren las expectativas, por su carácter no integral. Aún en el caso del consumo recorrido específico (expresión 1.33 y 1.35), mucho más abarcador para vehículos de carga, contempla la carga útil y distancia recorrida, pero no ofrece criterio acerca del tiempo en que transcurre el movimiento.

Si se considera el tiempo en que la carga es transportada en el recorrido previsto, se puede ahora expresar el denominador en función de la velocidad técnica ($v_{técn}$), por tanto, se evalúa el consumo en función del rendimiento (W_h). Este indicador se denominará consumo unitario, y se designa por Q_{Wh} :

$$Q_{Wh} = \frac{g_{ex} \cdot N_{enec} \cdot t_{técn}}{3600 \cdot \rho \cdot v_{técn} \cdot M_c} \quad \left(\frac{l \cdot h}{t \cdot km} \right) \quad (2.70)$$

La velocidad técnica se determina por:
$$v_{técn} = \frac{\sum S}{\sum t_{mov} + t_{paradas}} = \frac{\sum S}{t_{técn}} \quad (2.71)$$

$\sum S$ - es la suma de los recorridos del vehículo, en km

$\sum t_{mov} + t_{paradas} = t_{técn}$ - tiempo técnico, es la suma de los tiempos de movimiento y en paradas con el motor funcionando, en h

Este indicador, guarda mayor correspondencia con los costos unitarios de transportación, al estar vinculado al rendimiento, y alcanzar sus valores mínimos, a mayores valores de velocidad.

2.4.2.- Indicadores que valoran el aprovechamiento de la energía en las etapas de trabajo del vehículo.

Se propone el **Coficiente de efectividad del trabajo del automóvil (CETA)**, para valorar el aprovechamiento de la energía química del combustible en función del incremento de la energía cinética de la masa de la carga, en el período de impulso, con cambios de marcha hasta una

velocidad determinada.
$$CETA = \frac{0.5 \cdot M_c \cdot (v_E - v_{min})^2}{q_{imp} \cdot \rho \cdot H_u} \quad (2.72)$$

Este coeficiente posibilita evaluar, desde otro ángulo, el consumo durante el impulso, por su alta significación en el consumo general del vehículo. Es de gran significación para el Ciclo Básico Modificado, y útil en los ciclos de movimiento específicos.

Con criterios afines, se puede valorar cuanto del combustible empleado en condiciones de frenado con el motor (régimen a cargas parciales) realiza trabajo de frenado sobre toda la masa del vehículo, en un rango determinado de velocidad. De este modo, es obtenido el **Coefficiente de Aprovechamiento de las fuerzas no conservativas del motor en el Frenado (CAF)**:

$$C.A.F. = \frac{0.5 \cdot M \cdot (v_{f_o} - v_{f_f})^2}{q_{fren.motor} \cdot \rho \cdot H_u} \quad (2.73)$$

Donde: M -Masa total del vehículo, kg

$q_{fren.motor}$ -Combustible consumido durante el frenado con el motor, dm^3 (l)

Bajo similares consideraciones, se relaciona la potencia que se necesita en las ruedas para vencer las resistencias que surgen en el movimiento estable, en las cuales está implicada la carga útil, y referirla al consumo horario de combustible en esas condiciones de movimiento, obteniéndose el **Coefficiente de Efectividad del Trabajo en Velocidad Estable (C. E. T. V)**:

$$C.E.T.V. = \frac{(P_a + P_c) \cdot v_E}{q \cdot \rho \cdot H_u \cdot \Delta t_{v_E}}$$

(2.74)

Estos coeficientes son útiles para cualquier tipo de ciclo y como se calculan a través de estos, quedan fundamentados bajo los nuevos modelos y criterios propuestos. Pero el alcance, de tales modelos y criterios no se restringen solo a los ciclos teóricos de movimiento, es por eso que pueden utilizarse en la actualización de los indicadores clásicos ^{[115] [122]} de la fuente energética-sistema de transmisión y en la fundamentación de su indicador integral:

2.4.3.- Coeficiente Integral del Sistema de Transmisión (CISTA).

El Coeficiente Integral del Sistema de Transmisión, integra los tres indicadores que evalúan la relación fuente energética-sistema de transmisión. Este indicador se define por la siguiente expresión:

$$CISTA = \frac{S_a + S_o + S_e}{3} \quad (2.75)$$

En la medida que CISTA, se aproxime a 100%, mejor será la interrelación entre la fuente energética y el sistema de transmisión, y por tanto, las cualidades dinámicas del vehículo.

2.5.- Conclusiones Parciales.

1. El criterio para valorar la eficiencia de la transmisión en los procesos de impulso y velocidad constante, posibilita su determinación sobre bases técnicas, considerando la marcha conectada, la formula de ruedas, la incidencia de la carga actuante y la velocidad de movimiento sobre el sistema. Tiende a eliminar las imprecisiones que se producen al asumir sus valores y pone a disposición de los profesionales un método más simple, exacto y asequible, que a través de sus

tablas posibilita su determinación sin necesidad de hacer uso de los esquemas cinemáticos del sistema de transmisión del vehículo.

2. El criterio de eficiencia invertida, utilizada en los procesos de frenado con el motor y cambio de marcha, considera igualmente las condiciones específicas en que se desarrollan estas etapas del movimiento, y tiende a evitar imprecisiones, aún mayores, que se cometen cuando se asumen los valores de eficiencia en estos períodos.
3. La definición de un criterio para el establecimiento de la velocidad mínima estable, constituye una novedad, está fundamentado técnicamente y evita asumir su valor sobre la base de la experiencia.
4. Se propusieron nuevos criterios para determinar la velocidad de cambio de marcha y la caída de velocidad durante el mismo.
5. Queda formulada una nueva concepción para solucionar los ciclos teóricos de movimiento, que difiere de la mayoría de los ciclos utilizados internacionalmente, contempla: distintos estilos de conducción, diferentes alternativas de solución ante variaciones de las condiciones viales, puede trabajar con bases de datos de caracterización vial obtenidas por varias fuentes y constituye la base de investigaciones futuras orientadas hacia la optimización de parámetros.
6. El Ciclo de Movimiento Básico Modificado, emerge como alternativa para obtener criterios acerca de los indicadores dinámicos y de consumo de uno o varios vehículos, cuando no se poseen los datos de los coeficientes de resistencia al camino de las vías, adecuándose convenientemente a las condiciones de funcionamiento y operación del vehículo.
7. El Ciclo de Movimiento Específico, en sus dos variantes, modela la operación y funcionamiento y evalúa el desempeño de los vehículos en determinada ruta. La evaluación se complementa a través de indicadores dinámicos y de consumo, de diferente tipo.
8. El CETA es un indicador que caracteriza el grado de aprovechamiento de la energía del combustible en una etapa significativa de movimiento del vehículo.
9. El CETV es un indicador adecuado para valorar el movimiento del vehículo en autopistas y carreteras principales, donde prima el movimiento a velocidad constante.
10. El CAF es un indicador adecuado para valorar el trabajo del vehículo en condiciones urbanas o de montaña.
11. CISTA resulta ser un indicador integrador, que muestra la influencia combinada de varios factores dinámicos en la relación fuente energética-sistema de transmisión.
12. El consumo unitario es un indicador más integral que los tradicionales pues está vinculado al rendimiento del proceso de transportación y a los costos unitarios del mismo.

CAPÍTULO 3. EXPERIMENTOS, MATERIALES Y MÉTODOS, SISTEMA DE MEDICIÓN.

3.1.-Introducción.

En este capítulo se presenta el diseño de los experimentos, los materiales y métodos, y procedimientos llevados a cabo para validar los ciclos teóricos de movimiento: Ciclo Básico Modificado, Ciclo ASTRO y Ciclo 5ta rueda. Igualmente se presenta el diseño del Sistema de medición del coeficiente de resistencia al camino, para el cual se establecen una serie de ensayos con vistas a la determinación de sus cualidades estáticas y dinámicas.

3.2.-Experimentos vehiculares del Ciclo de Movimiento Básico Modificado.

Para validar los modelos matemáticos del Ciclo de Movimiento Básico Modificado, se desarrollan tres experimentos, en sus modalidades de banco y carretera, que valoran todas las etapas del mismo, y que posibilitan comparar los resultados teóricos del ciclo con los experimentales. Como quiera, que se pretende validar los modelos del Ciclo Básico, y en éste se puede trabajar sin remolques, no existen diferencias sustanciales al aplicarlo para vehículos ligeros o pesados (salvo la diferencia lógica en coeficientes, parámetros y resultados) mucho menos cuando sean vehículos de gasolina con motores convencionales (carburación). Por tal razón, y por motivos de disponibilidad, se emplean en su validación estos tipos de vehículos.

3.2.1.-Operaciones Comunes:

Para el desarrollo de los tres experimentos que se describirán a continuación se realizaron las siguientes operaciones comunes:

- Selección del vehículo con que se realizarán los experimentos de banco y carretera, a fin de validar el ciclo teórico con sus datos técnicos y del conductor que participará en todas las pruebas de carretera.
- Selección de un tramo de vía recto, en buen estado, lo más horizontal posible, de longitud tal que posibilite hacer las operaciones previstas en las pruebas de carretera y con condiciones favorables de tráfico.
- Selección de un horario fijo para el desarrollo de las pruebas, de manera que garantice condiciones de tráfico y ambientales, semejantes y favorables.
- Regulación de los parámetros del motor, incluyendo la comprobación de la frecuencia de rotación en ralentí.
- Regulación de parámetros del vehículo y preparación para la puesta en marcha.
- Puesta en marcha y calentamiento del motor hasta temperatura de trabajo y funcionamiento estable.
- Medición de los parámetros ambientales (temperatura, humedad y presión) y la densidad del combustible.

3.2.2.-Experimentos con características de ensayos de banco.

Prueba No.1: Medición del consumo de combustible en ralentí.

Objetivo de la prueba.

Determinar el consumo de combustible en ralentí en condiciones de banco (sobre el vehículo estático), para validar las ecuaciones de determinación del consumo de combustible en este régimen de trabajo, que se utilizan, tanto en los cambios de marcha, en el frenado intenso con el motor desembragado, como en la etapa final del ciclo.

II- Materiales y métodos.

La prueba se realiza con un medidor volumétrico de vasos comunicantes, de tres columnas y una válvula de tres vías, que posibilita: 1- alimentar el motor directamente del tanque del vehículo; 2- llenar el medidor de tres columnas, manteniendo el suministro al motor y 3- alimentar el motor sólo desde el equipo, para la medición. El medidor se conecta entre el tanque y la bomba de alimentación. Se calcula el coeficiente de variación para un grupo de ensayos de consumo de combustible, lo cual determina que el número de corridas necesarias debe ser mayor que 5, para un nivel de confianza del 95% y para un error del 5%. Por tanto se efectúan 7 repeticiones.

Una vez estabilizado el funcionamiento del motor, se lleva al régimen de ralentí y se realiza la medición del consumo durante dos minutos, se corta el suministro de combustible y se registra la diferencia de altura del combustible en el vaso graduado. El volumen de combustible consumido queda en función de la diferencia de altura, pues el medidor ha sido previamente aforado.

Esta prueba se realiza en 4 vehículos ligeros diferentes: Lada 2107, 2106, Gaz 24 y Mosvitch 2140.

Control de las variables durante las pruebas de banco.

La densidad del combustible empleado es $752,846 \pm 5,827 \text{ kg/m}^3$ (95% de confianza).

Para la temperatura ambiente (T_o) y la humedad relativa (H_r) que fueron medidas antes y después de la ejecución de estos experimentos, no existen diferencias significativas para un nivel de significación $\alpha=0,05$; estableciéndose sus valores en: $T_o=28,5 \pm 1^\circ\text{C}$ y $H_r=60,2 \pm 2\%$ (95% de confianza).

Dado que la presión atmosférica durante las pruebas es más estable que las otras variables atmosféricas, es que siempre se toma el valor de presión atmosférica emitido en la estación meteorológica local en el momento más cercano a la ejecución de los ensayos. Esto se debe a la relativa corta duración del periodo de pruebas vehiculares y a que la magnitud de presión, varía más con la altura sobre el nivel del mar, que con la distancia entre regiones muy cercanas.

Tabla 3.1. Instrumentos y errores en los ensayos de banco.

Temperatura	Termómetro digital	$\pm 0,01^\circ\text{C}$
Humedad relativa	Higrómetro	$\pm 3\%$
Densidad	Balanza de Westphal	$\pm 0,05 \text{ kg/m}^3$
Consumo	Medidor de vasos comunicantes	$\pm 0,001 \text{ dm}^3$
Frecuencia de rotación	Tacómetro electrónico	$\pm 0,5 \text{ 1/min}$
Tiempo	Cronómetro mecánico	$\pm 0,2\text{s}$

3.2.3.-Experimentos con características de ensayos de carretera.

Aspectos que son comunes en el desarrollo de los experimentos de carretera.

Determinación del número de corridas necesarias en los experimentos de carretera.

Se selecciona como vía la circunvalación, en el tramo comprendido entre la carretera de Caonao y la de Rancho Luna. Es una vía amplia, de poco tráfico, con un tramo de 1km que reúne las características exigidas. Las pruebas se realizan en un Lada 2106. Se realiza un número de corridas iniciales para las variables objeto de medición en los experimentos de carretera, se calcula el valor del coeficiente de variación de cada una y a partir de estos se calcula el número de repeticiones necesarias para un nivel de confianza del 95% y para un error correspondiente con el tipo de investigación, que es de 5% para todas las variables. Como el consumo de combustible es la variable con mayor varianza, dentro de las estudiadas, es que el número de corridas a efectuar se rige por éste, debido a que todas las variables se miden al unísono en los experimentos de carretera. Dado que el número de corridas necesarias en el consumo es mayor que 5, se realizan 7 repeticiones en las pruebas de carretera.

Control de las variables durante las pruebas de carretera.

La densidad del combustible empleado es la misma que la del experimento anterior.

Para la temperatura ambiente y la humedad relativa que fueron medidas antes y después de la ejecución de estos experimentos, no existen diferencias significativas para $\alpha=0,05$; estableciéndose sus valores en: $T_o=31,5 \pm 2^\circ\text{C}$ y $H_r=68,5 \pm 3\%$ (95% de confianza).

Instrumentos empleados en las pruebas de carretera y sus errores.

Tabla 3.2. Instrumentos y errores en los ensayos de carretera.

Temperatura	Termómetro digital	$\pm 0,01^\circ\text{C}$
Humedad relativa	Higrómetro	$\pm 3\%$
Densidad	Balanza de Westphal	$\pm 0,05 \text{ kg/m}^3$
Consumo	Medidor de vasos comunicantes	$\pm 0,001 \text{ dm}^3$
Frecuencia de rotación	Tacómetro electrónico	$\pm 0,5 \text{ 1/min}$
Tiempo	Cronómetro mecánico	$\pm 0,2\text{s}$
Distancia	Cinta métrica	$\pm 0,001\text{m}$

Pruebas de carretera.

Prueba No.2: Medición del consumo durante la aceleración del vehículo y a velocidad crucero.

Objetivo de la prueba.

Determinar experimentalmente el combustible consumido en el proceso de impulso con cambios de marcha, desde la velocidad mínima estable hasta la velocidad crucero, para compararlo con el obtenido en el ciclo de movimiento teórico.

Materiales y métodos.

Se emplea el mismo medidor de consumo de la prueba No. 1.

Una vez conectado el medidor y alcanzada la estabilidad de funcionamiento del motor, se pone en marcha el vehículo en 1ra marcha hasta alcanzar la velocidad de movimiento estable mínima (se corrobora por el tacómetro). Se estabiliza la velocidad mínima y se inician las mediciones, aplicando máximo suministro de combustible con cambios de marcha hasta la velocidad de crucero. Se toma la lectura, se interrumpe al unísono el paso del combustible por el medidor y se abre el suministro desde el tanque.

Para la medición del consumo a velocidad crucero, se estabiliza la velocidad crucero, a cargas parciales, se cierra el suministro del tanque y se abre la válvula correspondiente en el medidor, haciendo la medición del consumo de combustible durante un recorrido de 1 000 m.

Prueba No.3 Medición del tiempo y el espacio recorrido en los periodos de aceleración y frenado.

Objetivos de la prueba.

Determinar el tiempo que transcurre y el espacio que se recorre en cada marcha durante el proceso de impulso, desde la velocidad de inicio de movimiento en esa marcha hasta la velocidad de cambio de la misma; el tiempo y espacio total en el proceso de impulso y el tiempo y espacio recorrido en cada una de las modalidades de frenado empleadas en el ciclo básico: freno con el motor y frenado intenso.

Materiales y métodos.

Se emplea un cronómetro mecánico y una cinta métrica (Ver tabla 3.2).

En las pruebas para el período de impulso, una vez estabilizado el régimen de trabajo del motor, se pone en marcha el vehículo, hasta alcanzar la velocidad de movimiento estable mínima en primera marcha, se aplica máximo suministro de combustible y se activa el cronómetro, utilizando simultáneamente marcadores en la vía para fijar los puntos de inicio y fin del movimiento en cada marcha en cuestión, o sea, desde la velocidad de inicio de movimiento en cada marcha hasta la velocidad de cambio de marcha. Así en todas las marchas, hasta que se alcance la velocidad de crucero. En este momento, se determina nuevamente el tiempo y se marca el recorrido.

Para las pruebas de frenado del vehículo, se acelera el vehículo hasta la velocidad de crucero. Una vez estabilizada esta velocidad: se activa el cronómetro y se marca la vía, iniciando simultáneamente el frenado con el motor con la marcha superior conectada. Cuando la velocidad se reduce hasta la prevista, se toma la lectura del tiempo y se marca el recorrido. Luego se pasa inmediatamente al frenado intenso, hasta la detención total del vehículo. Cuando se detiene el vehículo se marca el recorrido y se lee el tiempo.

Para ambos casos, el espacio recorrido se determina midiendo la distancia entre las marcas realizadas en el pavimento.

3.3.-Experimentos vehiculares del Ciclo de Movimiento ASTRO.

Para validar los modelos matemáticos, empleados en el ciclo de movimiento ASTRO, fue necesario realizar pruebas de consumo para comparar sus resultados con los ofrecidos por el ciclo teórico.

3.3.1.-Prueba. No. 4. Ciclo de Movimiento ASTRO.

Objetivo de la prueba.

Determinar experimentalmente el recorrido, tiempo técnico, velocidad promedio y consumo de combustible, para comparar sus resultados con el ciclo teórico ASTRO.

Materiales y métodos.

Las pruebas se realizan en condiciones normales de explotación, por tanto, no se efectúan operaciones especiales durante la experimentación.

En estas condiciones, se desarrolla la adecuación de la metodología general de pruebas de consumo (Epíg. 3.3.2).

La prueba se realiza una vez que el vehículo está preparado para acometer su trabajo, es decir, bien regulado y con el visto bueno del personal de mantenimiento. El personal técnico que lo acompaña, es el encargado de realizar las observaciones en el viaje de ida y regreso y reflejarlas en el modelo oficial para las pruebas de consumo (Anexo 3; Figuras 1 y 2) y verificar el combustible consumido al final del viaje. Las pruebas se realizan a tanque completo.

3.3.2. – Adecuación de la metodología general de pruebas de consumo al ciclo ASTRO.

A continuación se presenta la metodología utilizada para las pruebas en condiciones de explotación, la cual tiene como particularidad fundamental que los vehículos sometidos a pruebas, desarrollan sus labores fundamentales en el transcurso de estas.

1.- Posibilidad y conveniencia de realizar la evaluación.

Los dos modelos de ómnibus de la base, Mercedes Benz OM-371 y el Yutong Bus ZK-6120LA, cuentan con un adecuado estado técnico, manifestado en sus indicadores de consumo y disposición técnica.

El estado del panel de instrumentos de los ómnibus es aceptable. Las condiciones de explotación en que se desarrollarán las pruebas son estables: en una misma vía, en viajes de ida y regreso, en horarios determinados, con semejantes condiciones de carga y velocidad. Las pruebas, se desarrollan en condiciones de explotación, y cuentan con las condiciones materiales para su desarrollo. Por tanto, son factibles de realizarse.

2.- Las condiciones de explotación.

Los vehículos, por sus características, realizan un solo tipo de labor: transportación de pasajeros. Para la prueba se escogió una ruta: Cienfuegos-Habana, atendiendo a que es la que mayor número de salidas posee por jornada, y a que los ómnibus de una ruta generalmente trabajan siempre en ella. La vía es la misma en todas las pruebas. Los horarios de viaje son fijos. La carga útil es lo

suficientemente estable, y puede conocerse. Los regímenes de velocidad son estables y se controlarán durante el desarrollo de la evaluación. No existen condiciones anormales de trabajo.

La ruta Cienfuegos-Habana no posee elevadas pendientes, ni frecuentes ni cerradas curvas. Posee dos tramos con características diferentes. El tramo Cienfuegos-Aguada, una vía estrecha de doble sentido, con mayores interferencias al movimiento por tráfico de vehículos de diferente tipo, poblados, cruceros, entronques y otros; y la autopista en su tramo Aguada-Habana, con mejores condiciones viales: 8 vías, condiciones favorables de tráfico para el mantenimiento de velocidades estables, pocas interferencias al movimiento, pequeñas pendientes y pueden descartarse las curvas.

El conductor ejerce una influencia importante en los indicadores de consumo. Se recomienda estudiarlo y determinar, su experiencia y estilo de conducir, para modelar mejor el ciclo teórico.

Es preciso tomar en cuenta el horario en que se realiza la prueba y si existe un cambio sustancial en las condiciones climáticas o ambientales. De lo anterior se desprende que se debe identificar:

- Los movimientos de ida y de regreso.
- Los tiempos en que se recorren los tramos.
- Los horarios en que se efectúa el viaje.
- La carga útil en cada uno de los viajes.
- El chofer que realiza la prueba y su estilo de conducción.
- El horario y las condiciones climáticas y ambientales en que se realiza la prueba.

3.- Características de los vehículos sometidos a prueba:

Los ómnibus en estudio son vehículos pesados, de transmisión mecánica y de motores de combustión interna convencionales. Ambos tienen la misma fórmula de ruedas 4x2 y casi el mismo peso total. Estos vehículos no poseen exigencias especiales para su trabajo, salvo las relacionadas con el estado técnico, la limpieza de sus interiores y el funcionamiento de las instalaciones que garantizan el confort del viaje.

Los parámetros de regulación son aceptablemente controlados en los diferentes tipos de mantenimiento técnico, los cuales se ejecutan de acuerdo a lo establecido.

4.- Definición de los parámetros a medir.

Se realizan las mediciones consumo de combustible a tanque lleno, es decir, llenando el tanque a la salida y repostando al final del viaje. Con ello se obtiene el consumo total.

Los parámetros a medir son:

1. Total de kilómetros recorridos y el tiempo total de viaje.
2. La longitud de los tramos y el tiempo de movimiento en ellos
3. Combustible total consumido en el movimiento de ida y de regreso.
4. El tiempo de estacionamiento, en agencias y paradas momentáneas, y entre estos el tiempo de trabajo del motor en vacío.

5. El peso de la carga útil: pasajeros y equipajes.
6. El horario de salida y llegada

Debe reflejarse en cada medición:

1. El nombre del chofer que conduce el vehículo.
2. Las condiciones climáticas o ambientales.
3. El sentido del viaje, o sea, si es de ida o regreso.
4. Debe significarse, cualquier anomalía en el funcionamiento del vehículo: calentamiento del motor, averías, etc., que pudieran desvirtuar los resultados de la evaluación.

El modelo oficial para el llenado de los datos de estas pruebas fue el relacionado en el epígrafe 3.3.1 que recoge minuciosamente las incidencias del viaje, así como la información que emplea la flota.

5.- Población y muestra.

La representatividad se garantiza, evaluando todos los ómnibus de la ruta descrita, durante un periodo de tres meses, en sus 5 salidas diarias, acumulando más de 400 000 km recorridos.

6.- Análisis de los resultados.

El análisis estadístico de los datos estará encaminado a determinar los parámetros estadísticos descriptivos y a la obtención de un modelo que permita predecir el indicador consumo recorrido en función de la variabilidad de algunos factores propios del trabajo de transportación.

3.4.- Sistema de medición del coeficiente de resistencia al camino. Su relación con el Ciclo de movimiento 5ta rueda.

Para la caracterización vial por vía experimental, fue necesario diseñar un sistema de medición del coeficiente de resistencia al camino. Las pruebas se desarrollan a bajas velocidades, partiendo de la posibilidad que existe de corregir los valores del coeficiente para mayores valores de velocidad.

A continuación se muestran las características constructivas y de funcionamiento del sistema de medición y su evaluación estática y dinámica. Finalmente, se desarrolla la caracterización de una vía, que se utiliza para la evaluación del sistema y la validación tanto de los modelos matemáticos del Ciclo 5ta rueda, como de la utilidad del uso de la caracterización vial, como base de datos en los Ciclos de Movimiento.

3.4.1.-Diseño del sistema de medición del coeficiente de resistencia al camino. Estudios estáticos y dinámicos.

En la Figura 3.1 se muestra el diseño del remolque para experimentos vehiculares de carretera (quinta rueda), concebido para esta investigación.

El remolque se compone de la rueda (1), sobre ella va a ser medida: la velocidad angular de la rueda a través del detector de vueltas (2) y, el coeficiente de resistencia al camino a través del transductor Linear Variable Differential Transformer, LVDT (3). Ambos sensores van soportados en la estructura; a la cual se le hace a propósito en el esquema, un corte para que puedan observarse parte de los mecanismos, en específico: el que permite el desplazamiento de la camisa (4) que contiene un

resorte interiormente y está acoplado al vástago (7). En el diámetro exterior de la camisa (4) se atornilla la brida (5) que contiene los rodamientos (6), cuya pista exterior se desplaza sobre parte de la estructura. Su diseño también garantiza el menor huelgo en la dirección transversal al desplazamiento principal y la menor resistencia al desplazamiento. El cuerpo del transductor LVDT (3) se fija a la parte móvil de la estructura y el vástago del transductor (9), al vástago del sistema de resorte (7), así se permite el desplazamiento paralelo del vástago del sensor respecto al desplazamiento principal del aparato. En la unión (8) es fijado el vástago del sistema de resorte (7) con la parte fija de la estructura. Asimismo la estructura es conectada a la base (11) mediante el sistema de pivote (10), que garantiza el giro del sistema en la dirección transversal al desplazamiento principal del aparato, para evitar daños durante la interacción con el camino. La base (11) es conectada a su vez de forma rígida con el chasis del vehículo (12).

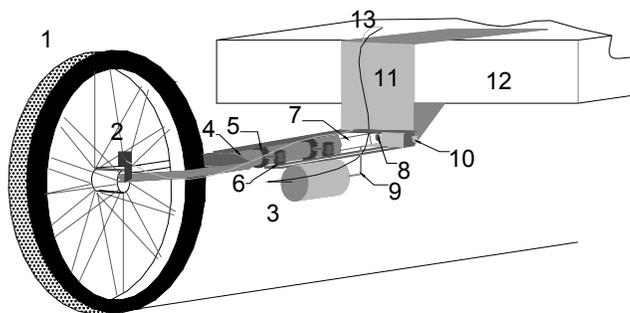


Figura 3.1. Remolque para experimentos vehiculares de carretera (quinta rueda) .

El funcionamiento se describe a continuación: al interactuar la rueda (1) con el camino, se produce una fuerza proporcional a esta interacción, que comprime el resorte en el interior de la camisa (4). Esta fuerza se refleja en forma de señal eléctrica, y es producida por el transductor LVDT (3) y enviada al sistema de adquisición de datos (SAD) por los conductores (13). Por supuesto que, para poder registrar el valor de esta fuerza se necesitan los mecanismos (4, 5, 6, 7, 8, 9, 10) explicados anteriormente. La medición de la velocidad angular de la rueda se produce en el SAD con los impulsos provenientes del detector (2) que incluye un relay reed conectado en la estructura y puntos magnéticos en los radios de la rueda (1). La señal también es enviada al SAD por los conductores (13). (Ver Figura 3 y 4, Anexo 3)

El diseño electrónico consta de los subsistemas de alimentación, control y adquisición de datos. Baterías de acumuladores energizan el circuito, cuyo accionamiento general se produce desde un breaker. Este conmutador se dispara cuando existe una corriente excesiva y junto a un diodo protege el sistema ante un cambio de polaridad en las baterías. Los instrumentos indican los valores de tensión y corriente a la entrada del inversor. El inversor transforma los 24 VDC en 110VAC y tiene tres salidas: una hacia el ordenador personal, otra para el display, y otra para el transformador diferencial (LVDT, transductor de la resistencia al camino), los fusibles son protecciones adicionales

del circuito de corriente alterna. Un circuito de corriente directa queda completado, con las derivaciones que van a través de la tarjeta de adquisición de datos hacia el circuito del detector de vueltas en la rueda del remolque. Este detector, es el relay reed explicado en el párrafo anterior.

Una tarjeta de adquisición de datos PCL-812, una tarjeta de expansión y el ordenador personal componen el SAD. Para el trabajo con los datos se confecciona un software: Sistema de Caracterización Vial (SCV) sobre la base del LABVIEW 7.1. (Ver Figura 5, Anexo 3)

El análisis de las fuerzas que inciden en la 5ta rueda, en un caso general (inclinación de la vía $\alpha \neq 0$), se muestra en la figura 3.2.

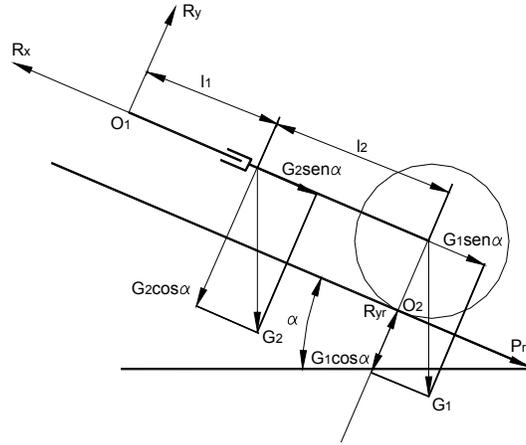


Figura 3.2. Esquema de análisis de la 5ta rueda.

Haciendo suma de momentos con respecto a O_1 :

$$\sum M_{O_1} = 0$$

$$R_{yr} \cdot (l_1 + l_2) + P_r \cdot r_d - G_2 \cdot \cos \alpha \cdot l_1 - G_1 \cdot \cos \alpha \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

Sustituyendo: $R_{yr} = \frac{P_r}{f}$, se obtiene la fuerza de resistencia a la rodadura:

$$P_r = \left(\frac{G_2 \cdot l_1 + G_1 \cdot (l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + f \cdot r_d} \right) \cdot f \cdot \cos \alpha \quad (3.1)$$

Teniendo en cuenta que el producto ($f \cdot r_d$) es muy pequeño, se desprecia. De tal modo la expresión anterior, queda como:

$$P_r = \left(\frac{G_2 \cdot l_1 + G_1 \cdot (l_1 + l_2)}{l_1 + l_2} \right) \cdot f \cdot \cos \alpha \quad (3.2)$$

Simplificando se tiene: $P_r = (G_2 \cdot \lambda + G_1) \cdot f \cdot \cos \alpha$; donde: $\lambda = \frac{l_1}{l_1 + l_2}$ (3.3)

La medición de la fuerza de resistencia al camino, queda en función de:

$$R_x = (G_2 \cdot \lambda + G_1) \cdot f \cdot \cos \alpha + (G_1 + G_2) \cdot \text{sen} \alpha \quad (3.4)$$

Donde:

- G_1 : Pesos adicionales actuantes directamente sobre el eje la rueda. (N)
- G_2 : Peso del remolque totalmente equipado, sin los pesos adicionales. (N)
- l_1 : Distancia desde el acoplamiento del remolque al centro de gravedad. (cm)
- l_2 : Distancia desde el eje de la rueda del remolque al centro de gravedad. (cm)

- R_x : Reacción en la dirección longitudinal en el acoplamiento del remolque. (N)
- R_y : Reacción en la dirección perpendicular en el acoplamiento del remolque. (N)
- R_{yr} : Reacción en la rueda perpendicular al terreno. (N)
- λ : Proporción entre las coordenadas del centro de gravedad. (adimensional)

Para garantizar la confiabilidad de los resultados vinculados a la determinación experimental del coeficiente de resistencia al camino, se realiza previamente:

1. Estudio de las características estáticas del sistema de medición.
2. Estudio de las características dinámicas del sistema de medición.
3. Corridas en tramo de verificación.

Aspectos que son comunes en el estudio de las cualidades estáticas y dinámicas del sistema de medición y para el pesaje de verificación.

Control de las variables durante los ensayos estáticos y dinámicos.

Tabla 3.3. Control de las variables durante los ensayos estáticos – dinámicos y pesaje.

Tensión de alimentación.	117 +/- 1,2 VCA (95%)
Frecuencia de la tensión de alimentación.	60 +/- 1,8 Hz (95%)

Para la temperatura ambiente y la humedad relativa que fueron medidas antes y después de la ejecución de estos experimentos, no existen diferencias significativas para $\alpha=0,05$; estableciéndose sus valores en: $T_o=29,9 \pm 1^\circ\text{C}$ y $H_r=62,1 \pm 2\%$ (95% de confianza).

Instrumentos empleados en los ensayos estáticos – dinámicos y pesaje, sus errores.

Tabla 3.4. Instrumentos y errores durante los ensayos estáticos – dinámicos y pesaje.

Parámetro	Equipo de medición	Error máximo
Tensión	Tarjeta de adquisición de datos	$\pm 0,00002\text{V}$
Peso	Balanza digital 1 kg	$\pm 0,5 \text{ g}$
Peso	Balanza digital 50 kg	$\pm 50 \text{ g}$
Longitud	Regla graduada	1 mm

3.4.2.-Calibración estática y dinámica del sistema de medición de resistencia al camino. Pesaje de verificación.

La calibración estática del sistema transcurrió de la siguiente manera: el remolque sin su rueda, se asegura firmemente y es inmovilizado en una base, dejando solamente en libertad el vástago del sistema resorte-pistón acoplado al sensor LVDT. A este último se le conecta un cordel prácticamente inextensible, que por una polea transmite la fuerza creada por los calibres de peso. Entonces se obtienen las características: Peso del calibre-Desplazamiento-Voltaje; ajustándose la curva de respuesta ante condiciones estáticas, a partir del ensayo ante diferentes fuerzas en los sentidos ascendentes y descendentes.

Prueba No. 5: Determinación de las características estáticas del sistema de medición del coeficiente de resistencia del camino.

Objetivos de la prueba.

Obtener la dependencia Voltaje vs. Fuerza del sistema total.

Obtener la dependencia Desplazamiento vs. Fuerza del sistema masa-resorte.

Materiales y métodos.

Instrumentos necesarios:

Remolque sin la rueda, Computadora y sistema de adquisición de datos, Convertidor UPS, Baterías de acumuladores, Calibres de pesaje, Regla graduada, Herramientas, Multímetro, Cinta aislante, Equipamiento de sostén (estopas, grasa, lubricantes, cordel).

Metodología:

La prueba estática ha de hacerse con el equipamiento de las pruebas de carretera: computadora, tarjeta de adquisición de datos y convertidor UPS.

1. Comprobar calibres de pesaje, en balanza digital.
2. Comprobar frecuencia y tensión del sistema de alimentación.
3. Colocar los calibres de pesaje para traccionar el “pistón” de la quinta rueda. Registrar lecturas: Voltaje, Peso del calibre y Desplazamiento. Ensayar con los calibres en sentido ascendente y descendente, según Argüelles ^[12].
4. Completar tabla de datos (3.5), o tomar los datos del software SCV, en su opción de calibración del sistema.

Tabla 3.5. Variables de calibración estática.

S (cm)	P (N)	E _{asc.} (V)	E _{desc.} (V)

Otras operaciones:

Calcular errores: 1- Calcular desviación estándar del voltaje, 2- Calcular desviación estándar del desplazamiento, 3- Calcular error aleatorio o imprecisión, 4- Calcular inexactitud total.

En el anexo 3 (figura 6) se encuentra la imagen de la instalación experimental durante la calibración estática y dinámica del sistema.

Como el sistema completo está integrado por varios instrumentos, que tienen sus propias cualidades dinámicas, es necesario realizar experimentos para obtener su ecuación característica correspondiente. Por tanto, en la misma instalación descrita anteriormente, se observa como responde ante un paso el sistema completo. El experimento se establece del siguiente modo: se coloca un peso y se deja que se estabilice el sistema, posteriormente se libera súbitamente el sistema de este peso, y se registran en el SAD las variaciones de desplazamiento correspondiente. Se realizan varias corridas con el mismo peso y otras para otros valores de peso, y posteriormente se analizan en la herramienta “*Identifier*” de MATLAB 7.0.4, obteniéndose su función de transferencia.

Prueba No. 6: Determinación de las características dinámicas del sistema de medición del coeficiente de resistencia del camino.

Objetivos de la prueba.

Obtener la respuesta al paso Voltaje vs. Fuerza del sistema completo.

Obtener la ecuación de transferencia del sistema completo.

Materiales y métodos.

Instrumentos necesarios:

Remolque sin la rueda, Computadora y sistema de adquisición de datos, Convertidor UPS, Baterías de acumuladores, Calibres de pesaje, Regla graduada, Herramientas, Multímetro, Cinta aislante, Equipamiento de sostén (estopas, grasa, lubricantes, cordel)

Metodología:

1. Comprobar calibres de pesaje, en balanza digital.
2. Comprobar frecuencia y tensión del sistema de alimentación.
3. En la misma instalación experimental de la prueba No. 6 se determina la Respuesta del sistema al paso: Se coloca un calibre de pesaje al “pistón” de la quinta rueda y se deja que estabilice su posición, entonces se interrumpe súbitamente la acción de esta fuerza sobre el sistema y se toma la lectura en el software SCV: Voltaje vs Peso del calibre.
4. Se obtiene el gráfico respuesta del impulso.
5. Para que la muestra sea significativa (95% de confianza, error 5%) se realizan ocho corridas con el mismo calibre, se realizan otras corridas para 3 calibres de otros pesos.
6. Se determina en la opción “*Identifier*” de MATLAB 7.0.4 las constantes del sistema de segundo orden para el grado de amortiguamiento correspondiente.

Otras operaciones:

- Obtener en MATLAB, para la ecuación determinada en el paso 4 de la metodología: 1-Respuesta de frecuencia; 2- Respuesta impulsiva; 3- Error dinámico.

Antes de realizar los ensayos en tramo de verificación, es necesario verificar el peso del remolque, por la incidencia que este tiene en la determinación del coeficiente.

Prueba No. 7 Pesaje de los componentes del remolque para experimentos de carretera.Objetivos de la prueba.

- Obtener el peso de cada uno de los componentes del remolque, así como del aparato completo.
- Obtener la función: Reacción de la rueda en el terreno vs. desplazamiento de los mecanismos del remolque.

Materiales y métodos.**Instrumentos necesarios:**

Quinta rueda totalmente equipada, Balanza digital, Herramientas, Equipamiento de sostén.

Metodología:

1. Determinar el peso de cada elemento. (*10 corridas, nivel de confianza de 95% y error 5%)
2. Determinar el peso del aparato completo. (*)
3. Determinar la carga vertical de la rueda sobre el plano, en la posición inicial. (*)
4. Determinar la carga vertical de la rueda sobre el plano, a 9 intervalos del rango de desplazamiento durante el trabajo de los mecanismos, en sentido ascendente y descendente.

En el anexo 3 (figura 7) se muestra la instalación experimental durante el pesaje de verificación.

3.4.3.-Corridas en tramo de verificación.

Una vez conocidas las características estáticas y dinámicas del sistema, y verificado el pesaje, se evalúa el sistema de medición del coeficiente de resistencia al camino del remolque de 5ta rueda en un tramo de verificación.

Se elige una vía interna de la universidad, en un tramo de longitud mayor a 540 m. La vía posee recubrimiento de asfalto, de diferente grado de deterioro y con pendientes variables, que van desde el terreno llano hasta pendientes de 2% (Tabla 4.4, tramo 5ta rueda). La prueba se realiza a velocidad constante, menor de 20 km/h, sin cambios de marcha, con dos corridas una de ida y otra de regreso. Antes de ejecutar esta prueba en un escenario real, se realizó otra que tuvo como fin la puesta a punto del sistema completo.

Prueba No. 8 Experimentos de Caracterización vial.

Objetivos de la prueba.

Obtener el valor de la resistencia del camino (ψ_o) en el tramo de verificación.

Materiales y métodos.

Instrumentos necesarios:

Remolque 5ta rueda totalmente equipado, Computadora y sistema de adquisición de datos, Convertidor UPS, Herramientas, Multímetro, Cinta aislante, equipamiento de sostén (estopas, grasa, lubricantes, soga).

Metodología:

1. Seleccionar minuciosamente el escenario donde se efectuará la prueba: convenir si va a realizarse en un tramo de perfil complejo o simple (entiéndase con o sin pendientes).
2. Caracterizar inicialmente el tramo.
3. Comenzar la medición, a velocidades lo más bajas y estables posibles. La medición se inicia después que el vehículo ha alcanzado una velocidad estable.
4. Realizar corridas ida y vuelta.
5. Completar tabla (3.6) con los datos registrados o tomar los datos del software SCV.

Tabla 3.6. Medición de variables.

V (m/s)	Estado de la vía	S (m)	Ψ_o

6. Elaborar perfil de resistencia del camino (ψ_o) del tramo estudiado en procesador gráfico.

En el anexo 3 (figura 8), se muestra el Remolque para experimentos vehiculares de carretera (5ta rueda) totalmente equipado, listo para evaluar un tramo de verificación.

Aspectos que son comunes durante las corridas en tramo de verificación.

Control de las variables durante las corridas en tramos de verificación.

Tabla 3.7. Control de las variables durante las corridas en tramos de verificación.

Tensión de alimentación.	117 +/- 1,2 VCA (95%)
Frecuencia de la tensión de alimentación.	60 +/- 1,8 Hz (95%)

Para la temperatura ambiente y la humedad relativa que fueron medidas antes y después de la ejecución de estos experimentos, no existen diferencias significativas para $\alpha=0,05$; estableciéndose sus valores en: $T_o=32,3 \pm 2^\circ\text{C}$ y $H_r=63,1 \pm 3\%$ (95% de confianza).

Instrumentos empleados durante las corridas en tramos de verificación.

Tabla 3.8. Instrumentos y errores durante las corridas en tramos de verificación.

Parámetro	Equipo de medición	Error máximo
Tensión	Tarjeta de adquisición de datos	$\pm 0,00002\text{V}$
Peso	Balanza digital 1 kg	$\pm 0,5 \text{ g}$
Peso	Balanza digital 50 kg	$\pm 50 \text{ g}$

Prueba No. 9 Medición del consumo en el ciclo de movimiento 5ta rueda.

Objetivos de la prueba.

Medir el consumo de combustible, a fin de compararlos con los que arroja el análisis teórico.

Materiales y métodos.

Se calcula el coeficiente de variación en un grupo iniciales de corridas de determinación del consumo de combustible, se determina que el número de corridas necesarias debe ser 6, para un nivel de confianza del 95% y para un error del 5%.

Esta prueba de consumo se realiza en el mismo tramo de vía caracterizado en el experimento anterior. Se emplea el mismo medidor de consumo de la prueba No. 1 y No. 2. Una vez conectado el medidor y alcanzada la estabilidad de funcionamiento del motor, se pone en marcha el vehículo en 1ra marcha hasta alcanzar la velocidad de movimiento estable mínima (se corrobora por el tacómetro). Se estabiliza la velocidad mínima y se inician las mediciones, aplicando suministro parcial de combustible con cambios de marcha hasta la velocidad de crucero. Una vez terminado la trayectoria en la vía señalada se toma la lectura, se interrumpe el paso del combustible por el medidor y se abre el suministro desde el tanque. La velocidad se determina en cada tramo a través del software SCV del sistema de remolque 5ta rueda, desconectando el medidor de la fuerza de resistencia al camino.

Control de las variables durante el experimento, ciclo 5ta rueda.

La densidad del combustible empleado es $756,218 \pm 3,415 \text{ kg/m}^3$ (95% de confianza).

Para la temperatura ambiente y la humedad relativa que fueron medidas antes y después de la ejecución de estos experimentos, no existen diferencias significativas para $\alpha=0,05$; estableciéndose sus valores en: $T_o=32,3 \pm 2^\circ\text{C}$ y $H_r=63,1 \pm 3\%$ (95% de confianza).

Tabla 3.19. Instrumentos y errores en el experimento, ciclo 5ta rueda.

Temperatura	Termómetro digital	$\pm 0,01$ °C
Humedad relativa	Higrómetro	$\pm 3\%$
Densidad	Balanza de Westphal	$\pm 0,05$ kg/m ³
Consumo	Medidor de vasos comunicantes	$\pm 0,001$ dm ³
Frecuencia de rotación	Tacómetro electrónico	$\pm 0,5$ 1/min
Tiempo	Cronómetro mecánico	$\pm 0,2$ s

3.5.- Conclusiones parciales.

1. Se diseñaron tres experimentos para validar el Ciclo Básico Modificado, que incluyen la determinación del tiempo transcurrido y el consumo durante el trabajo en las diferentes etapas del ciclo.
2. Para validar el Ciclo de Movimiento Específico ASTRO, se diseñaron experimentos de carretera en condiciones normales de explotación, adecuando la metodología general de pruebas de consumo
3. Se diseñó un Sistema para la medición de medición del coeficiente de resistencia al camino.
4. Se diseñaron los experimentos que posibilitan determinar las cualidades estáticas y dinámicas del Sistema de medición del coeficiente de resistencia al camino.
5. Se diseñaron los experimentos de caracterización vial y la prueba de consumo, para la validación de un Ciclo Específico 5ta rueda.

CAPÍTULO 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

4.1.- Introducción.

Como su nombre lo indica, en este capítulo se desarrolla el procesamiento y análisis de los resultados teóricos y experimentales. Se validan tanto los modelos que representan criterios propuestos dentro del trabajo, como el conjunto de modelos que representa, cualquiera de las variantes que adopta el Ciclo General de Movimiento. La validación se desarrolla sobre la base de comparar los resultados teóricos con: 1- resultados experimentales de prestigiosos investigadores e instituciones recogidos en la literatura; y 2- resultados experimentales desarrollados en el marco de la propia investigación. Los experimentos, dada la versatilidad de los modelos, se validan tanto en vehículos ligeros como pesados, de motores convencionales (gasolina o diesel) y sistema de transmisión mecánico.

Se evalúa el sistema de Medición del coeficiente de resistencia al camino y se caracteriza una vía, la cual se utiliza como base de datos para mostrar la importancia del uso de la caracterización vial experimental en la solución de un ciclo específico.

Finalmente, se muestran los resultados vinculados con los indicadores: los nuevos indicadores propuestos, sus rangos de variación y su representación gráfica y las modificaciones que introducen los nuevos criterios en los rangos de variación de indicadores definidos en trabajos anteriores.

El procesamiento que se muestra se realiza en STATGRAPHICS Plus 5.1

4.2.- La frecuencia de rotación mínima para movimiento estable.

El mínimo movimiento estable se puede expresar, tanto en función de la velocidad angular del motor, como de la velocidad lineal del vehículo.

Dado que Borovskij ^[30] ofrece un conjunto de valores de velocidad mínima en movimiento estable, determinados experimentalmente en vehículos pesados, estos se comparan con los resultados teóricos obtenidos de la evaluación de la Ec. 2.32, para esos mismos vehículos, con el fin de validar el criterio de determinación de la velocidad mínima en movimiento estable, (ver Tabla 1, Anexo 4). En la fila superior se indica la fórmula de ruedas y el peso del vehículo totalmente equipado, incluyendo la carga útil. En los grupos de tres filas consecutivas se presenta para cada marcha: la velocidad mínima experimental reportada, la velocidad mínima calculada y la comparación entre ambas.

La cantidad de comparaciones que se debe realizar, para un 95% de confiabilidad y estimando un error del 5%, es 37. Empleando la estadística descriptiva para varios vehículos pesados en todas sus marchas, se comparan 42 casos, que en términos de error relativo arrojan lo siguiente: 1- El valor medio del error es 10,20% y la mediana 8,79%, lo que indica que la mayoría de las veces los errores están por debajo de la media; 2- La varianza es 7,22 %, y se debe a que si bien son vehículos pesados, tienen importantes diferencias constructivas, por lo cual alcanzan el movimiento estable a diferentes velocidades mínimas; 3- El rango de los errores observados es de 0,49 a 27,41%.

En el histograma de la figura 4.1, se observa que muy pocos errores alcanzan valores por encima del 15%. Esto es muy satisfactorio, y es otra evidencia de la exactitud del criterio.

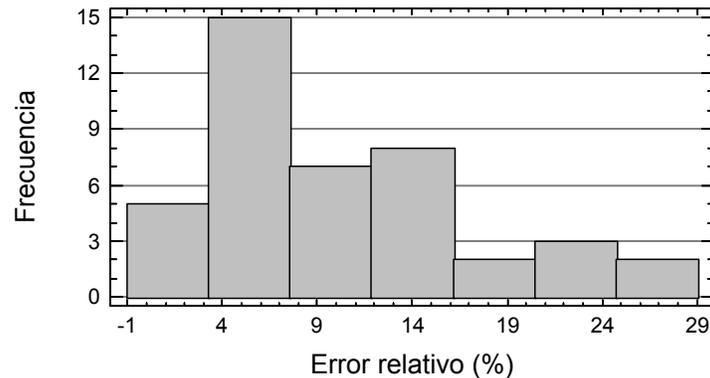


Figura 4.1. Histograma: error relativo, expresión 2.32 vs. datos experimentales de Borovskij ^[30].

Si se emplease la propuesta de Litvinov ^[108] (Ec. 2.26), que se resume en determinar la frecuencia de rotación mínima (n_{\min}) en un punto cercano a la frecuencia de rotación a torque máximo (n_M), los errores son significativamente superiores.

Entonces, se considera valido emplear el nuevo método de determinación de v_{\min} para cálculos de ingeniería, para vehículos pesados de transmisión mecánica en cualquier marcha conectada.

4.3.- La caída de velocidad durante el cambio de marchas.

En el epígrafe 2.2.4, se explican varias expresiones para determinar la caída de velocidad durante el cambio de marchas. La expresión 2.35 de Litvinov ^[108], que se deriva de un trabajo experimental, la expresión de Ilarionov ^[93] (Ec. 2.33) que desconoce las pérdidas hidráulicas, la expresión (Ec. 2.34) de Padrón ^[140], que tampoco contempla las pérdidas hidráulicas y la propuesta en este trabajo (2.38), que siendo universal, contempla la influencia de las pérdidas hidráulicas en el sistema de transmisión. Como quiera que la expresión de Litvinov ^[108], es un producto de un trabajo experimental, se pueden comparar sus resultados con los de las expresiones restantes. Los resultados de tal comparación aparecen reflejados en la tabla 2, Anexo 4. En la figura 4.2 se grafica el error relativo resultante de la comparación de las expresiones 2.34 y 2.38 con respecto a la de Litvinov ^[108], para dos vehículos pesados. Las curvas 1 y 2 muestran el error relativo correspondiente a la nueva expresión (Ec. 2.38) para un vehículo pesado con motor Diesel (KAMAZ 5320, curva 1) y con motor de carburación (GAZ 53, curva 2). Las curvas 3 y 4 muestran el error relativo correspondiente a la expresión 2.34 para iguales vehículos con motor Diesel (curva 3) y con motor de carburación (curva 4).

La figura muestra que en las velocidades donde es más probable que ocurra el cambio de marchas, el error presente en la expresión 2.34, es siempre mayor que el de la nueva expresión 2.38. Note que en condiciones de carretera predominan los cambios de velocidad en las marchas superiores, y por tanto, a relativamente altas velocidades de movimiento, por lo que los errores al utilizar el nuevo criterio (Ec. 2.38), en estas condiciones de movimiento son muy pequeños. Aún en condiciones de ciudad es poco probable realizar cambios a 10 km/h, que es donde se observan los mayores errores

de la expresión 2.38. Por tanto, es valido el uso de la expresión 2.38, en virtud que ofrece mejores resultados que la expresión 2.34, cuando son comparadas ambas con los resultados experimentales de Litvinov [108]. Por otro lado, la ecuación 2.38 tiene mejor fundamentación teórica que la 2.34, pues considera el efecto de las pérdidas hidráulicas en el sistema de transmisión.

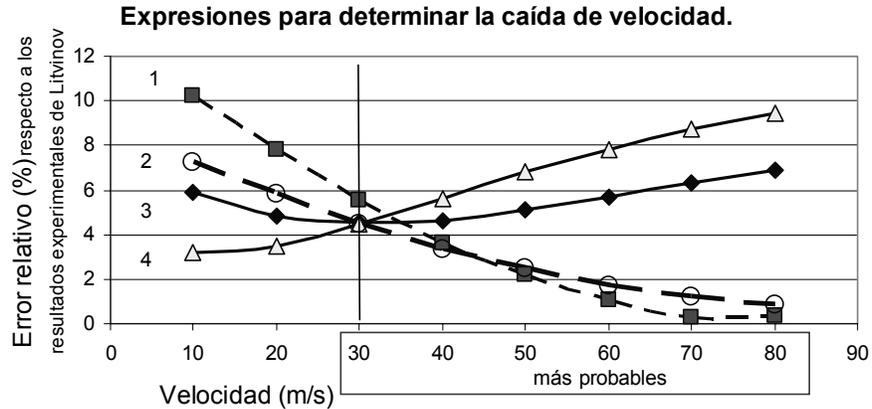


Figura 4.2. Expresiones para determinar la caída de velocidad vs. resultados experimentales.

4.4.- Las características estáticas y dinámicas del sistema de medición del coeficiente de resistencia al camino y la determinación del perfil de resistencia al camino.

4.4.1.- Características estáticas del sistema de medición. Errores.

El elemento transductor principal del sistema de medición del coeficiente de resistencia al camino es el transformador diferencial lineal de inductancia variable LVDT. Sus características se ofrecen en la figura 1 del anexo 4. Como el LVDT, es solo una parte del sistema de medición, se obtuvo en CURVE EXPERT 1.3, la ecuación de ajuste o característica estática en función del sistema completo:

$$P = \frac{24,4339 - 3,5677E}{1 + 0,0285E - 0,0247E^2} \pm \beta \cdot \sigma_P \tag{4.1}$$

Siendo: E, la tensión que registra el sistema de medición y; σ_P , la desviación estándar de la fuerza. Considerando que la distribución es normal, β depende del intervalo de confianza elegido. Luego los errores estáticos del sistema:

Tabla 4.1. Errores del sistema de medición según el intervalo de confianza elegido ($\beta \cdot \sigma_P$).

Intervalo de confianza	95% ($2\sigma_P$)	68% (σ_P)	50% ($0,674\sigma_P$)
Error (N)	1,46	0,73	0,49

La inexactitud está expresada como la mayor desviación horizontal entre los puntos^[12] y la línea ajustada es 1,46N, y coincide con la precisión establecida para un intervalo de confianza de 95%. En este caso la inexactitud se puede establecer como un 7,69 % de toda la escala del sistema completo y es el mayor error que se puede cometer durante la medición en condiciones estáticas.

4.4.2.- Características dinámicas del sistema de medición. Errores.

Dentro del estudio de las propiedades dinámicas se determinó en MATLAB 7.0.4, la ecuación característica del sistema completo en el dominio de Laplace $G(s)$:

$$G(s) = \frac{1,43}{1 + 0,1090s + (0,0775s)^2} \cdot \exp(-0,0075s) \quad (4.2)$$

El error dinámico, en un instrumento de segundo orden durante la respuesta a un paso, se define ^[12] como la amplitud de la oscilación que produce dicho instrumento alrededor de la lectura del valor real. Para el sistema de medición completo el mayor error dinámico que se puede cometer, es del 9%.

Otras propiedades dinámicas se pueden consultar en el Anexo 4, figuras 2 y 3.

Las características dinámicas también se pueden expresar de modo general para el instrumento de segundo orden, ecuación 4.2, como:

$$P = m_{ms} \frac{d^2x}{dt^2} + c_v \frac{dx}{dt} + k_r x \quad (4.3)$$

Donde m_{ms} : es la masa del sistema masa-resorte; c_v coeficiente de amortiguamiento viscoso; k_r : constante elástica del resorte; x : deformación del resorte y t : tiempo.

Puesto que la velocidad con que se deforma el resorte respecto al tiempo es pequeña, lo cual se garantiza evitando los cambios bruscos en la velocidad de movimiento durante la caracterización vial, y dado que también el sistema tiene un bajo coeficiente c_v , se pueden desprestigiar las fuerzas de inercia y de amortiguamiento en la expresión 4.4, entonces la fuerza elástica domina el sistema y en este se puede asumir la medición como en condiciones estáticas, desprestigiar los errores dinámicos.

4.4.3.- El perfil de resistencia al camino y la base de datos correspondiente en las vías estudiadas.

La dispersión de los valores de fuerza, obtenida en uno de los experimentos de caracterización vial, a través del sistema de medición de ψ_0 se muestra en la figura 4.3.

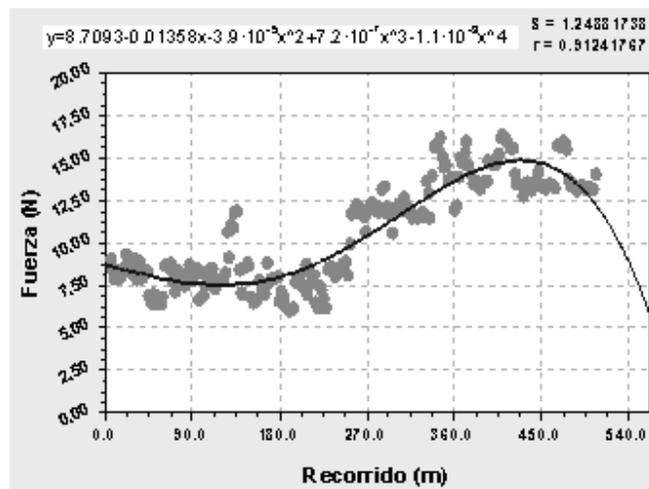


Figura 4.3. Valores de la fuerza que actúa sobre el sistema de medición detectados en el camino.

Estos están realizados para pavimento asfáltico, seco y condiciones ambientales: $T_o=32,3\pm 2$ °C y $H_r=63,1\pm 3\%$ (95% de confianza). Es coherente que los valores de la fuerza que se miden, se distribuyan alrededor de la línea de tendencia, con una conducta similar a las variaciones de la pendiente en la vía estudiada. Los valores de fuerza (P') representados, están afectados por el débil o casi inapreciable efecto de la aceleración del vehículo durante el movimiento.

Mientras se recorre la vía elegida para el experimento, la velocidad del vehículo tiende a no sufrir cambios bruscos (figura 4.4), de tal manera, entre valores muy cercanos, el valor de la aceleración es muy pequeño.

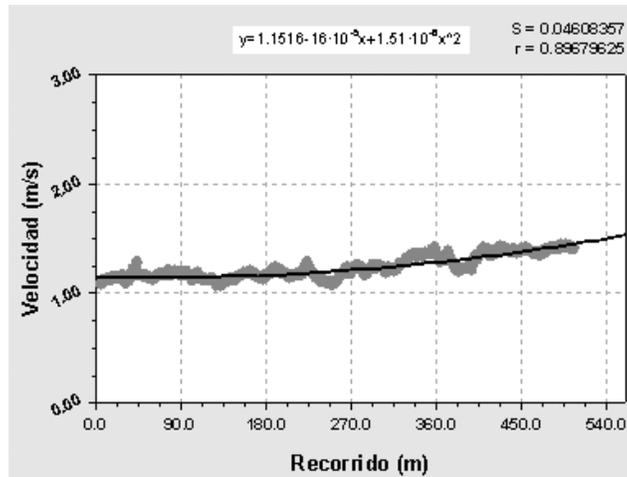


Figura 4.4. Cambios de la velocidad a lo largo del camino.

La ecuación que describe la variación de la velocidad del vehículo durante las pruebas, figura 4.4, corrobora la condicionante establecida previamente de que la velocidad debe ser menor de 40 km/h^[93]: de hecho la velocidad se mantiene por debajo de 13,67 m/s. Así en la expresión 2.75:

$$f = f_o, \text{ pues } v_{(0 < S < 540)} \ll 13,67 \text{ m/s} \tag{4.4}$$

Es necesario aclarar, que en los resultados expuestos se descartan las mediciones correspondientes al inicio y conclusión del movimiento, con la finalidad de evitar la contaminación de las mediciones por la aceleración, sobre todo en el inicio, que está influenciado además por la constante de tiempo calculada, a partir de las cualidades dinámicas del sistema.

Se corroboró en las imágenes filmadas durante los experimentos, que la aceleración de los mecanismos es insignificante, es decir, cuando se produce una variación de la pendiente o del estado del recubrimiento de la vía, se produce una deformación del resorte, que en la mayoría de las ocasiones no es brusca, por lo que puede despreciarse el efecto de la aceleración. Esto es visible en la figura 4.4, pues como en ningún lugar del camino las mediciones de fuerza presentan una distribución en la dirección vertical, con una amplitud mucho mayor (≥ 10 veces) que la que le correspondería según la tendencia de crecimiento, se descarta la posible aceleración del sistema masa-resorte. Los cambios de amplitud ocurren en presencia de perturbadores sólidos sobre el

terreno o por discontinuidad brusca (bache) en el perfil vertical de la vía, que provoca el alejamiento instantáneo de la fuerza que se mide de la línea de tendencia correspondiente, pero aún en estos casos su amplitud es menor que la que se pudiera presentar en caso de aceleración de los mecanismos. Por tanto, se justifica una vez más, la determinación de la fuerza de resistencia del camino, ante condiciones estáticas (Ec. 4.1).

De los valores de fuerza detectados por el remolque a lo largo del camino, se determina el coeficiente de resistencia al camino: La fuerza P (Ec. 4.1) afectada por la débil influencia de la aceleración del vehículo, es P'. Igualando a cero la diferencia P'-R_x, a partir del "método de Newton", se pueden conocer los valores de f₀ y α que satisfacen la ecuación, y a partir de estos, se calcula el valor de Ψ₀ actuante según $\psi_o = f_o \cdot \cos \alpha + \text{sen} \alpha$, figura 4.5.

En los experimentos, el valor del coeficiente de resistencia al camino suele determinarse para más de una sección del camino, o sea, según la tendencia que experimenta el perfil vertical de la vía, para este caso, en tres tramos. A cada uno de ellos le corresponde una ley de variación del coeficiente Ψ₀ diferente, en función de la distancia. Las ecuaciones que describen el camino estudiado se incluyen dentro de la figura 4.5. Esta es otra herramienta más de caracterización vial, que se añade a la presentación de los valores promedios del coeficiente (tabla 4.3).

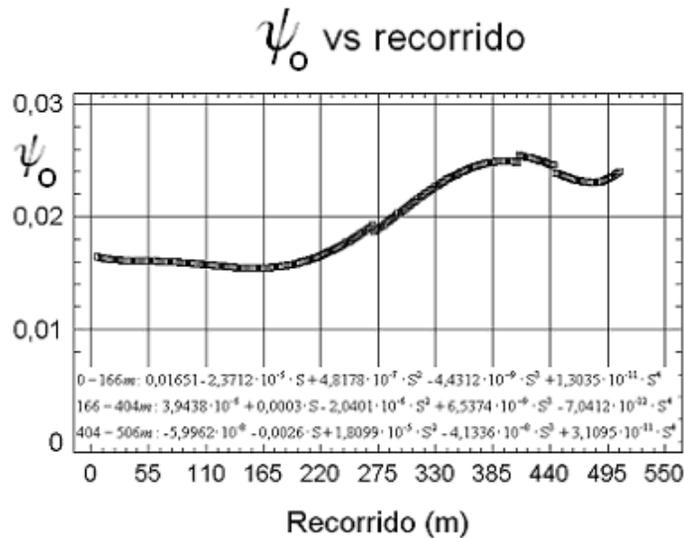


Figura 4.5. Variación de ψ_o en el escenario donde se soluciona el Ciclo 5ta rueda.

El sistema, que como se expresó, está integrado por los sensores del remolque para experimentos vehiculares de carretera (5ta rueda), la tarjeta PCL-812 y el software SCV (basado en LABVIEW 7.1), detecta con gran sensibilidad los cambios de pendiente. Si se observa detenidamente la figura 4.5, podrá notarse como el sistema puede, además, detectar cambios en el recubrimiento del camino, ya sea, por una composición diferente del pavimento o por el deterioro del recubrimiento del mismo. Por ejemplo el cambio que se produce en el valor de ψ_o , entre los 275 a 412 m y entre los 450 y el final, no se deben a variaciones de la pendiente, sino a cambios en el estado de la superficie pavimentada.

Este caso, se corresponde con la caracterización vial efectuada para la solución del Ciclo de Movimiento 5ta rueda.

Se realizó otra caracterización vial experimental en la carretera donde se ejecutan los experimentos para la validación del Ciclo Básico Modificado. La vía posee pavimento asfáltico, seco y la medición se realiza en condiciones ambientales: $T_o=31,4\pm 1,1$ °C y $H_r= 69,5\pm 1\%$ (95% de confianza). Este sector de la circunvalación no presenta cambios significativos en la pendiente (figura 4.6), como en el escenario donde se ejecuta el ciclo 5ta rueda.

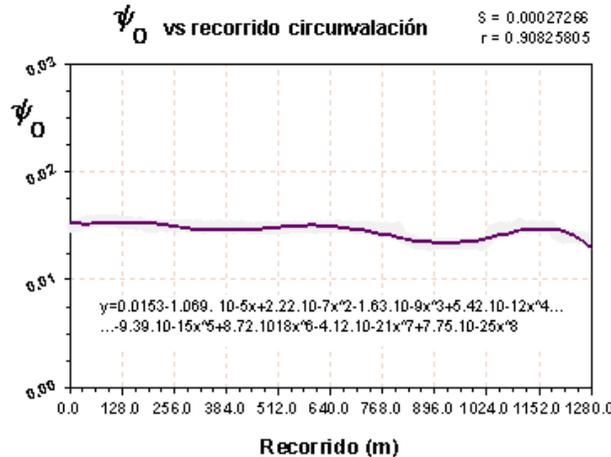


Figura 4.6. Variación de ψ_0 en el escenario donde se valida el Ciclo Básico Modificado.

Por ello, la desviación de los valores de ψ_0 respecto al valor medio, son menores, lo que conlleva a considerar en la solución teórica del Ciclo Básico Modificado, el valor medio de ψ_0 , Tabla 4. 2.

Tabla 4.2. Valor medio de ψ_0 en las vías caracterizadas experimentalmente.

Escenario	Valor medio de ψ_0 (95% de confianza)
Tramo Ciclo 5ta rueda	0,0195 +/- 0,00047 [0,0190; 0,0199]
Sector de la Circunvalación	0,0146 +/- 0,00009 [0,0145; 0,0147]

4.4.4.- Inexactitud total durante la medición de ψ_0 .

Partiendo de Ec. 1.13, la inexactitud total durante la medición de ψ_0 ($d\psi_0$) es:

$$d\psi_0 = \left| \frac{\partial \psi_0}{\partial f_0} df_0 \right| + \left| \frac{\partial \psi_0}{\partial \text{sen} \alpha} d\text{sen} \alpha \right| \quad (4.5)$$

Para el coeficiente de resistencia a la rodadura, de Ec. 3.4 sí $R_x = P$; y $G_1=G_2$:

$$f_o = f \cdot \cos \alpha = \frac{P - (2 \cdot G_1 \cdot \text{sen} \alpha)}{(1,3888) \cdot G_1} \quad (4.6)$$

$$df_o = \left| \frac{\partial f_o}{\partial G_1} \cdot dG_1 \right| + \left| \frac{\partial f_o}{\partial P} \cdot dP \right| + \left| \frac{\partial f_o}{\partial \alpha} \cdot d\alpha \right| \quad (4.7)$$

Y para la inclinación de la vía: $\text{sen} \alpha = \frac{P - ((G_1 \cdot 1,3888) \cdot f \cdot \cos \alpha)}{(2 \cdot G_1)}$ (4.8)

$$d\text{sen}\alpha = \left| \frac{\partial \text{sen}\alpha}{\partial G_1} \cdot dG_1 \right| + \left| \frac{\partial \text{sen}\alpha}{\partial P} \cdot dP \right| + \left| \frac{\partial \text{sen}\alpha}{\partial \alpha} \cdot d\alpha \right| + \left| \frac{\partial \text{sen}\alpha}{\partial f} \cdot df \right| \quad (4.9)$$

Resolviendo las Ec. 4.7 y 4.9; y evaluando en Ec. 4.5, sí: $0 < \alpha < 12^\circ$; $0,008 < f_0 < 0,02$; y $G_1 = 176,22 \text{ N}$, se obtiene la superficie de respuesta, Figura 4.7. El rango de inexactitud es: $0,000702 < d\psi_0 < 0,000776$.

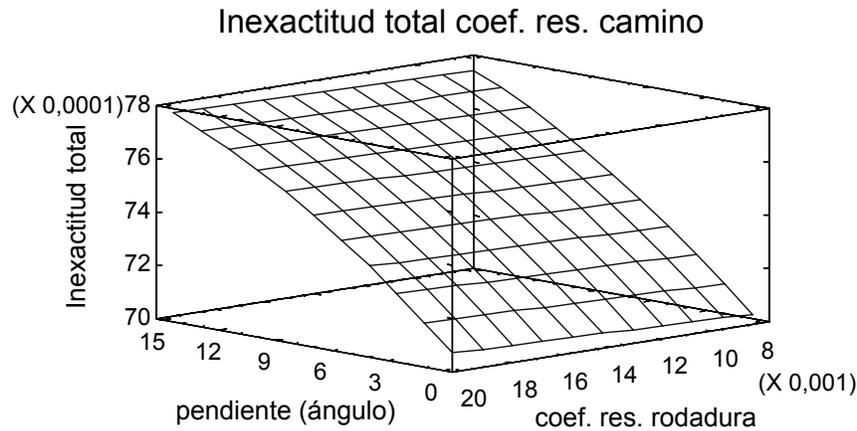


Figura 4.7 Superficie de respuesta: inexactitud total al medir ψ_0 .

4.5.- Validación de los modelos empleados en la Nueva Concepción de los Ciclos de Movimiento Teóricos.

Para validar los modelos que componen la estructura de los ciclos de viaje, propuestos en este trabajo, a partir de la Nueva Concepción de los Ciclos de Movimiento Teóricos, se emplea la comparación entre los resultados obtenidos en la solución del ciclo teórico para vehículos concretos y los resultados experimentales obtenidos para los mismos vehículos que operan según las condiciones de esos ciclos. Los parámetros de salida que se analizan son el tiempo transcurrido y el consumo de combustible.

4.5.1.- Análisis de la dimensión tiempo transcurrido.

En los epígrafes 2.3.2 y 2.3.6, se explicó como se soluciona el Ciclo Básico Modificado, a partir de la nueva concepción de los ciclos teóricos y, en el epígrafe 3.2, se presentó el conjunto de experimentos vehiculares utilizados para validarlo.

Antes de llevar a cabo cualquier valoración es necesario recalcar, que en los epígrafes 2.3.2 y 2.3.6 queda evidenciado conceptual y matemáticamente, que el Ciclo Básico Modificado (C. B. M.) difiere del Ciclo Básico establecido en otras investigaciones ^[122]. Luego cualquier comparación entre ambos diseños debe llevarse a cabo en el orden cualitativo, dado sobre todo a que la inclusión de las nuevas etapas de trabajo en el C. B. M. lo hace que se diferencie notablemente de su predecesor ^[122]. De todos modos en la tabla 3 del anexo 4 se presentan las diferencias en los parámetros de salida entre ambos ciclos, obtenidos para un vehículo concreto en 1ra marcha, y en las tablas 4-7 del anexo 4 se presentan las diferencias obtenidas durante la solución de ambos ciclos para 4 vehículos concretos.

Valoración del tiempo determinado en el C. B. M.

En la Prueba No. 3, epígrafe 3.2.3, se obtienen los tiempos de permanencia en cada marcha (tabla 4.3) y los correspondientes al frenado con el motor y frenado intenso.

Tabla 4.3 Tiempos de permanencia por marchas, medidos en la prueba No. 4 y obtenidos teóricamente.

Etapas	Rango de velocidad (km/h)	Tiempo cronometrado (s)		Error relativo	
		Experimentos (95,0% de confianza)	Modelos del C. B. M	%	3 vs. 4
1	2	3	4	5	
$V_{min1}-V_{II}$	7-30	7,14 +/- 0,83	6,8	4,76	
$V_{II}-V_{III}$	29,5-52	22,0 +/- 0,75	21,2	3,63	
$V_{III}-V_E$	51,3-80	30,86 +/- 0,83	32,7	5,96	
V_E-V_F	80-52	13,86 +/- 1,35	15,2	9,66	
V_F-V_0	52-0	4,0 +/- 0,53	3,7	7,5	

El valor medio de estos tiempos se comparan con los calculados en el C.B.M. para el vehículo sometido a prueba, siendo los resultados de la comparación mostrados en la última columna de la tabla 4.3. El máximo error observado para la dimensión tiempo en las etapas de impulso, es de 5,96% (1,84s) por lo que es aceptable.

Luego, si se analiza el periodo de frenado, el error relativo mayor le corresponde a la etapa de frenado con el motor 9,66%; en él puede haber influido: el error de tipo sistemático que se cometer en el momento de cambiar de una variante de frenado a otra, o sea, el valor de la velocidad de frenado v_F se tomó más alto, por lo que el vehículo operó menos tiempo en esa etapa. Eso por supuesto, también influyó en la etapa de frenado intenso, y por tal razón, el trabajo en la etapa se extendió. No obstante, el valor de ambos errores se considera aceptable.

Valoración del tiempo determinado en el Ciclo ASTRO.

En el epígrafe 2.3.3, se explicó un ciclo de movimiento teórico que contemplaba particularidades de la relación vehículo – medio – vía para los ómnibus ASTRO en la ruta Cienfuegos – Habana, vía Rodas. La necesidad de establecer un estilo de conducción típico en los chóferes de ómnibus ASTRO de la base de Cienfuegos, de modo que pudiese tomarse en cuenta en la solución del ciclo teórico, llevó a la aplicación de un instrumento para recolectar los datos necesarios. Se determinaron los aspectos del contenido de la encuesta, a partir de los factores que dentro del estilo de conducción tienen incidencia en el consumo de combustible en las etapas de impulso y frenado, y de las características del sistema de transmisión de los vehículos estudiados. Para esto, se consultó con miembros del grupo de investigación del transporte de la Universidad de Cienfuegos, los profesionales de la base ASTRO, con los chóferes más experimentados de la base y con los recursos citados por varios autores [25][33][70][145][207]. Los aspectos que formarían parte del contenido de la encuesta fueron sometidos a consulta por los especialistas del grupo de investigación y los profesionales de la base ASTRO.

Se aplicó la técnica de criterios de expertos, al personal señalado anteriormente, determinándose el orden de importancia o prioridad de las aspectos a considerar para determinar el estilo de conducción para los chóferes de los ómnibus estudiados, en las condiciones planteadas.

La concordancia de los expertos y su validación se determinó por el Coeficiente de Concordancia de Kendall y la técnica de Chi Cuadrado, respectivamente.

El número de expertos: $M_{(i=0.2)} = 9$, para un nivel de confianza del 95 % y un 10% de error en la estimación. Al aspecto de mayor importancia se le concedió 14 puntos y así en orden decreciente hasta 1 punto al de menor importancia (Los aspectos que se eligieron finalmente se muestran en el modelo 1, anexo 4). El nivel de concordancia entre los expertos fue determinado por el estadígrafo Kendall τ . Debido a que el valor calculado 0,84 es mayor que 0,7, se acepta el criterio. Para la validación del criterio de expertos, se realiza una prueba de hipótesis donde: $H_0: \tau=0$

Se utiliza el criterio de si: χ^2 calculado > χ^2 tabulado, se rechaza la hipótesis nula.

Se concluye que hay concordancia significativa entre los expertos, pues:

$$\chi^2 \text{ calculado} = 98,28 \text{ y } \chi^2 \text{ tabulado} = 22,36_{(\alpha=0,05 \text{ y } f=13)}$$

La recolección de los datos, a través de los cuestionarios, tuvo lugar en la empresa ASTRO de Cienfuegos. Se aplicó a todos los chóferes de ómnibus de la base, por lo que se contó con los datos de toda la población. Los resultados se procesaron estadísticamente, según la puntuación ofrecida a cada requisito por el grupo de expertos, infiriéndose finalmente el estilo de conducción empleado en la solución del ciclo ASTRO.

En la tabla 4.4 se hace la comparación del tiempo calculado por los modelos del ciclo teórico ASTRO con respecto a los tiempos medidos en las pruebas experimentales (epígrafe 3.3.2), obtenidos en esa misma ruta por los ómnibus que operan en ella.

Nótese que siempre el error relativo para las comparaciones en ambos ómnibus no supera el 3,1 %, (fila 5), lo que pone de manifiesto la exactitud de las aproximaciones y de los modelos del ciclo teórico ASTRO. Dicho de otro modo, la diferencia entre el tiempo reportado en las pruebas y el determinado teóricamente (fila 4), nunca rebasa los 8 minutos.

Tabla 4.4. Comparación de los tiempos: teórico, normado por la flota y experimentales. C. ASTRO.

Tiempos				
1	Categoría		Ómnibus	
			MB O 371	Yutong ZK 6120
2	Tiempo ciclo teórico	s	15163,94	15208,68
3	Tiempo real pruebas (95% de confianza)	s	14712,9 ± 679,32	14940 ± 500,42
4	Error absoluto (2 vs. 3)	min	7,51	4,48
5	Error relativo (2 vs. 3)	%	3,06	1,79

4.5.2.- Análisis de consumo de combustible.

La valoración, interpretación y validación de los resultados del consumo de combustible determinado teóricamente, al igual que para la dimensión tiempo, se realiza mediante la comparación con los resultados obtenidos en las pruebas. Debe tenerse en cuenta, para formular un criterio acerca de estos resultados, que investigaciones foráneas de reconocido prestigio consideran apropiados los errores relativos a la determinación del consumo, del $\pm 10\%$ ^[131], y otras desde -10% hasta 14% ^[171].

Valoración del consumo de combustible determinado en el C. B. M.

Durante la determinación experimental del **consumo de combustible total en el período de impulso Prueba No. 2**, epígrafe 3.2.3, el rango de las mediciones de consumo oscila entre los 0,125 y 0,153 dm³ (Ver Tabla 8 en el anexo 4), siendo su valor medio: 0,141 +/- 0,092 dm³ (95% de confianza). Debido a que el consumo teórico es 0,132 dm³ se acepta como válido el resultado, pues su error relativo es 6,4 %.

Durante la operación del vehículo a velocidad estable o crucero, en el C. B. M., a diferencia de sus etapas de impulso, el coeficiente de aprovechamiento es $A_p < 1$. Por tal razón, durante el cálculo del consumo de **combustible en el período de velocidad crucero o estable**, sí se tiene que considerar el valor del coeficiente de resistencia a la rodadura (o el del camino). Los valores de consumo determinados experimentalmente en el mismo camino descrito en el epígrafe 4.4.3 (sector de la circunvalación) 0,0773 +/- 0,001 dm³ (95% de confianza), se comparan con el valor de consumo determinado teóricamente en el C. B. M. para el valor real del coeficiente de resistencia al camino, figura 4.6 y tabla 4.2, o sea: 0,0831 dm³. Entonces el error de tal comparación es del 7,5%, que es menor que el error (9,3%) que se comete al asumir su valor ($\psi_0 = f = 0,01$), pues con éste el valor teórico del consumo determinado es 0,0697 dm³.

En cuanto a la **determinación del consumo en las etapas donde se considera el trabajo del motor en vacío o ralenti** se corroboró la validez del método propuesto ^[99], como un aspecto más dentro de la validación del C. B. M. Como se aprecia en la tabla 4.5, no existen errores significativos entre los consumos observado y calculado.

Tabla 4.5. Consumo en ralenti determinado experimentalmente Prueba No. 1 y calculado en el C.B.M.

Vehículos	Consumo determinado (dm ³) Experimentos (95,0% de confianza)	Consumo calculado (dm ³) Modelos del C. B. M	Error relativo	
			%	2 vs. 3
1	2	3	4	
VAZ 2106	0,0306 +/- 0,0024	0,032	4,58	
VAZ 2107	0,0291 +/- 0,0039	0,031	6,63	
Mosvitch 2140	0,0377 +/- 0,0069	0,036	4,51	
GAZ 24	0,0537 +/- 0,0026	0,049	8,75	

Valoración del consumo de combustible determinado en el Ciclo ASTRO.

En la tabla 4.6 se muestra la comparación de los resultados, expresados por el indicador convencional consumo recorrido, que como se vio en el capítulo 1, es uno de los indicadores más diseminados universalmente en el sector del transporte. Por ello se eligió, para lograr una mejor interpretación.

Del análisis de la tabla se infiere: Primero y más importante, el Ciclo ASTRO predice con adecuada exactitud el consumo de combustible, nótese el valor del error relativo cuando se comparan los resultados de este ciclo con características específicas, con respecto a los valores experimentales; Segundo, la cuantía del indicador ofrecido por el fabricante nunca podrá ser un criterio para la evaluación del desempeño de los vehículos, en condiciones reales, pues sus valores se alejan en

gran medida de los resultados experimentales (en el Yutong, se agudiza más el problema, pues el fabricante no considera la carga que ejerce el acondicionador de aire sobre el motor al publicar el valor del indicador); Tercero, se demuestra la ambigüedad de los índices establecidos a nivel nacional.

Tabla 4.6. Indicadores de consumo recorrido C. ASTRO.

Ómnibus		MB O 371	Yutong ZK 6120
	1	2	3
1	Qrec ciclo teórico	l/100km	29,9
2	Qrec pruebas(95,0% de confianza)	l/100km	27,20 +/- 1,51
3	Qrec fabricante	l/100km	31
4	Qrec normado flota ASTRO	l/100km	35
5	Error relativo 1 vs 2	%	9,03
6	Error relativo 2 vs 3	%	13,97
7	Error relativo 2 vs 4	%	28,67

Como quiera que el MITRANS tiene establecido el consumo recorrido como indicador fundamental y hasta tanto no se establezca nacionalmente otro, hay que seguirlo utilizando, se procesaron estadísticamente los resultados de las mediciones realizadas como parte de este trabajo y se obtuvo, por análisis de regresión múltiple, un modelo que predice el comportamiento del consumo recorrido, en la ruta Cienfuegos-Habana, por cualquier destino intermedio. El modelo en cuestión es el siguiente:

$$Q(l/100km) = -197,41 + 0,0053 \cdot G_{cV_1}(kg) - 0,0232 \cdot G_{cV_2}(kg) + 0,5478 \cdot r_{V_1}(km) + \dots + 0,5232 \cdot r_{V_2}(km) - 0,0079 \cdot t_{V_1}(s) + 0,0074 \cdot t_{V_2}(s) - 8,3732 \cdot v_{tecV_1}(m/s) + 7,2137 \cdot v_{tecV_2}(m/s) \quad (4.10)$$

$$R^2 = 99,13\%; R^2_{(corregido)} = 96,82\%; \text{EEE} = 2,67\%; \text{EMA} = 1,09\%; \text{DWT} = 1,7437 (P=0,2366).$$

Donde, las variables afectadas por V_1 se refieren al viaje de ida, y V_2 al viaje de regreso. G_c , peso de la carga útil; r , total de kilómetros recorridos; t , tiempo total del viaje y; v_{tec} , velocidad técnica.

El coeficiente de correlación (R^2) indica que el modelo (Ec. 4.10) explica muy favorablemente la variabilidad del parámetro consumo recorrido. El R^2 ajustado estadísticamente, es más apropiado para comparar modelos con diferente número de variables independientes; informa que el 96,82% de los valores observados pueden ser explicados con los valores estimados, lo cual es muy favorable. El error estándar de los estimados (EEE) muestra la desviación estándar de los residuales y el error absoluto de la media (EMA) es el valor promedio de los residuales, ambos alcanzan valores bajos y representan el buen ajuste del modelo. Luego la prueba Durbin-Watson (DWT) determina cualquier correlación significativa de los residuales, debido a que el valor de P es mayor que 0,05 no indica una auto-correlación de serie en los residuales. Todo este análisis demuestra la efectividad de este modelo.

El establecimiento de un indicador nacional para este tipo de vehículos es inadecuado, por las diferencias que existen entre una ruta y otra, en cuanto a condiciones viales y a sus parámetros de

tiempo, carga útil, horario, tráfico, etc. Por tal motivo, el modelo 4.10 posibilitaría predecir el consumo en la ruta en cuestión, en función de las características del viaje, sin necesidad de ceñirnos a un indicador fijo, aún en la propia ruta.

Valoración del consumo de combustible determinado en el Ciclo 5ta rueda.

Utilizando los resultados de la determinación experimental del coeficiente ψ_0 , desarrollada en el epígrafe 4.4.3, como base datos para la solución de un ciclo con características específicas, es posible, validar los modelos empleados en la solución del ciclo 5ta rueda, tomando como base los resultados de consumo de combustible teóricos y experimentales. Se demuestra además, la importancia del empleo de la base de datos experimental de ψ_0 , en comparación con otras formas ya empleadas de solución del modelo.

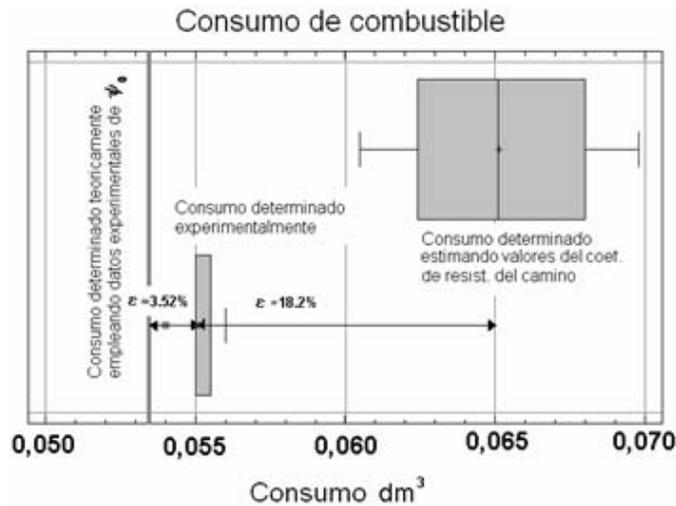


Figura 4.8. Consumo de combustible determinado experimentalmente versus calculado en el ciclo 5ta rueda ante ψ_0 obtenido por diferentes métodos.

En la figura 4.8 se grafica el conjunto de valores de consumo de combustible, determinados experimentalmente, en el mismo camino caracterizado anteriormente que responde a la figura 4.5 y fila superior de la tabla 4.2. En la parte izquierda del gráfico, se indica el valor del consumo determinado bajo los modelos del ciclo específico 5ta rueda, solucionado con los resultados de la caracterización experimental del tramo de vía y con la aproximación del estilo real de conducción durante la prueba experimental de consumo, por tanto, tal resultado es inequívocamente propio de un ciclo de movimiento específico. Aparece también casi al centro del gráfico, el rango de variación de los consumos de combustible determinados experimentalmente. Debido a que, el error entre el valor de consumo calculado para el ciclo de movimiento específico, respecto al valor de consumo medio de los resultados experimentales (95% de confianza), es suficientemente pequeño (3,52%), se puede concluir que, tanto los modelos matemáticos empleados, como la información de los coeficientes de resistencia camino, solucionan satisfactoriamente el ciclo 5ta rueda.

Se puede destacar que el error obtenido en este caso, es menor que el obtenido en las otras variantes de solución del ciclo específico, lo cual ratifica la importancia del uso de la base de datos de los coeficientes de resistencia al camino, obtenidos experimentalmente.

Otro modo de demostrar la importancia del empleo de la base de datos de los coeficientes de resistencia al camino es el siguiente: se toma el mismo tramo de vía (Figura 4.5) y se divide en dos porciones: una horizontal (166 m) y otra con pendiente (340 m). Se toma el valor medio de la pendiente (0,02) y se asignan valores del coeficiente de resistencia al rodamiento que oscilen entre 0,01-0,015. Se obtiene ψ_o , como la suma de la pendiente y el coeficiente variable de resistencia al rodamiento (Ec. 1.15), se soluciona para cada valor de ψ_o el ciclo 5ta rueda y se calcula el consumo. En el lado derecho y arriba en el gráfico, se ubican los consumos calculados bajo esta variante. Como puede observarse, a pesar de que se toman valores diferentes de ψ_o en un amplio rango, la estimación del valor del coeficiente ψ_o genera errores del 18,2%, al comparar las medias de las distribuciones: observada experimentalmente y la obtenida en esta variante. Aún si se consideraran los extremos más cercanos entre ambos, la diferencia rebasa en mucho, las obtenidas con el uso de caracterización vial experimental.

Al igual que los resultados cuando se comparaba el tiempo transcurrido, los resultados obtenidos para la determinación del consumo de combustible a través de los ciclos teóricos, pone de manifiesto la exactitud de las aproximaciones y de los ciclos solucionados bajo la nueva concepción general.

4.6.- Los indicadores de la dinámica y el consumo.

Los indicadores juegan un rol trascendental cuando se evalúa el desempeño vehicular. Los indicadores propuestos, de la dinámica y el consumo, pueden obtenerse: 1- directamente de los parámetros de salida de la solución de los ciclos de viaje, 2- a partir de criterios desarrollados en esta investigación. A continuación se presentan distintas valoraciones acerca de ellos:

4.6.1.- La actualización de los indicadores de la fuente energética – sistema de transmisión. El coeficiente integral del sistema de transmisión, CISTA.

En anteriores trabajos ^[115] ^[122] ^[123] se habían definido los indicadores dinámicos vinculados a la relación fuente energética y sistema de transmisión. Estos indicadores también sufren cambios debido a la incorporación de los nuevos criterios presentados en el marco de esta investigación. Millo ^[122] propuso los indicadores y obtuvo el rango de valores de los mismos en determinada población de camiones diesel, utilizando diferentes criterios para la definición de las características exteriores, o sea, criterios de determinación de los coeficientes C_1 , C_2 y C_3 según Aragón ^[11], Litvinov ^[108], Ilarionov ^[93] y las tablas de Makzapatián ^[117] corregidas por varios autores. En las tablas 4.7, 4.8 y 4.9 se muestran estos resultados, y en la última columna de cada uno de ellas, se muestra el rango de variación de los coeficientes obtenido con la incorporación de los criterios de v_{min} y eficiencia variable.

Como puede observarse, se incluyen en la última columna tanto los camiones diesel, evaluados también por Millo ^[122], como los de gasolina no incluidos en su trabajo.

La v_{\min} , (Epígrafe 2.2.3), incide en los coeficientes: Aprovechamiento de las áreas de ausencia de potencia y Solape entre marchas, mientras que la eficiencia variable (Epígrafe 2.2.1) incide en: la selectividad de marchas y en el Aprovechamiento de las áreas de ausencia de potencia. En la tabla 4.7, el rango de variación del coeficiente que valora el aprovechamiento del área bajo la curva, considerando el criterio de v_{\min} y eficiencia variable, se estrecha, pero su límite inferior toma valores mayores que los calculados anteriormente. Esto se debe fundamentalmente, a que al existir una mejor definición de la velocidad mínima en movimiento estable en 1ra marcha, las áreas bajo la curva ideal y real aumentan, sobre todo la de la curva real. En cuanto al rango del coeficiente que valora el solape total entre marchas (tabla 4.8) se acorta al aplicar el criterio de determinación de V_{\min} , es decir, desciende la cota inferior y se reduce extraordinariamente la cota superior. Los elevados límites superiores de este coeficiente habían sido fuente de preocupación entre sus mismos autores ^{[115] [122]}. De tal forma, al aplicar el criterio de determinación de v_{\min} se soluciona la problemática anterior, y se logra que nunca los valores de solape calculados superen el 100%. Como puede observarse al incluir los vehículos pesados de gasolina se incrementa el límite superior del solape, lo cual se debe a las mayores frecuencias de rotación máxima de los motores de gasolina.

Tabla 4.7. Aprovechamiento de las áreas de ausencia de potencia.

Tipo de vehículo	Aprovechamiento de las áreas de ausencia de potencia %				
	Aragón ^[11]	Litvinov ^[108]	Ilarionov ^[93]	Tablas ^[117]	Criterios v_{\min} y η_o
Camiones diesel	42-73	40-74	42-73	41-74	67-75
Vehículos pesados	-	-	-	-	52-75

Tabla 4.8. Solape total entre marchas.

Tipo de vehículo	Solape total %				
	Aragón ^[11]	Litvinov ^[108]	Ilarionov ^[93]	Tablas ^[117]	Criterio v_{\min}
Camiones diesel	85-320	80-382	85-320	86-344	30-58
Vehículos pesados	-	-	-	-	30-98

En la tabla 4.9, se puede apreciar como al aplicar el criterio de eficiencia variable se reduce el rango de variación del coeficiente de selectividad de marchas, para los camiones diesel y su mínimo alcanza valores superiores. En el caso de la gasolina el rango es más amplio, y aumenta el límite superior, lo cual se corresponde con la mayor elasticidad de los motores de gasolina.

Aunque en el solape total no existe influencia del nuevo criterio de determinación de la eficiencia de la transmisión, para el Coeficiente Integral del Sistema de Transmisión (CISTA) sí, pues contempla tanto la selectividad de marchas como el aprovechamiento de las áreas de ausencia de potencia. Este es un indicador novedoso, que contempla los anteriores indicadores actualizados, de ahí su carácter integral. Su rango de valores típico, para los vehículos pesados de transmisión mecánica se encuentra entre 47 – 75%.

Tabla 4.9. Selectividad de marchas.

Tipo de vehículo	Selectividad de marchas %				
	Aragón ^[11]	Litvinov ^[108]	Ilarionov ^[93]	Tablas ^[117]	Criterio η_0
Camiones diesel	25-53	25-53	25-53	25-53	37-44
Vehículos pesados	-	-	-	-	27-65

4.6.2.- Los nuevos indicadores de consumo.

Analizando los perfiles de velocidad del ómnibus MB O 371 (figura 2.6) en tramos de la ruta Cienfuegos-Habana, se puede explicar la conveniencia de describir el desempeño del vehículo a través de determinado coeficiente. Nótese que en el perfil del tramo urbano, los procesos de aceleración y frenado consumen una parte importante del tiempo y en consecuencia la operación a velocidades estables se reduce en comparación con la autopista. Lo anterior demuestra lo importante que resulta la determinación de los coeficientes CETA y CAF, como medio de valoración de la eficiencia energética en estas condiciones. Si ahora se toma el perfil del tramo de autopista, en la misma figura, existe un predominio del trabajo a velocidad constante, esto hace evidente la mayor utilidad del coeficiente CETV, y el indicador de Consumo unitario, como medios para valorar la eficiencia energética.

Para el análisis de los nuevos indicadores de consumo se toma como ejemplo el ciclo teórico ASTRO completo, en el cual se evalúan dos modelos de ómnibus. En la tabla 4.10 se presentan los nuevos indicadores de consumo calculados según la modelación del ciclo. Se considera en este análisis que el acondicionador de aire del ómnibus está desconectado.

Tabla 4.10. Nuevos indicadores evaluados en el ciclo de movimiento teórico ASTRO Cienfuegos.

	Categorías		Vehículos	
			MB O 371	Yutong ZK 6120
1	1	2	3	4
2	Q_{Wh}	lh/tkm	0,27	0,20
3	CETA	%	4,88	8,18
4	CETV	%	28,41	41,54
5	CAF	%	7,18	7,59

Las columnas 3 y 4 representan los valores de los nuevos indicadores para el trabajo de los vehículos en el ciclo. Estos valores son coherentes con el tipo de vehículo que se analiza y sirven para detectar el vehículo con mejor desempeño. De los resultados se desprende, que el vehículo con mejores cualidades de economía de consumo de combustible, en el ciclo ASTRO, es el Yutong ZK-6120, pues es el que mejor aprovecha la energía durante los procesos de movimiento en velocidad estable, impulso y deceleración con el motor conectado, filas 3, 4 y 5, respectivamente. En consecuencia con ello, a este vehículo le corresponde el menor valor de Consumo Unitario, fila 2.

Es necesario destacar además que el ZK-6120LA no solo brinda mejor confort, sino que tiene un menor consumo de combustible específico, pues entre otros, la cilindrada del motor es notablemente menor y la potencia que puede desarrollar es algo más pequeña que la del otro ómnibus, lo cual

influye en todos los coeficientes. Debido a la geometría frontal de su chasis, que clasifica entre las más avanzadas ^[19] para los ómnibus actualmente en explotación, tiene un coeficiente de resistencia aerodinámica más pequeño. Esto es un factor importante, pues emplea menos energía en vencer las resistencias aerodinámicas que surgen a altas velocidades de movimiento; lo cual influye notablemente en el coeficiente CETV. Por último, las relaciones de transmisión, forma aerodinámica y consumo específico del ZK-6120LA determinan sus mejores valores del coeficiente CETA, con respecto al MB OM-371.

4.6.3.- El indicador de consumo unitario respecto a los indicadores de consumo tradicionales.

Como se explicaba en el epígrafe 1.3 los indicadores de consumo tradicionales tienen sus limitaciones. En la figura 4.9 se representa el comportamiento del indicador de consumo unitario (Ec. 2.67) y del indicador tradicional de consumo recorrido, ambos ploteados contra la velocidad técnica. El gráfico de la figura se confecciona, simulando un ciclo a velocidad constante en la marcha superior, para el ómnibus MB OM-371, que se resuelve para diferentes velocidades, en una distancia igual a la de una ruta real y con un ψ_0 constante e igual al promedio de una ruta real, bajo condiciones ambientales normales. Se considera que el vehículo está completamente cargado.

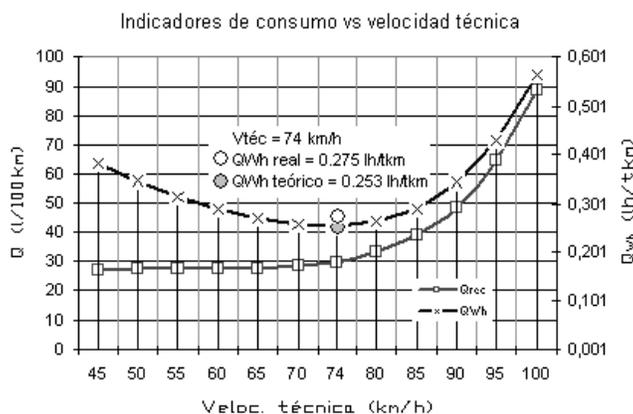


Figura 4. 9. Indicadores de consumo versus velocidad técnica.

Si se parte del hecho, de que los valores mínimos del indicador deben mostrar los rangos de velocidad económica de movimiento, en la mayoría de los vehículos diesel las curvas de consumo recorrido experimentales son ascendentes, sin mínimos, (como este caso: OM -371), y en el caso de la gasolina los rangos de velocidad económica son tan pequeños que harían totalmente improductivo un proceso de transportación. Sin embargo, el indicador de consumo unitario Q_{wh} alcanza su mínimo a velocidades de movimiento mayores (74 km/h), que las correspondientes al mínimo del consumo recorrido (40 km/h), garantizando un mayor rendimiento del vehículo. Esta velocidad es consecuente, con las velocidades técnicas de los ómnibus de esta marca y modelo, que en la base ASTRO en el período estudiado, alcanzaban los mejores indicadores técnico-económicos. Esto demuestra la necesidad del uso de este indicador, para la mejor evaluación de la eficiencia energética del vehículo.

4.6.4.- La Representación gráfica de los indicadores.

En el primer capítulo se concluyó que, la presentación gráfica de los indicadores es imprescindible para una valoración más efectiva del vehículo. Representar gráficamente un indicador implica plotearlo contra una variable. Debido a que cualquier indicador o coeficiente depende de un número considerable de variables, hace falta: primero, llegar a un criterio que permita reducir el grupo de las posibles variables que puedan ser analizadas, y segundo, someter las variables elegidas en el paso anterior a diversas técnicas estadísticas que demuestren el grado de significación que cada coeficiente propuesto tiene respecto a esas variables.

Se aplicó la técnica de criterios de expertos a miembros del grupo de investigación del transporte automotor de la Universidad de Cienfuegos y a otros especialistas de transporte del territorio, para que estos determinaran el orden de importancia, que a su criterio, tienen las variables o parámetros constructivos de los automóviles (requisitos) presentadas para su valoración.

La concordancia entre estos expertos y la validación del criterio emitido, fue determinada por el Coeficiente de Concordancia de Kendall y la técnica de Chi Cuadrado, respectivamente.

El número de expertos $M_{(i=0,24)} = 7$ expertos, para un nivel de confianza del 95 % y un 10% de error en la estimación. Se formaron 10 grupos, con parámetros afines, que responden a determinada cualidad. Al aspecto de mayor importancia se le concedió 10 puntos y así en orden decreciente hasta 1 punto, al de menor importancia. El nivel de concordancia entre los expertos se determinó por el estadígrafo Kendall τ . Debido a que el valor calculado 0,76 es mayor que 0,7 se acepta el criterio.

Para la validación del criterio de expertos, se realizó una prueba de hipótesis donde: $H_0: \tau=0$. Se utilizó el criterio de si: χ^2 calculado $>$ χ^2 tabulado, se rechaza la hipótesis nula. Se concluye que hay concordancia significativa entre los expertos, pues:

$$\chi^2 \text{ calculado} = 88 \text{ y } \chi^2 \text{ tabulado} = 16,92_{(\alpha=0,05 \text{ y } f=9)}$$

Los resultados se procesaron, según la puntuación ofrecida a cada requisito por el grupo de expertos, infiriéndose finalmente las variables: Consumo específico, Peso de la carga útil, Cilindrada, Velocidad mínima en movimiento estable para primera marcha, Velocidad media del pistón, Potencia máxima, Peso total, Eficiencia de la transmisión para la marcha superior, Factor aerodinámico, Radio dinámico, Solape, Selectividad de marchas, Áreas de ausencia de potencia, Elasticidad de torque y Elasticidad de frecuencia de rotación.

Los coeficientes en estudio (variable dependiente) y las variables independientes (15 restantes) fueron objeto del siguiente análisis estadístico:

a.-Comprobación de la normalidad de la variable dependiente,

1- Prueba Chi-cuadrado; 2- Prueba Shapiro-Wilks; 3- Simetría; 4- Curtosis.

b.-Comprobación de la normalidad del resto de las variables (independientes): Ídem a a.-

c.-Ejecutar las siguientes técnicas de análisis entre los dos tipos de variables:

1- Análisis de la varianza de los componentes; 2- Análisis de los componentes principales; 3- Análisis factorial.

d.-Identificación de las variables más significativas.

En el Anexo 4, se presenta un ejemplo concreto de la aplicación de tal metodología a uno de los coeficientes. Es importante aclarar que los coeficientes analizados en tal procedimiento, fueron: CETA, CISTA y CAF, pues los indicadores CETV y Q_{Wh} son potencialmente dependientes de la velocidad de movimiento, por eso, para estos últimos, es más apropiado su representación respecto a la velocidad.

Finalmente, dentro de las variables detectadas hay que destacar el peso total (G), el peso de la carga útil (G_c) y la Potencia máxima ($N_{em\acute{a}x}$), estas tres variables tienen significación comprobada en los indicadores CAF, CETA y CISTA. Además la v_{min} tiene incidencia en los coeficientes CETA y CISTA, por lo cual también se puede considerar a la hora de representar los indicadores.

Una vez determinados los parámetros estadísticamente significativos para un coeficiente dado, se procede a representar gráficamente el comportamiento de cada coeficiente. En la ordenada se reflejan los valores del coeficiente en estudio y en la abscisa los valores del parámetro contra el cual se compara. Figura 4.10.

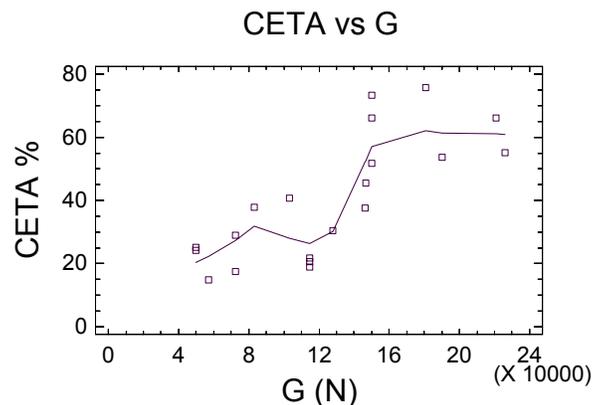


Figura 4.10. CETA vs. Peso total.

En las figuras 4 – 9, del Anexo 4 del trabajo se muestran otras dependencias de los coeficientes.

Los vehículos situados por encima de la línea de valores medios, ofrecen las mejores prestaciones y mientras mayor el valor, mayor aptitud para ser elegidos.

Tanto los nuevos indicadores de consumo, como los indicadores clásicos actualizados a través de los ciclos teóricos y las pruebas experimentales, son instrumentos decisivos para la gestión eficiente de la energía en la empresas transportistas, las cuales ya empiezan a establecer puestos claves ^[125] y las herramientas para su control (figura 10, Anexo 4).

4.7.- Conclusiones Parciales.

1. La comparación de los resultados teóricos de determinación de la velocidad mínima estable obtenidos en esta investigación, con los resultados experimentales ofrecidos por otros autores,

demuestran la exactitud del criterio (10,20% error medio y el 83% de los casos analizados poseen error relativo <15%) para los vehículos pesados, en cualquier marcha conectada.

2. La expresión propuesta para la determinación de la caída de velocidad durante el cambio de marcha, dada su exactitud, universalidad y por su fundamentación teórica, resulta más adecuada que el resto de las propuestas teóricas evaluadas.
3. Al comparar los valores de tiempo y consumo teórico del Ciclo Básico Modificado con los obtenidos experimentalmente, se concluye que el error relativo para cualquier etapa analizada nunca llega al 10%. Esto demuestra la validez de los modelos empleados.
4. Los modelos de la Concepción General de los Ciclos de Movimiento que fueron validados utilizando el Ciclo Astro, muestran exactitud a partir de la comparación entre los tiempos ($\varepsilon \leq 3,06\%$), y consumo ($\varepsilon \leq 9,04\%$), obtenidos experimentalmente.
5. Quedan actualizados los rangos de variación de los indicadores que evalúan la relación fuente energética-sistema de transmisión, incluyendo a los vehículos pesados de gasolina, los cuales son para el: Solape, 30-98%; Aprovechamiento de las áreas de ausencia de potencia, 52-75%; y Selectividad de marchas, 27-65%. Los límites del indicador integral para la valoración de cualidades dinámicas, CISTA, se encuentran entre 47-75%.
6. El indicador propuesto de consumo unitario, muestra rangos de velocidad técnica económica ($v > 70 \text{ km/h}$) más acordes con el rendimiento de las transportaciones que los indicadores tradicionales y en mayor correspondencia con los mejores estilos de conducción en los vehículos analizados.
7. Los indicadores propuestos CETA, CETV y CAF, posibilitan una valoración más integral del desempeño de los vehículos en determinados regímenes de movimiento.
8. El análisis estadístico vinculado a la presentación gráfica de los indicadores, permitió detectar las variables con mayor influencia en los valores de los indicadores que describen las cualidades de explotación estudiadas. Estas variables son: el peso total, G ; el peso de la carga, G_c ; la potencia máxima, $N_{e_{\text{máx}}}$; y la velocidad mínima estable, $v_{\text{mín}}$.
9. La valoración de las características estáticas y dinámicas del sistema de medición del coeficiente de resistencia al camino demuestran la aptitud del mismo para los fines propuestos. El sistema es capaz de registrar adecuadamente las fluctuaciones del coeficiente de resistencia al camino que se producen a lo largo de una vía, con muy buena exactitud.
10. La Concepción General de los Ciclos de Movimiento, solucionada a partir del ciclo específico 5ta rueda, demuestra que el uso de la base de datos de caracterización vial experimental arroja resultados más cercanos a los resultados experimentales ($\varepsilon \leq 3.52\%$) que las otras alternativas utilizadas ($\varepsilon \leq 18.2\%$).

CONCLUSIONES.

1. Quedó definido un criterio novedoso para la determinación de la velocidad mínima en el movimiento estable, que brinda resultados de adecuada exactitud. Resulta un criterio importante para la construcción de la característica exterior de velocidad y la característica tractiva y para la determinación de los indicadores que en relación con estas se determinan.
2. Se obtuvo una expresión para la determinación de la eficiencia variable con la fórmula de ruedas, la ubicación relativa del motor y puente motriz, marcha conectada, carga y velocidad, que con ayuda de una tabla viabiliza su determinación sin necesidad del esquema cinemático del vehículo.
3. Se obtuvieron expresiones para la determinación de los parámetros de frenado con utilización parcial de la fuerza de adherencia, que incorporan los criterios aportados en el presente trabajo. Ello posibilita acercar los ciclos de movimiento teóricos a las condiciones reales de operación y funcionamiento.
4. Se obtuvo una expresión para la determinación de la caída de velocidad en el cambio de marcha, que contempla las resistencias hidráulicas, y posee mayor exactitud, universalidad y fundamentación teórica que su precedente.
5. Los modelos matemáticos de tiempo transcurrido, espacio recorrido y consumo que fueron propuestos para solucionar los variantes que se derivan de la concepción general de los ciclos teóricos de movimiento, simulan las condiciones reales de movimiento, funcionamiento y operación de forma más adecuada que sus precedentes, se evidencia su efectividad con la validación realizada respecto a los resultados experimentales.
6. Con los nuevos criterios y modelos propuestos se logra la actualización de los rangos de variación de los indicadores que valoran la relación fuente energética-sistema de transmisión (aprovechamiento de las áreas de ausencia de potencia, solape y selectividad).
7. Los indicadores CISTA, CETA, CAF, CETV y Q_{wh} resultan ser integrales para describir las cualidades dinámicas y de consumo de los vehículos evaluados, siendo de utilidad para los fines de selección, remodelación o gestión. La representación gráfica de estos indicadores, en función de los parámetros más significativos, es una mejor alternativa para la evaluación de vehículos, que la representación de los rangos de variación de los mismos.
8. El sistema de medición de los coeficientes de resistencia al camino posee una concepción novedosa. Los experimentos ejecutados para la determinación de sus principales características y errores, demuestran la aptitud del mismo para los fines propuestos. El sistema es capaz de registrar adecuadamente las fluctuaciones del coeficiente de resistencia al camino que se producen a lo largo de una vía, con muy buena exactitud.

9. La utilización de los datos reales de los coeficientes de resistencia al camino, medidos experimentalmente, para la solución de los ciclos de movimiento. Surge como una nueva alternativa de la caracterización vial, que contribuye a acercar más los resultados obtenidos en la solución de los modelos de los ciclos teóricos a las condiciones reales.

Recomendaciones.

1. Elaborar un Sistema de Toma de Decisiones que abarque las diferentes variantes de solución del Ciclo General de Movimiento.
2. Trabajar en la definición de los coeficientes que determinan el comportamiento de las características exteriores de velocidad de los motores de inyección de gasolina y control electrónico de la inyección en diesel.
3. Trabajar en función de optimizar los regímenes de trabajo para el logro de una mayor eficiencia energética en los procesos de transportación.

Bibliografía del autor.

1. Antoine, D. Diseño, Construcción y Evaluación de Remolque para Experimentos Dinámicos Vehiculares de Carretera/ David Antoine, Ing. Ramón Pérez Gálvez, Dr. José R. Fuentes Vega (tutores). Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Trabajo de diploma. 2005.
2. Fuentes Vega, J. R., Pérez Gálvez, R., et al. Eficiencia Energética en el Transporte Automotor. Editorial Universo Sur. Cienfuegos. ISBN 959-257-071-3. 2004. --102p.
3. Gedeon Cornelius, Z. Análisis estático y dinámico del sistema de medición del coeficiente de resistencia del camino. Cornelius Gedeon: Ramón Pérez Gálvez, José R. Fuentes Vega (tutores) Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Trabajo de diploma. 2007.
4. Gómez Cruz, Y. Conjunto de experimentos de cualidades dinámicas y de consumo aplicados a vehículos ligeros clásicos/ Yoel Gómez Cruz: Ramón Pérez Gálvez, José R. Fuentes Vega (tutores). Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Trabajo de diploma. 2006.
5. Molina Portelles, Nervando. Propuesta de indicadores de consumo para la flota de ómnibus ASTRO Cienfuegos/ Nervando Molina Portelles: Ramón Pérez Gálvez, José R. Fuentes Vega (tutores). Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Tesis en opción al grado científico de Master en Eficiencia Energética. 2007.
6. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. Conjunto de soluciones para la eficiencia energética en el transporte automotor. Ponencia presentada al XVI Forum de Ciencia y Técnica Municipal 2007.
7. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. Conjunto de soluciones para la evaluación vehicular. XII Expo Forjadores del Futuro. La Habana, CUBA, BTJ, UJC Nacional. 2006.
8. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. Criterios para la determinación de la frecuencia de rotación mínima del motor en movimiento estable. Ingeniería mecánica. 2: 57-65. 2007.
9. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. Determinación teórica de la frecuencia de rotación mínima en movimiento estable, su aplicación. 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, CCIM-2006. La Habana, CUBA, ISPJAE. 2006.
10. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. El ciclo ASTRO una herramienta para pronosticar el consumo de combustible en una vía determinada. Conferencia Internacional de Energía Renovable CIER 2007. La Habana, CUBA, Palacio de las Convenciones. 2007.
11. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. El nuevo ciclo básico: una alternativa para evaluar la eficiencia energética de los automóviles. 4to Taller Internacional de Energía y Medio Ambiente. Cienfuegos, CUBA, UCf. 2006.

12. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. Evaluación de la eficiencia energética de vehículos pesados en el ciclo de movimiento básico modificado. 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, CCIM-2006. La Habana, CUBA, ISPJAE. 2006.
13. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. Evaluación de la emisividad de vehículos automotores mediante los ciclos teóricos de movimiento. Conferencia Internacional de Energía Renovable CIER 2007. La Habana, CUBA, Palacio de las Convenciones. 2007.
14. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. La eficiencia mecánica de la transmisión y los criterios de evaluación vehicular. 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, CCIM-2006. La Habana, CUBA, ISPJAE. 2006.
15. Pérez Gálvez, R. La nueva concepción del ciclo de movimiento básico e indicadores dinámicos y de consumo/ Ramón Pérez Gálvez: José R. Fuentes Vega, Juan B. Cogollos Martínez (tutores). Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Tesis en opción al grado científico de Master en Eficiencia Energética. 2005.
16. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. Sistema de medición del coeficiente de resistencia del camino. Oficina Cubana de la Propiedad Intelectual. Cuba, Universidad de Cienfuegos. Registro de Invención 0078: 6. 2007.

Otros artículos aceptados.

1. Evaluación de la eficiencia energética de vehículos pesados en el ciclo de movimiento básico modificado. Revista Ingeniería Mecánica. ISPJAE. La Habana, Cuba. Aceptado Sep 2007. ISBN: 1029-516X
2. Indicadores para evaluar la relación fuente energética - sistema de transmisión. 8º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Cusco, Perú. Aceptado Ago 2007.
3. Modelación de un ciclo de movimiento básico para la evaluación vehicular. 8º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Cusco, Perú. Aceptado Ago 2007.
4. Determinación experimental del coeficiente de resistencia del camino en una ruta concreta. 8º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Cusco, Perú. Aceptado Ago 2007.

Referencias Bibliográficas.

1. Ahn, Kiounggho. Microscopic fuel consumption and emission/ Kiounggho Ahn. -- Tesis en opción al Grado de Master, Instituto Politécnico de Virginia (Virginia), 1998.-- 131p.
2. Akcelik, R. A hierarchy of vehicle fuel consumption model. Traffic Engineer and control. 24, (10): 491- 495, 1983.
3. Alleman, T., et al. Fuel Property, Emission Test, and Operability Results from a Fleet of Class 6 Vehicles Operating on Gas-To-Liquid Fuel and Catalyzed Diesel Particle Filtres. SAE Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition. Tampa, Florida. 2004.
4. Almeida, M. D. and S. Kahn. Performance evaluation of hybrid-drive buses and potential fuel savings in Brazilian urban transit. Transportation 31(4): 18. 2004.
5. An, F. and F. Stodolsky. Fuel and emission impacts of heavy hybrid vehicles Chicago U.S. Department of Energy: 41. 1999.
6. Anderson, S.D., Memmott, J.K. and Patil, S.S. Road User Costs and the Influence of Pavement Type - A Perspective. Texas Transportation Institute Research Project 0440, Austin, Texas. 1992.
7. Antoine, D. Diseño, Construcción y Evaluación de Remolque para Experimentos Dinámicos Vehiculares de Carretera/ David Antoine, Ing. Ramón Pérez Gálvez, Dr. José R. Fuentes Vega (tutores). Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Trabajo de diploma. 2005.
8. Aragón Marrero, R. Comprobación del método teórico para el cálculo de la característica exterior de velocidad de los motores de combustión interna. Informe final de investigación, ISPJAE, Facultad de transporte, 1984.
9. Aragón Marrero, R. Indicador de evaluación de consumo de combustible. Informe final de investigación, ISPJAE, Facultad de transporte, 1986.
10. Aragón Marrero, R. Método de ajuste de la característica exterior del motor de combustión interna para la evaluación del sistema de transmisión del automóvil. Transporte y vías de comunicación (La Habana) (5), Julio 1979, p. 5-13.
11. Aragón Marrero, R. Metodología de evaluación técnica de oferta de automóviles de carga/ Rigoberto Aragón Marrero, Dr. Francisco Benítez Cárdenas (tutor). Tesis en opción al grado científico de Dr. En Ciencias Técnicas. 1988.
12. Argüelles Parrado, J. A. Mediciones de eventos mecánicos dinámicos/ José A. Argüelles Parrado –La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1987.-- 282p.
13. Armstrong, B.D. The influences of Cool Engines on Car Fuel Consumption. Dept. Of the Environment, Transport and Road Research Laboratory Supplementary Report. SR822, Crowthorne, 1983.

14. Arnold, G., et al. Effect on Pavement Wear of Increased Mass Limits for Heavy Vehicles – Concluding Report. Wellington, Land Transport New Zealand 80. 2005.
15. Bachman, W. H. A GIS-Based Modal Model of Automobile Exhaust Emissions. Cincinnati, OH 45268, United States National Environmental Agency 4. 1998.
16. Barlow, T. and I. McCrae. Exhaust emissions from heavy-duty vehicles. *International Journal of Vehicle Design* 27(1-2): 13. 2003.
17. Beamon, B. M. and P. M. Griffin. A Simulation-Based Methodology for Analyzing Congestion and Emissions on a Transportation Network. *Simulation* 72(2): 105-114. 1999.
18. Becker, D., A. Mesnikoff, et al. Increasing America's Fuel Economy. San Francisco, CA, Sierra Club Organization: 31. 2002.
19. Benítez Cárdenas, F. Equipamiento para la determinación de la efectividad de frenaje de los automóviles. *Revista Ciencias Técnicas Transporte y vías de comunicación. (La Habana)* (3): 24 – 30, Julio de 1978.
20. Bennett, C. R. and W. Paterson. HDM-4 Calibration Reference Manual. Highway Development & Management HDM-4. 5: 159. 1999.
21. Bennet, C.R. Modelling Road User and environmental Effects in HMD-4./ Christopher. R, Bennet... [et.al.]--Washington, D.C: The World Bank, ISBN 2-84060-103-6, 2001--363p.
22. Bennet, C.R. Modelling Road User Effects in HMD-4. *International Study of Highway Development and Management Tools*, University of Birmingham, 1998.
23. Bevly, D. M. Global Positioning System (GPS): A Low-Cost Velocity Sensor for Correcting Inertial Sensor Errors on Ground Vehicles. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 126(2): 255-264. 2004.
24. Beydoun, M. and J. M. Guldmann. Vehicle characteristics and emissions: Logit and regression analyses of I/M data from Massachusetts, Maryland, and Illinois Transportation Research Part D: Transport and Environment. 11(1): 59-76. 2006.
25. Biezborodova, G. B. Economía de consumo durante la conducción de los automóviles / G. B. Biezborodova, N. M. Mayak, A. A. Chalii. -- Kiev: Editorial Técnica, 1989.--128p.
26. Biggs, D.C. and Akcelik, R. Further Work on Modelling Car Fuel Consumption ARRB Internal Report AIR 390-10, Australian Road Research Board, Nunawading, 1985.
27. Biggs, D.C. ARFCOM- Models For Estimating Light to Heavy Vehicle Fuel Consumption. Research Report ARR 152, Australian Road Research Board, Nunawading, 1988.
28. Biggs, D.C. Comparison of Observed Heavy Vehicle Fuel Consumption in Canada with Estimates Produced by ARFCOM. Australian Road Research Board, Nunawading, 1990.
29. Bong-ChooN, J. and D. Karnopp. On the Dynamics of Gear Shifting. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems* 6(3): 209-221. 2000.

30. Borovskij, B. Seguridad del movimiento del transporte automotor / B. E. Borovskij. - - Leningrado: Editorial MIR, 1989.--303p.
31. Bosh. Manual de la técnica del automóvil / Bosh.--Barcelona: Editorial Reverté, S.A, 3a Edición en español, 1999.--893p.
32. Brinker, E. F. Apparatus for measuring the rolling resistance of a car. US Patent. USA, Air Brake Co. 3089029: 5. 1963.
33. Cao Mones, E. Conducción Técnica-Económica/ Ernesto Cao Mones: José R. Fuentes Vega, tutor, UCF, 2001. - - 102p.
34. Cárdenas Garnier, M. A. Criterios y metodología para la determinación de los parámetros dinámicos y cinemáticas para la remotorización. 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, CCIM-2006. La Habana, CUBA, ISPJAE. 2006.
35. Carlson, R. C. and J. C. Gerdes. Nonlinear Estimation of Longitudinal Tire Slip under Several Driving Conditions. American Control Conference, 2003. , Denver, Colorado. 2003.
36. Carpenter, P. and Cenek, P.D. Tyre Wear Modelling for HDM-4. Central Laboratories Report 98-529474 to Transit NZ, Opus Central Laboratories, Lower Hutt. 1999.
37. Casanella Leyva, R. Un estudio de la fuerza de resistencia al rodamiento aplicado a puentes de carreteras. <http://www.monografias.com/trabajos17/resistencia-al-rodamiento/resistencia-al-rodamiento.shtml>
38. Castillo Asencio, O. and L. d. A. Raña González. Evaluación y Selección de ofertas de vehículos destinados a la transportación de carga. 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, CCIM-2006. La Habana, CUBA, ISPJAE. 2006.
39. Castro Ruz, F. La internacionalización del genocidio. Granma (La Habana) 04/04/2007: 1
40. Cenek, P.D. and Patrick, J.E. Prediction of Road Roughness Prediction. Central Laboratories Report 91-29301. Mworks Consultancy Services, New Zealand, 1991.
41. Chang, D. and E. Morlok. Vehicle Speed Profiles to Minimize Work and Fuel Consumption. Journal of transportation engineerig 131(3): 173-182. 2005.
42. Chi, D. S. Induced Automobile Emission Comparison between Two Retail Land Use Types. Berkeley, University of Southern California: 18. 2002.
43. Chicurel, R. and P. Lara. Control of a hybrid propulsion system for a city bus. Instrumentation and Development 3(6): 3-7. 1995.
44. Choi, J.-h., T. M. Adams, et al. Pavement Roughness Modeling Using Back-Propagation Neural Networks. Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering 2004(19): 295-303. 2004.
45. Christopher M. R, et al. Analysis of Influences on As-built Pavement Roughness in Asphalt Overlays. The International Journal of Pavement Engineering 4(4): 181-192. 2003.
46. Chudakov, D.A. Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles / D. A. Chudakov. - - Moscú: Editorial MIR, 1977.-- 431p.

47. Ciccarelli, T. and R. Toossi. Assessment of Hybrid Configuration and Control Strategies in Planning Future Metropolitan/Urban Transit Systems. Long Beach, CA, California State University Long Beach: 63. 2002.
48. Coyle, M. Fuel saving interventions: Facts and fiction. Murray, University of Huddersfield: 17. 2002.
49. Crowther, A. Powertrain vibration: Modelling, Simulation and Testing. FISITA World Automotive Congress, Barcelona, Spain. 2004.
50. D'Angelo, S. Vehicle force measurement system. US Patent. USA, Horiba Instruments Inc. 4450728: 8. 1981.
51. Das, S. K. Developing state-dependent routes for the vehicle routing problem under uncertainty. College of Business Administration. Philadelphia, PA, The Pennsylvania State University. Ph. D. 2004.
52. Díaz Estévez, R., R. Fernández Herrera, et al. Determinación de las características de consumo de combustible diesel de los ómnibus YUTONG, en las condiciones cubanas. Feria Internacional del Transporte. ExpoCUBA, La Habana. 2006.
53. Diesel Net. "Emisión Test Cycle". ERMD at the Environmental Technology Centre, Environment Canada y West Virginia University, National Center for Alternative Transportation Fuels, Engines and Emissions. <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/>. 2007. [Consulta: 2 sep. 2007].
54. Ding, Y. Quantifying the impact of traffic-related and driver-related factors on vehicle fuel consumption and emissions. Department of Civil Engineering. Blacksburg, VA, Virginia Polytecnic Institute. Master Science. 2000.
55. Du Plessis, H.W. Visser, A.T. and Curtayne, P.C. Fuel Consumption of Vehicles as Affected by Road-surface Characteristics. Surface Characteristic of Roadways: International Research and Technologies, ASTM STP 1301, W.E. Meyer and J. Reichert, Eds, American Society for testing and Materials, Philadelphia, 1990, p. 480-496.
56. Electric Vehicle Test Procedure SAE J227A. 1996.
57. Ellis J.R. Vehicle Handling Dynamics / J.R Ellis.--London: Mechanical Engineering Publications, 1994.
58. Elton, E. Non-contact road profilometer and deflection meter. US Patent. USA, Purdue Research Foundation. 4571695: 3. 1986.
59. Erarslan, K. Modelling performance and retarder chart of off-highway trucks by cubic splines for cycle time estimation. Mining Technology 114: 1-7. 2005.
60. Erick, R. G. Evaluation of the accuracy of GPS as a method of locating traffic collisions. Lexington, Kentucky Transportation Center: 67. 2004.

61. Erkkilä, K., et al. Evaluating exhaust emission performance of urban buses using transient heavy-duty chassis dynamometer. DEER Conference. Coronado, CA. 2004.
62. Erojov, V. I. Explotación económica de los automóviles / V. I. Erojov. -- Moscú: Editorial DOSAAF, 1986.--128p.
63. Evans, I. Rolling resistance of wheel with a solid rubber tyre. Brit. J. Appl. Phys., 5, 187. 1954.
64. Findlayson, A.M. and du Plessis, H.W. Operating Costs of Medium to Heavy Trucks as Affected by Road Roughness. CSIR Research Report PR/88/070/3, CSIR, Pretoria. 1988.
65. Fitch, J. W. Motor truck engineering Handbook, 4th Ed., Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA. 1994.
66. Fifth wheel. Tomado de:www.gmheng.com / pdf / fifth.pdf, 2005.
67. Fifth wheel. Tomado de:www.ott.doe.gov/otu/field_ops/nve/wheel_photo.html
68. Fraggstedt, M. Power Dissipation in Car Tyres. Department of Aeronautical and Vehicle Engineering. Stockholm, Royal Institute of Technology. Licentiate. 2006.
69. Fuentes Vega, J. R., Pérez Gálvez, R., et al. Determinación teórica de la frecuencia de rotación mínima en movimiento estable, su aplicación. 4to Taller Internacional de Energía y Medio Ambiente. Cienfuegos, CUBA, UCf. 2006.
70. Fuentes Vega, J. R., Pérez Gálvez, R., et al. Eficiencia Energética en el Transporte Automotor. Editorial Universo Sur. Cienfuegos. ISBN 959-257-071-3. 2004. --102p.
71. Fukuhara, T. Method for measuring road surface longitudinal profile. US Patent. USA, Sunway Co., Ltd. 6647636: 7. 2003.
72. Gavarushenko, N. Ya. Explotación Técnica de los automóviles. Editorial de la Universidad Estatal de Jarkov y Editorial Educación Superior, 1984. --312 p.
73. Gedeon Cornelius, Z. Análisis estático y dinámico del sistema de medición del coeficiente de resistencia del camino. Cornelius Gedeon: Ramón Pérez Gálvez, José R. Fuentes Vega (tutores) Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Trabajo de diploma. 2007.
74. Georgiev, T. Test software for outlining of road vehicle dynamic characteristic. International Conference Computer Systems and Technologies. Rouse, Bulgaria, ACM Press. 2003.
75. Gilchrist, M. M. Solving the transit fleet acquisition dilemma: Fleet rotation optimization case studies. APTA Bus & Paratransit Conference. Minneapolis, USA. 2002.
76. Gillespie, T. Fundamentals of Vehicle Dynamic / Thomas D. Gillespie.--EU: Published by Society of Automotive Engineers Inc, ISBN 1-56091-199-9, 1992, 495 p.
77. Gómez Cruz, Y. Conjunto de experimentos de cualidades dinámicas y de consumo aplicados a vehículos ligeros clásicos/ Yoel Gómez Cruz: Ramón Pérez Gálvez, José R. Fuentes Vega (tutores). Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Trabajo de diploma. 2006.

78. González Oropesa, R. Los ciclos de manejo, una herramienta útil si es dinámica para evaluar el consumo de combustible y las emisiones contaminantes del auto transporte. Ingeniería, Investigación y Tecnología VI (003): 147-162. 2005.
79. Gregorie, J. A. Process for determining the movement resistance characteristics of an automobile vehicle. US Patent. USA, Foreign Application Priority Data. 4134291: 12. 1978.
80. Gunaratne, M., et al. Correlation of Tire Wear and Friction to Texture of Concrete Pavements. J. Mat. In Civ. Eng. 12(1): 46-54. 2000.
81. Harris, J. A. Apparatus and method for testing paving. US Patent. USA. 5987961: 7. 1999.
82. Hathaway, R. and S. Tompsett. Truck Dynamic Behavior Using TruckSim and Other Analytical Tools. Kalamazoo, MI, Western Michigan University: 30. 2005.
83. Heavy Goods Vehicles Infrastructure Costs and Revenue. Ottawa, ON, The Railway Association of Canada: 38. 2002.
84. Hedrick, J. K. and A. Ni. Vehicle Modeling and Verification of CNG-Powered Transit Buses. Berkeley, University of California: 27. 2004.
85. Hensher, D. A. Measurement of the Valuation of Travel Time Savings. Journal of Transport Economics and Policy 35(1): 71-98. 2001.
86. Hesham, R. and L. Ivana. Variable power vehicle dynamics model for estimating truck accelerations. Journal of transportation engineering 128(5): 412-419. 2002.
87. Hofeldt, L. and C. Guoguang. Transient particulate emissions from diesel buses during the central business district cycle SAE transactions 105(4): 14. 1996.
88. Holmen, B. and D. Niemeier. Characterizing the Effects of Driver Variability on Real-World Vehicle Emissions. Davis, University of California: 14. 1998.
89. Hong S. Bae, J. Ryu, et al. Road Grade and Vehicle Parameter Estimation for Longitudinal Control Using GPS. The IEEE 4th International Conference on Intelligent Transportation Systems, Oakland, California. 2001.
90. <http://scitation.aip.org/getabs/servlet> Journal of Dynamics Systems, Measurements and Control. [Consulta: 5 sep. 2007].
91. Ihs, A. and L. Sjögren. An overview of HDM-4 and the Swedish Pavement Management System (PMS). Linköping, Sweden VTI: 31. 2003.
92. Ikonen, M., K. Erkkilä, et al. Bus fleet emission evaluation, VTT Processes, Engines and vehicles: 34. 2004.
93. Ilarionov, V. A. Teoría y construcción de automóviles/ V. A. Ilarionov. - - Moscú: Editorial MIR, 1985. -- 385p.
94. Integrating Sustainability into the Transportation Planning Process. Transportation Research Board Conference Proceedings 37, Baltimore, Maryland. 2005.

95. Jacob, H. S., et al. Definition and Evaluation of Bus and Truck Automation Operations Concepts: Final Report. Berkeley, University of California. 2003.
96. Jacobs, C. S. Method of estimating vehicle deceleracion during a transmission gear shift. US Patent. USA, Eaton Cooperation. 6691011: 7. 2004.
97. Jansson, H., et al. Improved road grade estimation using sensor fusion. HYCON & CEMACS Workshop on Automotive Systems and Control. Lund, Denmark, Lund Institute of Technology. 2006.
98. Johansson, K. Road Slope Estimation with Standard Truck Sensors. Department of Signals, Sensors and Systems. Södertälje, Scania CV AB. Master Science. 2005.
99. Jívaj, M. S. Motores de automóvil / M. S. Jívaj.--Moscú: Editorial MIR, 1978.-- 655p.
100. Kelly, K. J. Modeling Tools for Predicting the Impact of Rolling Resistance on Energy Usage and Fuel Efficiency for Realistic Driving Cycles. International Tire Exhibition and Conference. Akron OHIO, National Renewable Energy Laboratory. 2002.
101. Kim, H. M., et al. Target cascading in vehicle redesign: a class VI truck study. International Journal of Vehicle Design 29(3): 199 – 225. 2002.
102. Kim, Z. Realtime Road Detection by Learning from One Example. Seventh IEEE Workshops on Application of Computer Vision (WACV/MOTION'05) IEEE Computer Society Press. 2005.
103. Kjella, A. and N. O. J. Granlund. Relating Road Roughness and Vehicle Speeds to Human Whole Body Vibration and Exposure Limits. The International Journal of Pavement Engineering 3(4): 207-216. 2002.
104. Klaubert, E. C. Highway Effects on Vehicle Performance. Cambridge, MA, U.S. Department of Transportation, Federal Highway Administration: 15. 2001.
105. Lacombe, J. Tire model for simulations of vehicle motion on high and low friction road surfaces. 2000 Winter Simulation Conference Orlando, FL, Society for Computer Simulation International: 10. 2000.
106. Levinson, M. David and David Guillen. The full cost of intercity Highway Transportation. Institute of Transportation Studies, University of California at Berkeley, McLaughlin Hall, Rm. 109, Berkeley, CA 94720, U.S.A, 1997.-- 17p.
107. Litman, T. Developing Indicators for Comprehensive and Sustainable Transport Planning. Victoria, BC, Victoria Transport Policy Institute: 35. 2005.
108. Litvinov, A. S. El automóvil: Teoría de cualidades de explotación/ A. S. Litvinov, Ya. E. Farovin.-Moscú: Editorial Construcción de Maquinarias, 1989.-- 240p.
109. Livingston, J. T. Self contained dual inclinometer system. US Patent. USA. 5459676: 9. 1995.
110. Logghe, S. Dynamic modelling of heterogeneous vehicular traffic/ S. Logghe. Ph.D. Dissertation Catholic University of Leuven, 2003.

111. López Albelo, Boris; Sánchez Rivalta, Pavel. Caracterización de las Principales Vías de la Provincia de Cienfuegos. Boris López Álbelo; Pavel Sánchez Rivalta: Victor Millo Carmenate, (tutor) Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Trabajo de diploma. 2003.
112. Lucic, I. Truck modelling along grade sections. Department of Civil Engineering. Blacksburg, VA, Virginia Polytechnic Institute. Master Science. 2001.
113. Lutsey, N. Fuel Cells for Auxiliary Power in Trucks: Requirements, Benefits, and Marketability. Institute of Transportation Studies. Davis, University of California. Master Science. 2003.
114. Lyford-Pike, E. J. An Emission and Performance Comparison of the Natural Gas C-Gas Plus Engine in Heavy-Duty Trucks Columbus, Indiana National Renewable Energy Laboratory. 2005.
115. Madrazo Suárez, E. Evaluación de indicadores de la dinámica de los vehículos/ Eliécer Madrazo Suárez: Víctor Millo Carmenate (tutor). Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Tesis en opción al grado científico de Master en Eficiencia Energética. 2003.
116. Maincent, A., et al. Truck driver's behaviour and rational driving assistance. International Conference on Traffic and Transport Psychology. Nottingham, UK, Elsevier. 2004.
117. Makzapetian, G.V. Fundamentos de Teoría, Construcción y Cálculo de Automóviles y Tractores./ G.V. Makzapetian.--UCLV: EMPES, 1983.--326p.
118. Mamlouk, M. S. and J. P. Zaniewski. Optimizing Pavement Preservation: An Urgent Demand for Every Highway Agency. International Journal of Pavement Engineering 2(4): 135-148. 2001.
119. McCallen, R., et al. Progress in Reducing Aerodynamic Drag for Higher Efficiency of Heavy Duty Trucks (Class 7-8). Washington, DC Society of Automotive Engineers 10. 1999.
120. Millo Carmenate, V., J. Padrón Hernández, et al. Definición de un ciclo de movimiento básico para camiones diesel. Ingeniería Mecánica. 2: 49-57. 2004.
121. Millo Carmenate, V., J. R. Fuentes Vega, et al. El factor dinámico máximo como indicador de las características dinámicas de los vehículos. Ingeniería Mecánica. 2: 73-79. 2003.
122. Millo Carmenate, V. Establecimiento de criterios para la selección y/o comparación de camiones diesel/ Victor Millo Carmenate: José R. Fuentes Vega, Juan B. Cogollos Martínez (tutores). Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Tesis en opción al grado científico de Dr. En Ciencias Técnicas. 2003.
123. Millo Carmenate, V., et al. Evaluación de las áreas de ausencia de potencia, selectividad de marchas, solape entre marchas y eficiencia de la aceleración. Ingeniería mecánica. 3: 43-48. 2004.
124. Minami, K. Evaluation system for vehicle operating conditions and evaluation method thereof. US Patent. Japan, Miyami Inc. 7024306: 16. 2003.

125. Molina Portelles, Nervando. Propuesta de indicadores de consumo para la flota de ómnibus ASTRO Cienfuegos/ Nervando Molina Portelles: Ramón Pérez Gálvez, José R. Fuentes Vega (tutores). Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Tesis en opción al grado científico de Master en Eficiencia Energética. 2007.
126. Morita, K. Automotive power source in 21st century. JSAE Review 24: 3-7. 2003.
127. Mullenhoff, D. J. Route profile analysis system and method. US Patent. USA, The United States of America as represented by the United States Department of Energy. 4586138: 6.
128. Muñoz, A., D. Peraza. Sistema de Evaluación de Cualidades Dinámicas y de Consumo/ Alison Muñoz, Demis Peraza: Antonio Toledo Dorrego (tutor). Departamento de Ingeniería Informática. Universidad de Cienfuegos. Trabajo de diploma. 2006.
129. Mustapha, H., M. Michaelian, et al. Aerodynamic Forces on Truck Models, Including Two Trucks in Tandem, University of Southern California: 24. 2001.
130. Muster, T. Fuel Savings Potential and Costs Considerations for US Class 8 Heavy Duty Trucks through Resistance Reductions and improved Propulsion Technologies until 2020. Cambridge, Massachusetts, Massachusetts Institute of Technology: 91. 2000.
131. Nam, E. and R. Giannelli. Fuel Consumption Modelling of Conventional and Advanced Technology Vehicles in the Physical Emission Rate Estimator (PERE). OTAC, U.S. Environmental Protection Agency. 2005.
132. NC 413:2005. Carreteras-Mezclas asfálticas-Contenido de asfalto por extracción, Vig. Desde.2005.-8p
133. NC 338:2005. Carreteras-Pavimentos flexibles- Método de cálculo, Vig. Desde .2004.-38p.
134. Nigel, C., et al. Factors Affecting Heavy-Duty Diesel Vehicle Emissions. Journal of the Air & Waste Management Association 52(1): 84-94. 2002.
135. Nims, J. R. Method and apparatus for determining road roughness. US Patent. USA, Soiltest Inc. 3888118: 12. 1975.
136. Nordberg, T. P. An Iterative Approach to Road/Profile Identification Utilizing Wavelet Parameterization. Vehicle System Dynamics Vol. 42. (No. 6.): pp. 413-432. 2004.
137. O'Keefe, M., et al. A New Composite Drive Cycle for the Evaluation and Test of Heavy Duty Hybrid Electric Class 4-6 Urban Delivery Vehicles. 2003 International Truck and Bus Meeting and Exhibition, Fort Worth Convention Center. Fort Worth, Texas USA. 2003.
138. Oijer, F. and S. Hdlund. Identification of transient road obstacle distributions and their impact on vehicle durability and driver comfort. Vehicle System Dynamics 41(13): 9. 2004.
139. Oneyama, H., T. Oguchi, et al. Estimation model of vehicle emission considering variation of running speed. Journal of the Eastern Asia Society for Transportation Studies 4(5): 105-119. 2001.

140. Padrón Hernández, J. Definición y solución teórica a un ciclo de camiones diesel. Jorge Padrón Hernández: Victor Millo Carmenate (tutor). Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Tesis en opción al grado científico de Master en Eficiencia Energética. 2003.
141. Pavement Management; Monitoring, Evaluation, and Data Storage; and Accelerated Testing, Transportation Research Board. 2005.
142. Pelkmans, L., D. De Keukeleere, et al. Influence of Vehicle Test Cycle Characteristics on Fuel Consumption and Emissions of City Buses. SAE Transactions 110 (4): 10. 2001.
143. Pérez Alcové, I., J. Basté González. Coeficientes de evaluación de automóviles. Transporte y vías de comunicación (La Habana) (3): 59, Julio, 1978.
144. Pérez Alcové, Ignacio. Determinación de los valores de relación de transmisión totales que permiten la optimización de los consumos de combustibles y de la dinámica del vehículo simultáneamente. Informe de Investigación, ISPJAE, 1987.
145. Pérez Alcové, I. Influencia de la conducción del automóvil en el consumo de combustible. Transporte y vías de comunicación (La Habana) (2), Octubre, 1980.
146. Pérez Alcové, Ignacio. Metodología para la determinación del consumo de combustible en diferentes ciclos de movimiento. Informe de Investigación, ISPJAE, 1987
147. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. Conjunto de soluciones para la eficiencia energética en el transporte automotor. Ponencia presentada al XVI Forum de Ciencia y Técnica. 2007.
148. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. Conjunto de soluciones para la evaluación vehicular. XII Expo Forjadores del Futuro. La Habana, CUBA, BTJ, UJC Nacional. 2006.
149. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. Criterios para la determinación de la frecuencia de rotación mínima del motor en movimiento estable. Ingeniería mecánica. 2: 57-65. 2007.
150. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. Determinación teórica de la frecuencia de rotación mínima en movimiento estable, su aplicación. 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, CCIM-2006. La Habana, CUBA, ISPJAE. 2006.
151. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. El ciclo ASTRO una herramienta para pronosticar el consumo de combustible en una vía determinada. Conferencia Internacional de Energía Renovable CIER 2007. La Habana, CUBA, Palacio de las Convenciones. 2007.
152. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. El nuevo ciclo básico: una alternativa para evaluar la eficiencia energética de los automóviles. 4to Taller Internacional de Energía y Medio Ambiente. Cienfuegos, CUBA, UCf. 2006.
153. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. Evaluación de la eficiencia energética de vehículos pesados en el ciclo de movimiento básico modificado. 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, CCIM-2006. La Habana, CUBA, ISPJAE. 2006.

154. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. Evaluación de la emisividad de vehículos automotores mediante los ciclos teóricos de movimiento. Conferencia Internacional de Energía Renovable CIER 2007. La Habana, CUBA, Palacio de las Convenciones. 2007.
155. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. La eficiencia mecánica de la transmisión y los criterios de evaluación vehicular. 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, CCIM-2006. La Habana, CUBA, ISPJAE. 2006.
156. Pérez Gálvez, R. La nueva concepción del ciclo de movimiento básico e indicadores dinámicos y de consumo/ Ramón Pérez Gálvez: José R. Fuentes Vega, Juan B. Cogollos Martínez (tutores). Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Tesis en opción al grado científico de Master en Eficiencia Energética. 2005.
157. Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. Sistema de medición del coeficiente de resistencia del camino. Oficina Cubana de la Propiedad Intelectual. Cuba, Universidad de Cienfuegos. Registro de Invención 0078: 6. 2007.
158. Petrushov, V. A. Improvement in vehicle aerodynamic drag and rolling resistance determination from coast-down tests. Proc Instn Mech Engrs, 212, (5): 369-380. 1998.
159. Pettersson, M. Driveline Modeling and Principles for Speed Control and Gear-Shift Control. Department of Electrical Engineering. Linkoping, Linkoping University. Licentiate. 1996.
160. Platonov, V. F. Vehículos totalmente propulsados. Editorial Construcción de Maquinarias, Moscú, 1989.
161. Rafael Morales, M. Y. and J. Cervantes de Gortari. La selección del tren motriz basada en la eficiencia energética para vehículos de servicio pesado. Ingeniería. Investigación y Tecnología. V: 49-58. 2004.
162. Rakha, H. and S. Park. Energy and Environmental Impacts of Roadway Grades. Transportation Research Board 85th Annual Meeting. Washington, DC. 2006.
163. Rakha, H. and Y. Bin. Truck performance curves reflective of truck and pavement characteristics. Journal of transportation engineering 130(6): 753-757. 2004.
164. Rakha, H. and Y. Ding. Impact of Stops on Vehicle Fuel Consumption and Emissions. Journal of transportation engineering 129(1): 9. 2003.
165. Rakha, H., et al. Vehicle dynamics model for estimating maximum light-duty vehicle acceleration levels. Transportation Research Record (1883): 40-49. 2004.
166. Rakha, H., I. Lucic, et al. Vehicle dynamics model for predicting maximum truck acceleration levels. Blacksburg, Department of Civil and Environmental Engineering, Virginia Polytechnic Institute and State University. 2000.
167. Ramos Jorge Luis. Evaluación de indicadores de consumo y de la dinámica en las vías de la provincia de Granma/ Víctor Millo Carmenate (tutor). Departamento de Ingeniería Mecánica.

- Universidad de Cienfuegos. Tesis en opción al grado científico de Master en Eficiencia Energética. 2003.
168. Raña González, L. d. A., F. Soto Pau, et al. Criterios técnicos para evaluar y seleccionar ofertas de vehículos ligeros. *Ingeniería Mecánica*. 3: 61-67. 2004.
 169. Raña González, L. d. A., O. Castillo Asencio, et al. Cómo elevar la eficiencia en la selección de vehículos. *Ingeniería Mecánica*. 1: 37-43. 2004.
 170. Regulation of Weights, Lengths, and Widths of Commercial Motor Vehicles. Washington, D.C., Transportation Research Board of National Academies: 285. 2002.
 171. Rexeis, M., et al. Heavy duty vehicle emissions. Graz, Graz University of Technology (TUG), Institute for Internal Combustion Engines and Thermodynamics: 176. 2005.
 172. Reyes, José Luis. Teoría de los Motores de Combustión Interna / José Luis Reyes, Ramón Choy Pérez - - Cuba: Editorial Pueblo y Educación, 1985, -- 407p.
 173. Rolling Resistance Measurement Procedure for Passenger Car, Light Truck, and Highway Truck and Bus Tires. SAE J1269. (1979) Rev. 2006.
 174. Romero Navarrete, et al. Estudio de la distribución espacial del daño a pavimentos causado por vehículos pesados. Safandila, Querétaro MX., Secretaria de Comunicaciones y Transportes. Instituto Mexicano del Transporte: 65. 2002.
 175. Ryu, J. State and parameter estimation for vehicle dynamics control using GPS. Department of Mechanical Engineering. Palo Alto, CA, University of Stanford. Ph. D. 2004.
 176. Ryu, J., E. Rossetter, et al. Vehicle Sideslip and Roll Parameter Estimation using GPS. AVEC 2002 6 th International Symposium of Advanced Vehicles Control, Hiroshima JN. 2006.
 177. Saarilahti, M. Modelling of the wheel and tyre. Helsinki, University of Helsinki, Department of Forest Resource Management: 43. 2002.
 178. Saarilahti, M. Simple forwarder model for estimating the ecoefficiency of timber transport. Helsinki, University of Helsinki, Department of Forest Resource Management: 15. 2002.
 179. Sandberg, T. Heavy Truck Modeling for Fuel Consumption Simulations and Measurements. Department of Electrical Engineering. Linkoping University. Ph D. 2001.
 180. Schipper, L., et al. Diesels in Europe. *Journal of Transport Economics and Policy* 36(2): 305-340. 2002.
 181. Schrock, S. and S. Maze. Evaluation of Rural Interstate Work Zone Traffic Management Plans in Iowa Using Simulation. 2000 Mid-Continent Transportation Symposium. Ames, Iowa Center for Transportation Research and Education, Iowa State University. 2000.
 182. Segel, L. The Mechanics of Heavy Duty Trucks and Trucks Combination. Engineering Summer Conferences, University of Michigan Ann, Arbor, 1984.
 183. Solminihac, H. Índice de Fricción Internacional. *Revista Bit*: 4. Chile. 2001.

184. Sovran, J. The Effect of Ambient Wind on a Vehicle's Aerodynamic Work. Requirement and Fuel Consumption. Society Automotive Engineers (U.S). SAE Tech. Paper No. 840298, 1984.
185. Spacek, P. Track Behavior in Curve Areas: Attempt at Typology. Journal of Transportation Engineerig 131(9): 669-676. 2005.
186. Spangler; E. B. Method and system for measurement of road profile. US Patent. USA. 4422322: 7. 1982.
187. Stefan S. and F. Walter. Environmental Pricing Theory and Practice. Journal of Transport Economics and Policy 35(3): 381-397. 2001.
188. Stepwise Coastdown Methodology for Measuring Tire Rolling Resistance. SAE J2452. 1999.
189. Stewart, J. A., et al. Analysis of temporal and spatial variability of free speed along a freeway segment. Transportation research record 1994(6): 1-10. 1995.
190. Stockwell, Walter. Measure a vehicle's Dynamic Motion./ Test and Measurement World. Crossbow Technology, San José; Febrero 1999.
191. Sugasawa, F. Automotive suspension control system with road-condition-dependent damping characteristics. US patent. Japan, Nissan Motor Company, Ltd. 5034890: 18. 1991.
192. Sung, G. G. Method and device for measuring slope of driving road. US Patent. South Korea, Hyundai Motor Company, Ltd. 5703776: 8. 1997.
193. Suzuki, S. Running type road surface shape measuring apparatus. US patent. Japan, Sun Top Techno Co., Ltd. 6508008: 5. 2003.
194. Svendenius, J. Review of Wheel Modeling and Friction Estimation. Lund, Sweden, Lund Institute of Technology: 38. 2003.
195. Syuzaburou, T. Road surface detecting device. US patent. Japan, Nippon Soken, Inc. 4003241: 8. 1989.
196. Szczepaniak, C., R. Aragón. Teoría del automóvil / Cezary Szczepaniak, Rigoberto Aragón. - - Habana: Editorial ISPJAE, 1974.-- 240p.
197. Thomas, P. R. Acelerometer method of indicating rolling resistance of a vehicle. US patent. USA, General Electric Co. 4003241: 8. 1974.
198. Timken, X. A. and A. Scott. An Electro-Mechanical Infinitely Variable Transmission for Hybrid Electric Vehicles. SAE 2005 World Congress & Exhibition, Session: Advanced Hybrid Vehicle Powertrains Detroit, MI, USA. 2005.
199. Tires and Passenger Vehicle Fuel Economy. Washington, DC, Transportation Research Board: 134. 2005.
200. Toledo Dorrego, A., A. Muñoz, et al. SECDC: Sistema de evaluación de cualidades dinámicas y de consumo. 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, CCIM-2006. La Habana, CUBA, ISPJAE. 2006.

201. Torras Ortiz, S., R. Téllez Gutiérrez, et al. Análisis paramétrico del submodelo efectos ambientales del HDM-4. Sanfandila, Qro, Instituto Mexicano del Transporte: 84. 2005.
202. Transportation Research Board Conference Proceedings 34. International Perspectives on Road Pricing, Key Biscayne, Florida. 2003.
203. Urikko, J. L. Ambient temperature effect on automotive exhaust emissions: FTP and ECE test cycle responses. Transports et pollution de l'air. Colloque international No3, Avignon, FR. 1995.
204. Vahidi, A., A. Stefanopoulou, et al. Recursive least squares with forgetting for online estimation of vehicle mass and road grade: theory and experiments. Vehicle System Dynamics 43 (1): 31-35. 2005.
205. Vázquez Vega, D., et al. Revisión documental sobre la evaluación del comportamiento dinámico de vehículos pesados. Sanfandila, Qro., Instituto Mexicano del Transporte: 53. 2004.
206. Vong, C.-m., et al. Modelling of modern automotive petrol engine performance using Support Vector Machines. Journal of Zhejiang University 6A (1): 1-8. 2004.
207. Wåhlberg, A. F. and J. Göthe. Fuel wasting behaviors of truck drivers. Department of Psychology Uppsala University. Uppsala, Uppsala: 33. 2001.
208. Wåhlberg, A. F. Measuring Personal Travel and Goods Movement. Washington, DC, Transportation Research Board: 151. 2003.
209. Wong, J. Y. Theory of Ground Vehicles. / J. Y. Wong. --Third Edition 2001 John Wiley & Sons. Inc. ISBN 0-471-35461-9.--528p.
210. Woznow A. Surface profiler. US patent. USA. 5107598: 11. 1992.
211. www.advanced-transport.com/ Journal of Advanced Transportation (USA)> [Consulta: 3 abr. 2006].
212. www.dot.state.ny.us> [Consulta: 3 abr. 2006].
213. www.ingentaconnect.com/content/lse/jtep Journal of the Transportation Research Board www.trb.org/ > [Consulta: 3 abr. 2006].
214. www.pubs.asce.org/journals/te.html. ASCE Journal of Transportation Engineering> [Consulta: 10 abr. 2006].
215. Yanakiev, D. and I. Kanellakopoulos. Engine and Transmission Modelling for Heavy-Duty Vehicles. Los Angeles CA, UCLA Electrical Engineering: 64. 1995.
216. Yoon, S. A new heavy-duty vehicle visual classification and activity estimation method for regional mobile source emissions modelling. School of Civil and Environmental Engineering. Atlanta, Georgia, Georgia Institute of Technology. Ph. D. 2005.
217. Zhanjiang, Z., et al. A new composite drive cycle for heavy-duty hybrid electric class 4-6 vehicles. Journal of Engines 113(3): 8. 2004.

Tabla 1. Coeficientes de resistencia al rodamiento ^[65]

Tipo de neumático	C_{f1}	C_{f2}
Diagonal	0,0438	6,100
Radial	0,0328	4,575

Tabla 2. Coeficientes que dependen del tipo de neumático [40]

Tipo de neumático	Vehículo ligero		Vehículo pesado	
	k_1	k_2	k_1	k_2
Radial	0,0136	$0,4 \cdot 10^{-7}$	0,06	$0,23 \cdot 10^{-6}$
Diagonal	0,0169	$0,19 \cdot 10^{-6}$	0,07	$0,45 \cdot 10^{-6}$

Tabla 3. Coeficientes de resistencia aerodinámica (c_x en la figura)^[131]

Table 5 Aerodynamic drag and rolling resistance parameters for different trucks

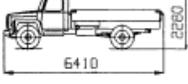
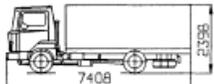
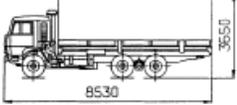
Vehicle (tyre)	Parameters
 1. Ford Transit FT-190 (185R14 Goodyear)	$c_x = 0.449 (\pm 2.4\%)$ $c_x F = 1.80 \text{ m}^2$ $f_0 = 0.0089 (\pm 5.1\%)$ $k_f = 6.2 \times 10^{-6} \text{ s}^2/\text{m}^2$ $f_{90} = 0.0119$ $t_a = 14.0 \text{ }^\circ\text{C}$
 2. Iveco Turbo Daily 35.10-320 (175/75R16 Michelin)	$c_x = 0.422 (\pm 5.1\%)$ $c_x F = 2.17 \text{ m}^2$ $f_0 = 0.0084 (\pm 6.4\%)$ $k_f = 3.7 \times 10^{-6} \text{ s}^2/\text{m}^2$ $f_{90} = 0.0114$ $t_a = 16.0 \text{ }^\circ\text{C}$
 3. GAZ-3307 (240-508R Y-2)	$c_x = 0.676 (\pm 3.8\%)$ $c_x F = 2.92 \text{ m}^2$ $f_0 = 0.0132 (\pm 4.2\%)$ $k_f = 3.4 \times 10^{-6} \text{ s}^2/\text{m}^2$ $f_{90} = 0.0149$ $t_a = 15.0 \text{ }^\circ\text{C}$
 4. Nissan L 80.14 (205/75R17.5 Michelin)	$c_x = 0.876 (\pm 2.4\%)$ $c_x F = 3.95 \text{ m}^2$ $f_0 = 0.0075 (\pm 1.8\%)$ $k_f = 4.6 \times 10^{-6} \text{ s}^2/\text{m}^2$ $f_{90} = 0.0098$ $t_a = 2.0 \text{ }^\circ\text{C}$
 5. ZIL-4331-10 (260x508R IH-142B)	$c_x = 0.674 (\pm 4.9\%)$ $c_x F = 3.51 \text{ m}^2$ $f_0 = 0.0092 (\pm 2.7\%)$ $k_f = 4.9 \times 10^{-6} \text{ s}^2/\text{m}^2$ $f_{90} = 0.0114$ $t_a = -3.0 \text{ }^\circ\text{C}$
 6. KamAZ-53212 (260x508R IH-142B)	$c_x = 0.677 (\pm 5.1\%)$ $c_x F = 5.32 \text{ m}^2$ $f_0 = 0.0089 (\pm 2.7\%)$ $k_f = 7.2 \times 10^{-6} \text{ s}^2/\text{m}^2$ $f_{90} = 0.0123$ $t_a = 12.0 \text{ }^\circ\text{C}$

Table 6 Aerodynamic drag and rolling resistance parameters for different buses

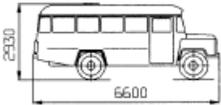
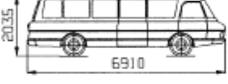
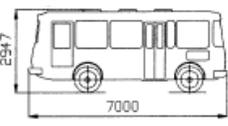
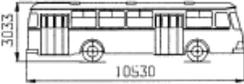
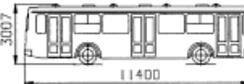
Vehicle (tyre)	Parameters
 1. RAF-2203 (185/R15 Я-288)	$c_x = 0.452 (\pm 1.6\%)$ $c_x F = 1.62 \text{ m}^2$ $f_0 = 0.0104 (\pm 3.4\%)$ $k_f = 5.3 \times 10^{-6} \text{ s}^2/\text{m}^2$ $f_{90} = 0.0130$ $t_a = 15.0 \text{ }^\circ\text{C}$
 2. KavZ-685 (8,25-20 КИ-63)	$c_x = 0.555 (\pm 6.2\%)$ $c_x F = 2.68 \text{ m}^2$ $f_0 = 0.0093 (\pm 5.0\%)$ $k_f = 3.6 \times 10^{-6} \text{ s}^2/\text{m}^2$ $f_{90} = 0.0111$ $t_a = 15.0 \text{ }^\circ\text{C}$
 3. ZIL-3207 "Younost" (250/70R16 И-283)	$c_x = 0.631 (\pm 6.2\%)$ $c_x F = 2.54 \text{ m}^2$ $f_0 = 0.0082 (\pm 4.9\%)$ $k_f = 6.9 \times 10^{-6} \text{ s}^2/\text{m}^2$ $f_{90} = 0.0116$ $t_a = 1.0 \text{ }^\circ\text{C}$
 4. PAZ-3205 (8,25R20 Y-2)	$c_x = 0.573 (\pm 3.8\%)$ $c_x F = 3.58 \text{ m}^2$ $f_0 = 0.0096 (\pm 3.2\%)$ $k_f = 4.1 \times 10^{-6} \text{ s}^2/\text{m}^2$ $f_{90} = 0.0117$ $t_a = 10.0 \text{ }^\circ\text{C}$
 5. LiAZ-677 (280-508R И-73A)	$c_x = 0.753 (\pm 5.8\%)$ $c_x F = 4.92 \text{ m}^2$ $f_0 = 0.0059 (\pm 3.6\%)$ $k_f = 5.6 \times 10^{-6} \text{ s}^2/\text{m}^2$ $f_{90} = 0.0087$ $t_a = 20.0 \text{ }^\circ\text{C}$
 6. LiAZ-5256 (11/70R22.5 Д-1М)	$c_x = 0.662 (\pm 3.4\%)$ $c_x F = 4.50 \text{ m}^2$ $f_0 = 0.0055 (\pm 5.5\%)$ $k_f = 4.6 \times 10^{-6} \text{ s}^2/\text{m}^2$ $f_{90} = 0.0078$ $t_a = 24.0 \text{ }^\circ\text{C}$

Tabla 4. Algunos de los ciclos foráneos más empleados ^{[53], [78]}.

Ciclo de viaje	Características
1. ISO 8178	Ciclo compuesto de varias etapas estacionarias, usado para motores de máquinas automotrices que no circulan por carreteras.
Nonroad Transient Cycle (NRTC) (Fig. 1, Anexo 1)	Para motores diesel de máquinas automotrices que no circulan por carreteras.
FTP 72 (Federal Test Procedure) (Fig. 2, Anexo 1)	Ciclo urbano con paradas frecuentes para vehículos ligeros y ligero-pesados. Consta de 2 fases separadas con parada de 10 min. (1ra fase puesta en marcha en frío)
FTP 75 (Fig. 3, Anexo 1)	Para vehículos pesados, con una 3ra fase, igual a la 1ra del ciclo anterior, pero con puesta en marcha en caliente.
SFTP US06 (Supplemental Federal Test Procedure) (Fig. 4, Anexo 1)	Fue elaborado para superar las deficiencias del FTP-75 en cuanto a la representación de estilos de conducción más agresivos, con alta velocidad y aceleración y con fluctuaciones de velocidad.
SFTP SC03 (Fig. 5, Anexo 1)	Ha sido introducido para representar la carga del motor y las emisiones asociadas con el uso del aire acondicionado en vehículos certificados por el ciclo FTP 75
New York City Cycle (Fig. 6, Anexo 1)	Es un ciclo urbano a baja velocidad para vehículos ligero-pesados
Highway Fuel Economy (HWFET) (Fig. 7, Anexo 1)	Programa dinamométrico de manejo, para la determinación de la economía de consumo de vehículos ligero-pesados
California Unified Cycle (UC, LA 92) (Fig. 8, Anexo 1)	Programa dinamométrico de manejo, para la determinación de emisiones contaminantes de vehículos ligero-pesados.
IM240 (Inspection & Maintenance Driving Cycle) (Fig. 9, Anexo 1)	Programa dinamométrico de manejo, para la determinación de emisiones contaminantes de vehículos ligero-pesados en programas de inspección y mantenimiento
Standard Road Cycle (SRC) and Standard Bench Cycle (SBC) (Fig. 10 a y b, Anexo 1)	Introducidos en el 2005 para predecir las emisiones de vehículos ligero-pesados. Han sido aplicados a vehículos de gasolina con catalizadores de 3 vías.
FTP Transient (Fig. 11, Anexo 1)	Determina emisiones en vehículos pesados en ciclo de 4 fases que caracterizan diferentes condiciones de tráfico en zonas urbanas, sub-urbanas y circunvalaciones. Incluye gráficos de $M_{e,nec} = f(V)$.
AVL 8-Mode Heavy-Duty Cycle (Fig. 12, Anexo 1)	Diseñado para correlacionar estrechamente con los resultados de emisión del US FTP de motores de vehículos pesados, a partir de 8 grados de carga aplicados al motor.
CSVL (Constant-Speed Variable-Load Cycle) (Fig. 13, Anexo 1)	Desarrollado en el 2003 y perfeccionado en el 2004, está diseñado para motores de velocidad constante. Se muestra las variaciones del torque y la velocidad en 1200 segundos.
CTA (Chicago Transit Authority) (Fig. 14, Anexo 1)	Usado para determinar el envejecimiento de motores, sus componentes y dispositivos de control de emisiones. El ciclo se repite múltiples veces, continuamente por espacio de varias horas.
Urban Dynamometer Driving Schedule (UDDS) (Fig. 15, Anexo 1)	Desarrollado para vehículos pesados. No debe confundirse con el FTP-72, que es también denominado UDDS.
Central Business District (CBD) (Fig. 16, Anexo 1)	Desarrollado para vehículos pesados. Representa un patrón de diente de sierra, el cual incluye 14 repeticiones de un ciclo básico compuesto de marcha en vacío, aceleración, velocidad cruceo y deceleración.
Business Arterial Commuter (BAC) (Fig. 17-20, Anexo 1)	Fue diseñado originalmente para medir la economía de consumo (1997) Incluye una secuencia de los segmentos: CBD, Arterial y Commuter.
City Suburban Cycle & Rute (CSC) (Fig. 21, Anexo 1)	Desarrollado por la West Virginia University para vehículos pesados. La prueba está también disponible en una versión de "ruta", donde la velocidad es dada como una función de la distancia recorrida
New York Composite (NYComp) (Fig. 22, Anexo 1)	Desarrollado para vehículos pesados, representa un patrón de manejo en la ciudad de New York.
New York Composite (NYComp) (Fig. 23, Anexo 1)	Desarrollado para vehículos pesados, particularmente para ómnibus urbanos. Representa un patrón de manejo de los ómnibus urbanos en la ciudad. Es un ciclo de prueba corto caracterizado por frecuentes paradas,

	elevado promedio de aceleración y baja velocidad.
Manhattan Bus Cycle (Fig. 24, Anexo 1)	Desarrollado para ómnibus urbanos en el centro de Manhattan. Caracterizado por frecuentes paradas y muy bajas velocidades.
Heavy Heavy-Duty Diesel Truck (HHDDT) (Fig. 25-27, Anexo 1)	Desarrollado por el California Air Resources Board y la West Virginia University. Consta de 4 modos velocidad-tiempo, incluyendo: aceleración, corrimiento (Fig. Anexo), transiente (Fig. Anexo) y crucero (Fig. Anexo)
Orange County Bus Cycle (Fig. 28, Anexo 1)	Desarrollado para vehículos pesados, en particular ómnibus, en tránsito urbano.
WVU 5 Peak (Fig. 29, Anexo 1)	Desarrollado en 1994 por West Virginia University para camiones. Consta de 5 segmentos, cada uno de los cuales con una aceleración hasta una velocidad pico (desde 20-40 millas/h), velocidad constante, deceleración y ralentí.
ECE+EUDC (NEDC) (Fig. 30-32, Anexo 1)	Desarrollado en el 2000, también conocido como MVEG-A, es usado para certificaciones de emisiones de vehículos pesados ligeros en la UE. Incluye 4 segmentos ECE, repetidos sin interrupción y termina con un segmento EUDC. Es un ciclo urbano de manejo para las condiciones de París y Roma. Está caracterizado por bajas velocidades, bajas cargas en el motor y baja temperatura de los gases de escape.
ECE R49 (Fig. 33, Anexo 1)	Es un ciclo europeo para motores diesel de vehículos pesados, los cuales son sometidos a 13 estados de carga y velocidad, con fines de certificación de emisiones en vías magistrales.
ESC (OICA) (Fig. 34, Anexo 1)	Conocido también como OICA/ACEA, ha sido introducido conjuntamente con ETC (European Transient Cycle) y el ERL (European Load Response) para certificación de emisiones de motores diesel de vehículos pesados. Es un procedimiento de 13 tipos de carga y reemplaza la prueba R-49. El motor se opera por un tiempo descrito en cada modo de carga.
ELR (Fig. 35, Anexo 1)	Prueba de motores Europea del 2000, para la medición de la opacidad de los gases de escape en motores diesel de vehículos pesados. Consiste en 3 escalones de carga a 3 velocidades del motor, seguido por un 4to a un por ciento de carga y velocidad de los anteriores.
ETC (FIGE Transient) (Fig. 36-38, Anexo 1)	Desarrollada en el año 2000 por el FIGE Institute Aachen, Alemania. Está basado en un ciclo real de carretera medido en vehículos pesados. Incluye diferentes condiciones, incluyendo manejo urbano, rural y en autopista.
Braunschweig Cycle (Fig. 39, Anexo 1)	Desarrollado por la Universidad Técnica de Braunschweig. Es un ciclo urbano para ómnibus con múltiples paradas.
10-Mode Cycle (Fig. 40, Anexo 1)	Fue usado para certificación de emisiones en vehículos ligero-pesados en Japón, en ciclos urbanos.
10-15 Mode Cycle (Fig. 41, Anexo 1)	Es corrientemente usado en Japón para certificación de emisiones y economía de consumo para vehículos ligeros. Se deriva del 10-Mode Cycle, adicionando un segmento modo-15 a mayor velocidad máxima.
6-Mode Cycle	Es usado en Japón para motores de vehículos pesados. Ha sido reemplazado por el 13-Mode Cycle. El vehículo se prueba en 6 condiciones de carga y velocidad diferentes, en secuencia y con duración de cada modo de 3 minutos. Los factores de peso para determinar la emisión son diferentes para el diesel y la gasolina.
13-Mode Cycle	Usado para vehículos pesados en Japón. Incluye una secuencia de 13 modos de carga y velocidad. La prueba hace énfasis en las condiciones de baja velocidad, bajas cargas para el motor y baja temperatura de los gases de escape. Las pruebas son diferentes en cuanto a grado de carga y velocidad para diesel y gasolina
JE05 (Fig. 42, Anexo 1)	En el 2005 Japón introduce este ciclo para certificación de emisiones en vehículos pesados de peso bruto mayor de 3500 kg. Está definido por los puntos de velocidad vs tiempo. Existe un programa de computación a través del cual se puede generar la dependencia torque vs velocidad, tanto para gasolina como para diesel
Light-Duty Vehicles: JC08 (Fig. 7, Anexo 1)	Propuesto en el 2005 en el Japón, aún no ha sido adoptado por el Ministerio de Medio Ambiente. Está concebido para vehículos de peso bruto menor de 3500 kg, es decir, vehículos ligeros

MODEM and MODEM-IM Cycles	Datos de 58 autos privados monitoreados en Francia, UK y Alemania, representativos del parque vehicular respectivo. Se tienen ciclos urbanos, urbano lento, urbano de libre flujo, de carretera y autopista.
MODEM-HyZEM Cycles	Al anterior se le adicionan los datos de vehículos monitoreados en Grecia. Todos los vehículos han sido equipados con sistemas de adquisición de datos y conducidos por sus propios dueños. Se obtienen 8 ciclos, que describen situaciones específicas en el área urbana, en carretera y autopista.
ARTEMIS-CYCLES	Se incrementa el anterior con los datos de Suiza e Italia. Se concluyen 3 ciclos: Urbano, carretera y autopista, dentro de ellos se establecen 12 sub-ciclos con situaciones específicas.

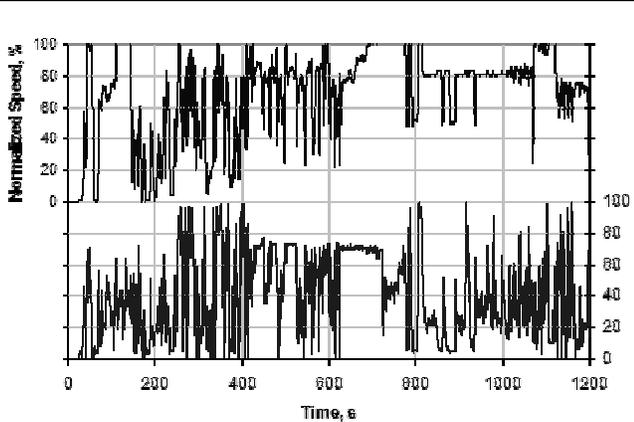


Figura 1. Velocidad y torque normalizados del Ciclo NRTC

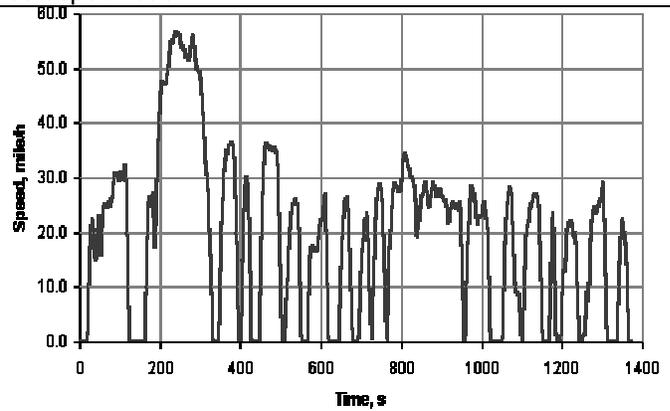


Figura 2. Ciclo FTP-72

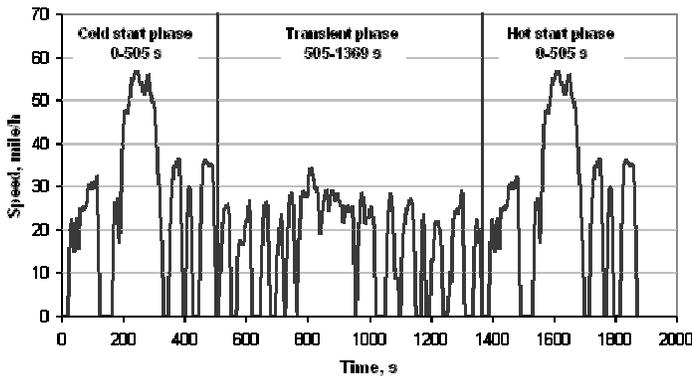


Figura 3. Ciclo FTP-75

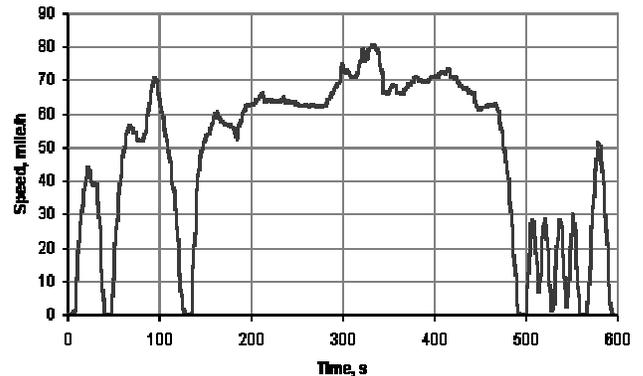


Figura 4. Ciclo SFTP US06

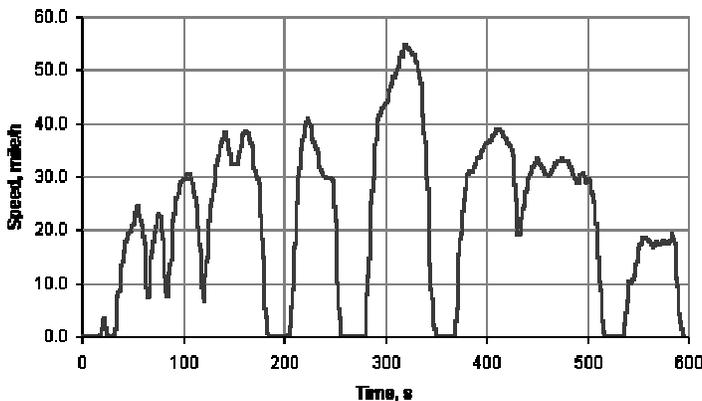


Figura 5. Ciclo SFTP SC03

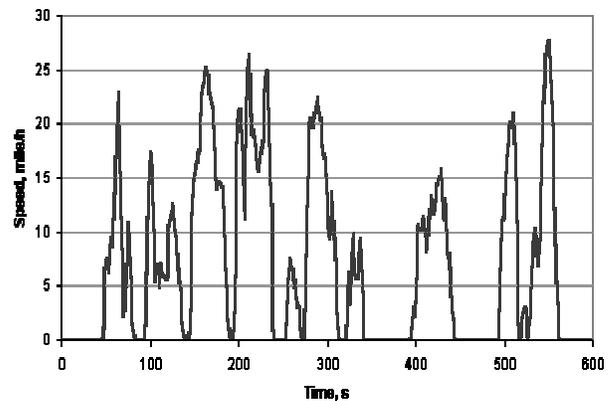


Figura 6. Ciclo EPA NYCC

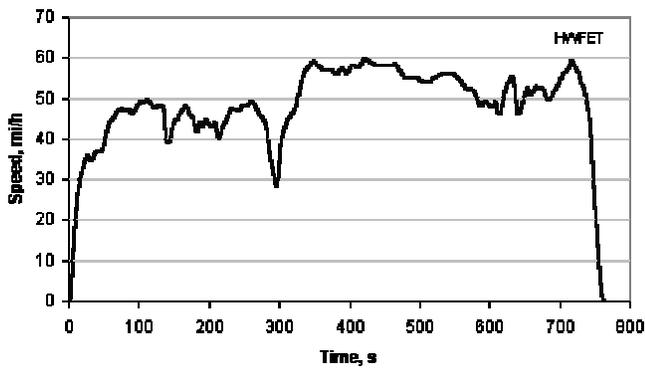


Figure 7. EPA Highway Fuel Economy Cycle

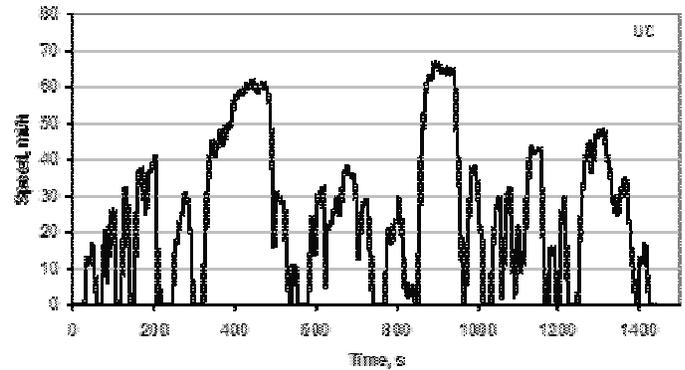


Figure 8. California Unified Cycle

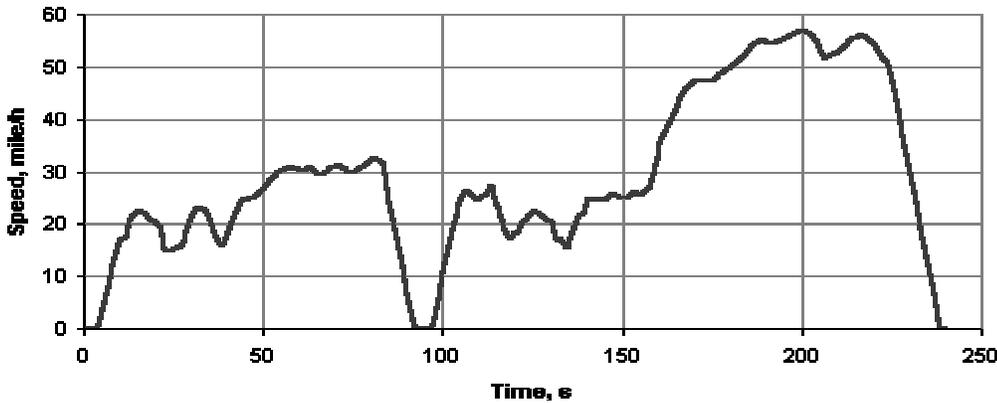
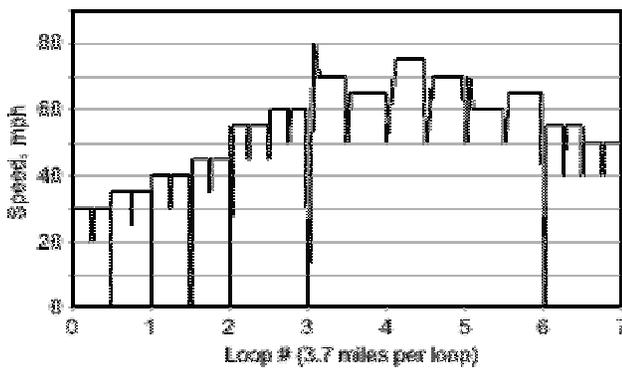
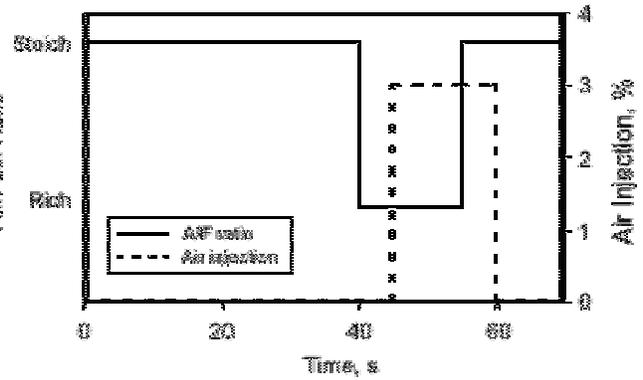


Figure 9 Inspection & Maintenance Driving Cycle IM240



(a)



(b)

Figure 10 Standard Road Cycle (SRC) (a) and Standard Bench Cycle (SBC) (b)

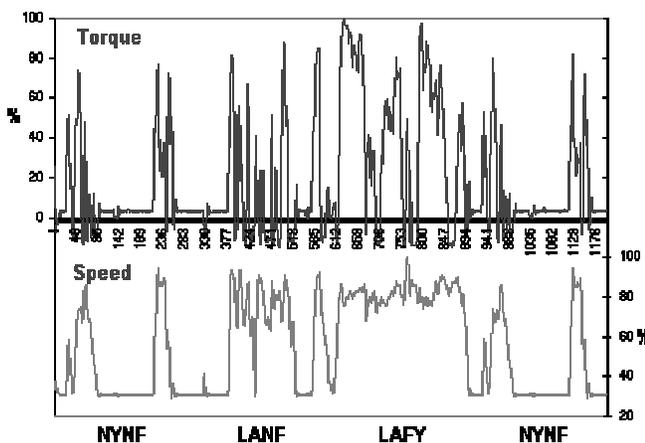


Figure 11. FTP Transient Cycle

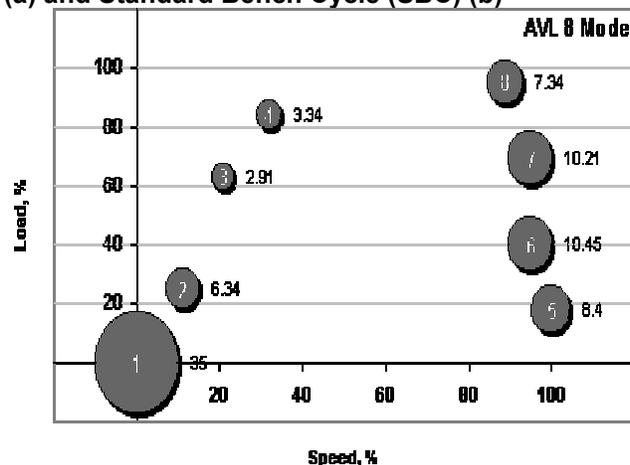


Figure 12. AVL 8-Mode Heavy-Duty Cycle

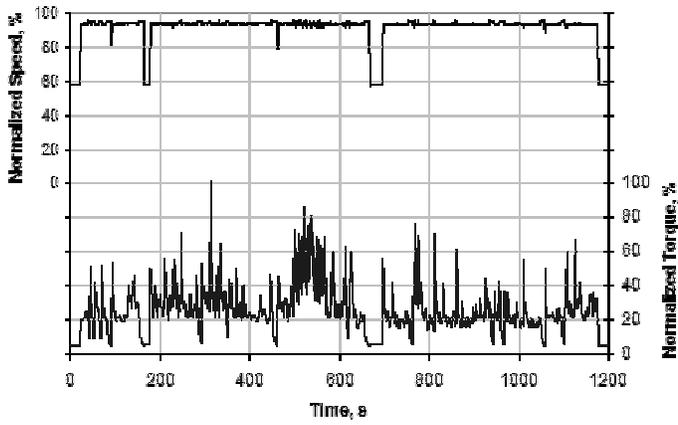


Figure 13. CSVL Cycle For Constant Speed Engines

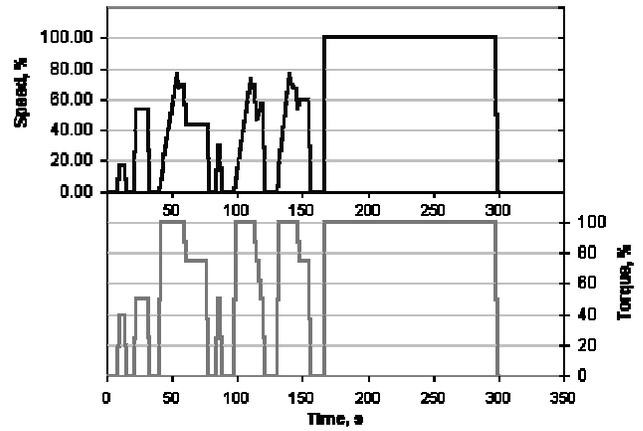


Figure 14. CTA Cycle

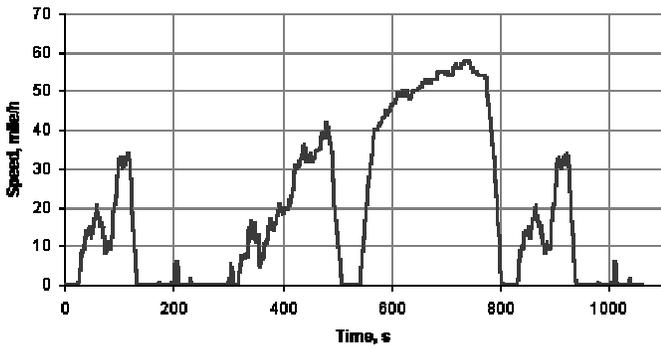


Figure 15. HD UDDS Cycle

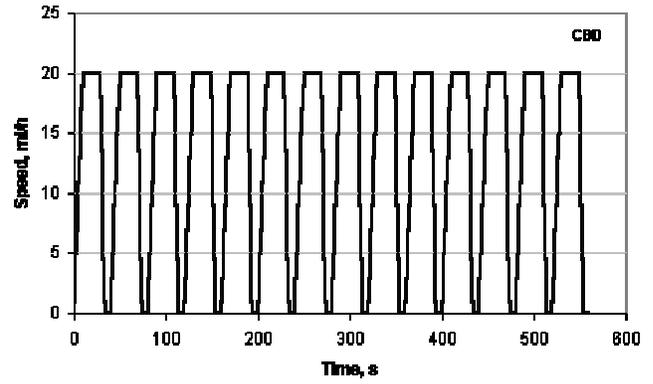


Figure 16. Ciclo de Manejo CBD

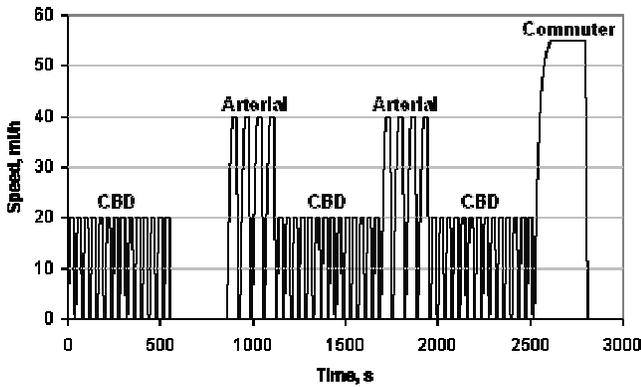


Figure 17. Composite BAC Cycle

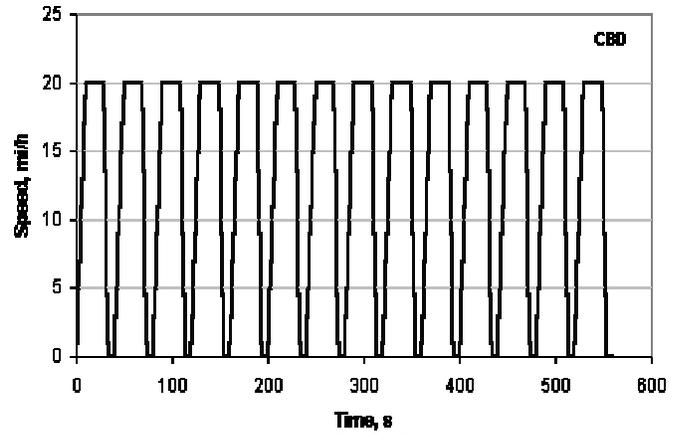


Figure 18. CBD Segment

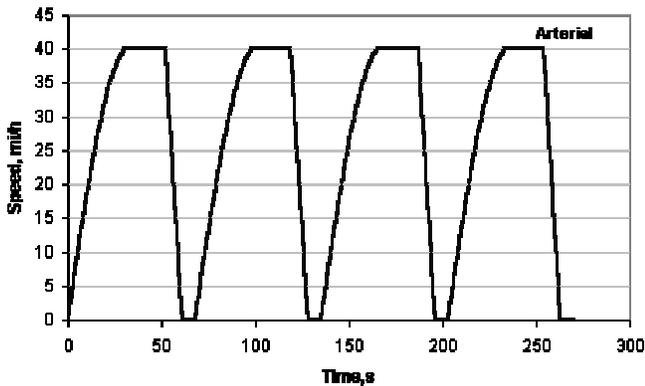


Figure 19. Arterial Segment

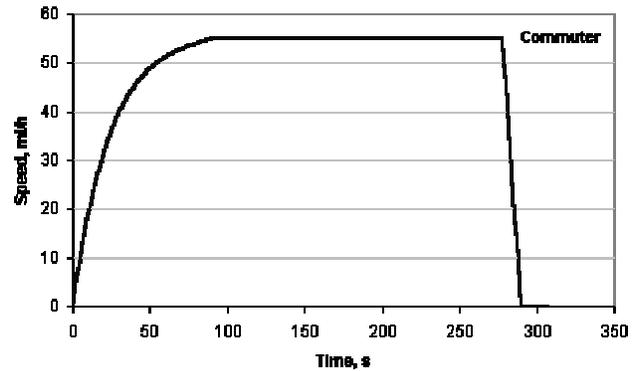


Figure 20. Commuter Segment

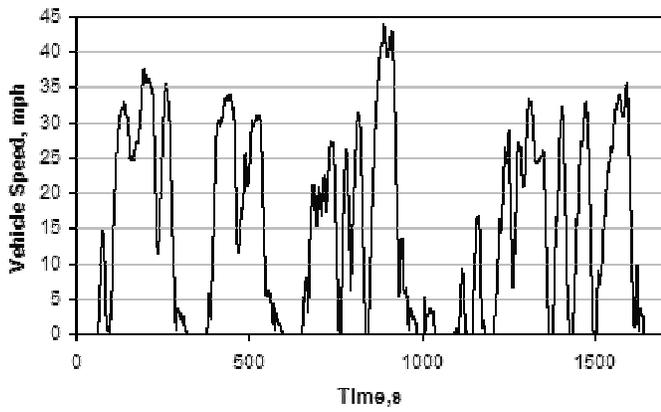


Figure 21. City Suburban Heavy Vehicle Cycle

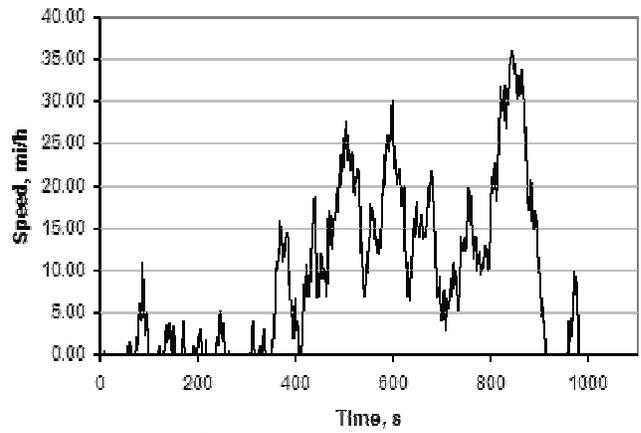


Figure 22. New York Composite Cycle

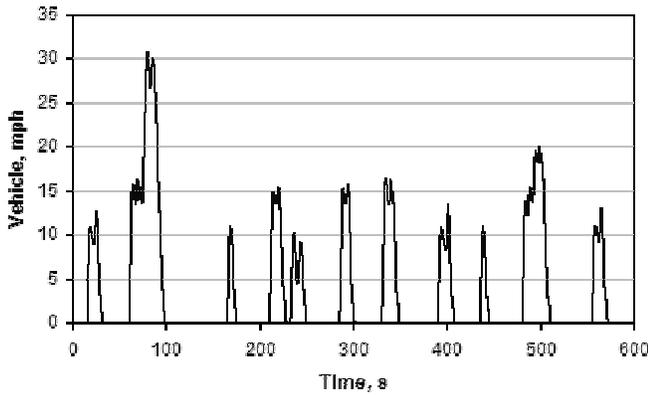


Figure 23. NYBus Driving Cycle

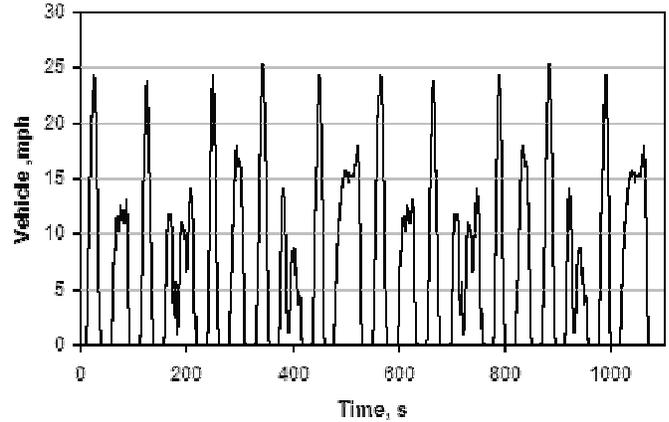


Figure 24. Manhattan Driving Cycle

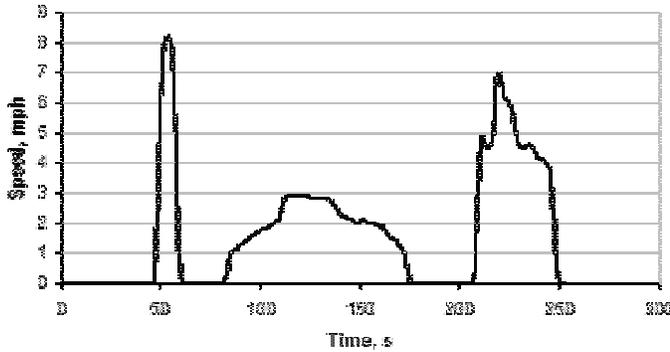


Figure 25. HHDDT Creep Mode

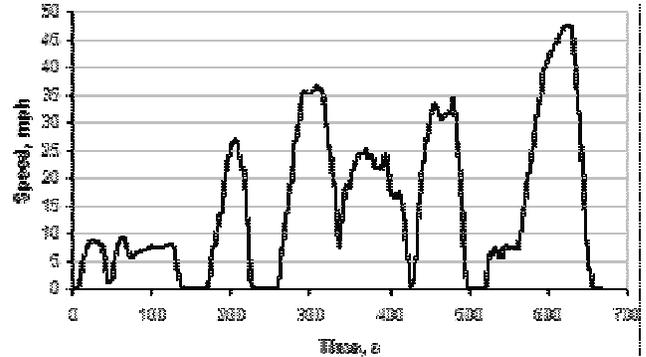


Figure 26. HHDDT Transient Mode

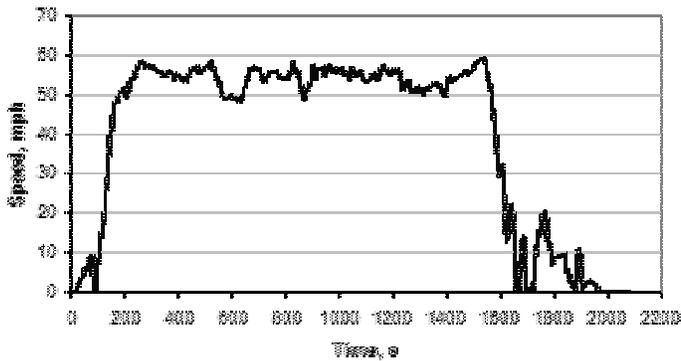


Figure 27. HHDDT Cruise Mode

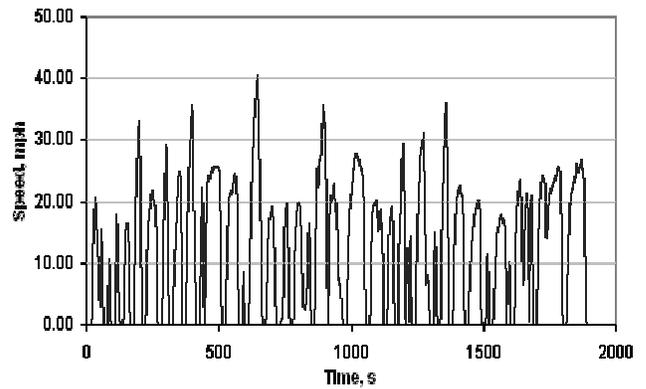


Figure 28. Orange County Bus Cycle

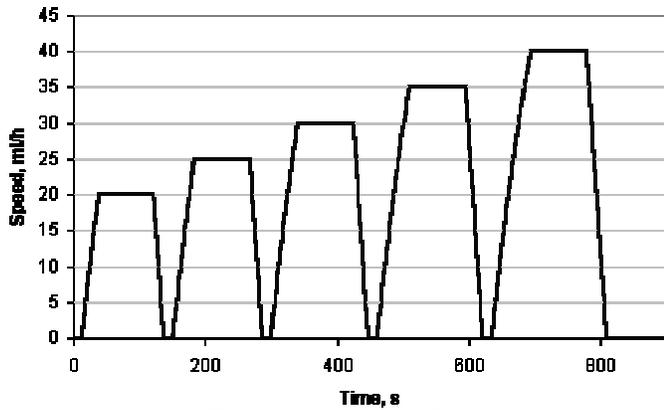


Figura 29. WVU 5-Peak

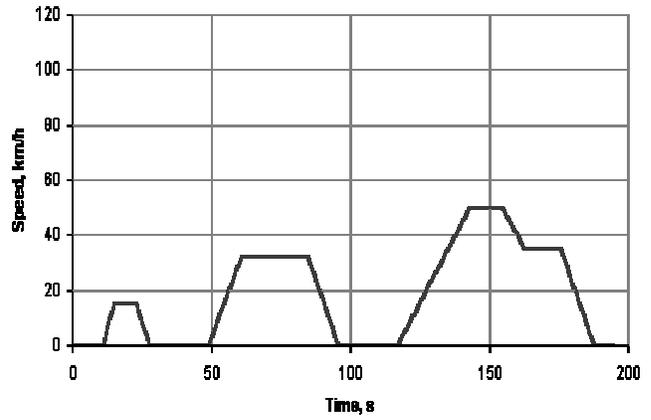


Figura 30. ECE 15 Cycle

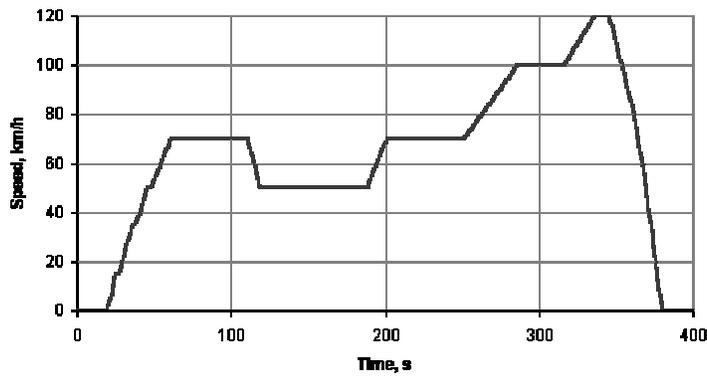


Figura 31. EUDC Cycle

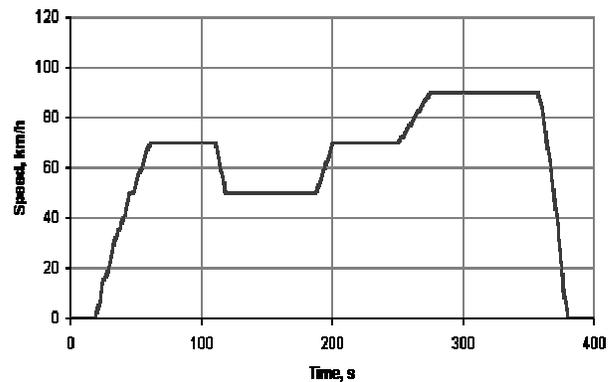


Figura 32. EUDC Cycle for Low Power Vehicles

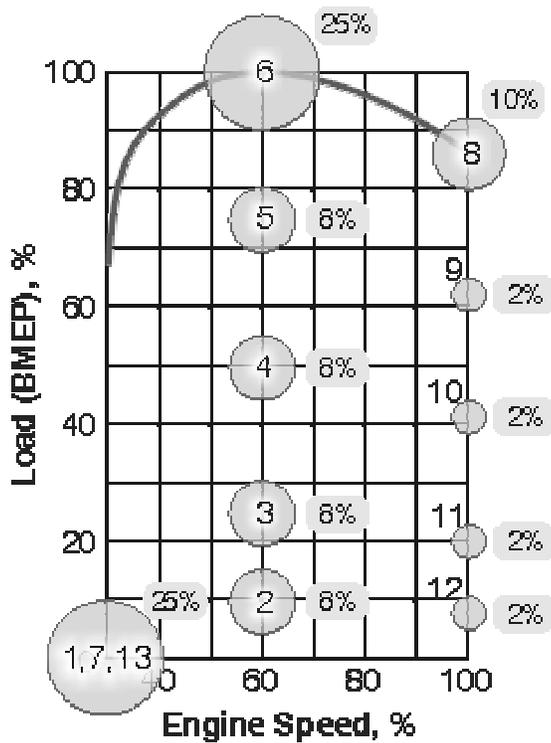


Figura 33. ECE R49 Cycle

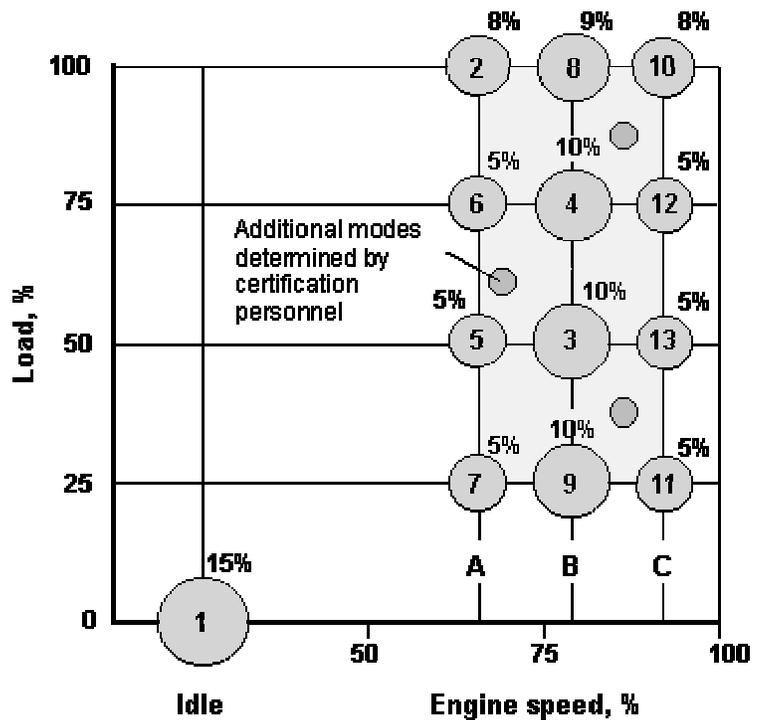


Figura 34. European Stationary Cycle (ESC)

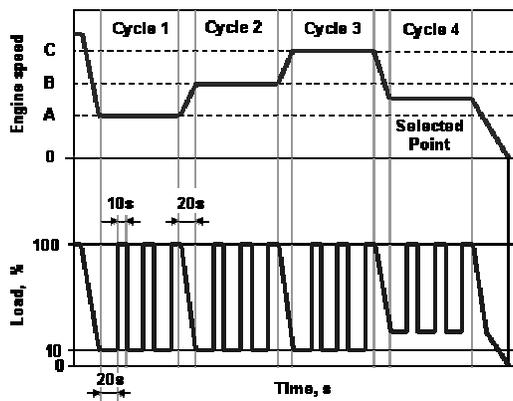


Figura 35. ELR Test

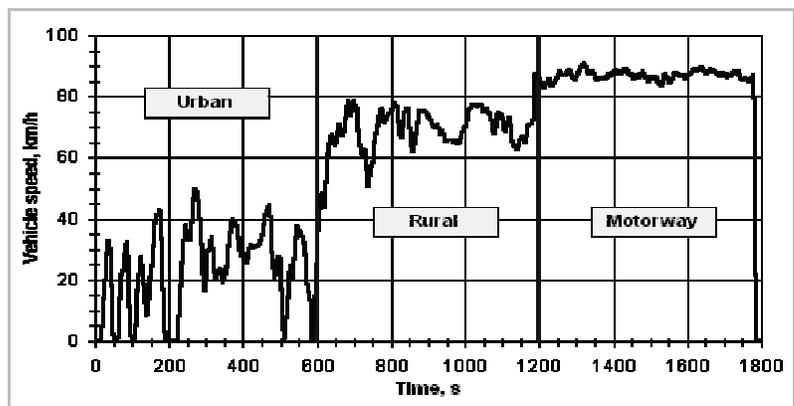


Figura 36. ETC Transient Cycle - Vehicle Speed

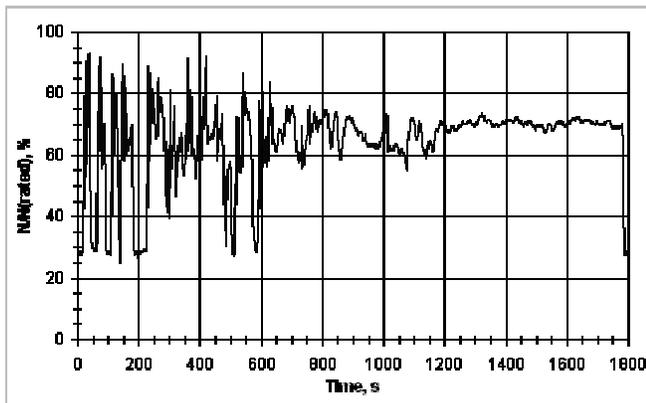


Figura 37. ETC Transient Cycle - Engine Speed

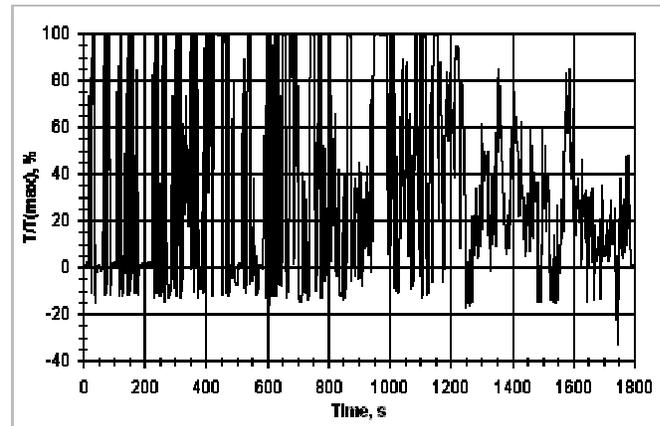


Figura 38. ETC Transient Cycle - Engine Torque

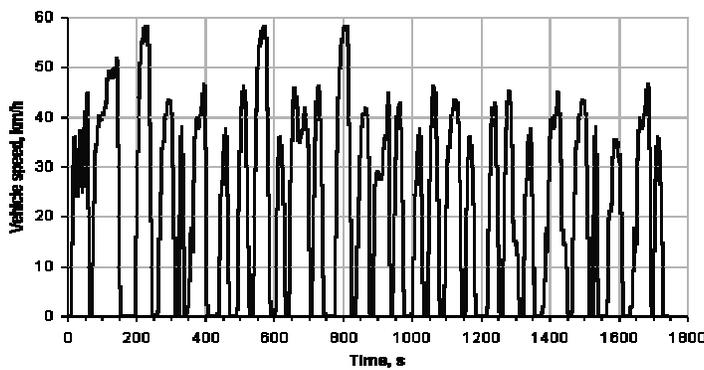


Figura 39. Braunschweig Cycle

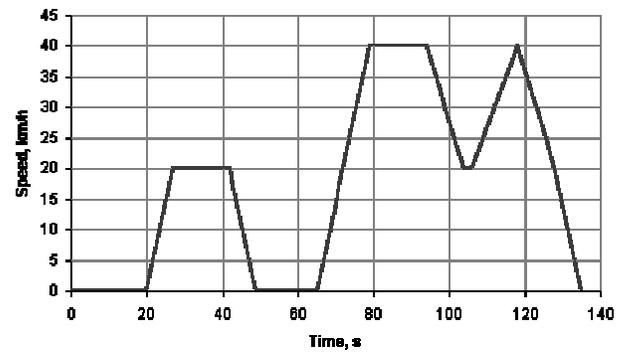


Figura 40. 10-Mode Cycle

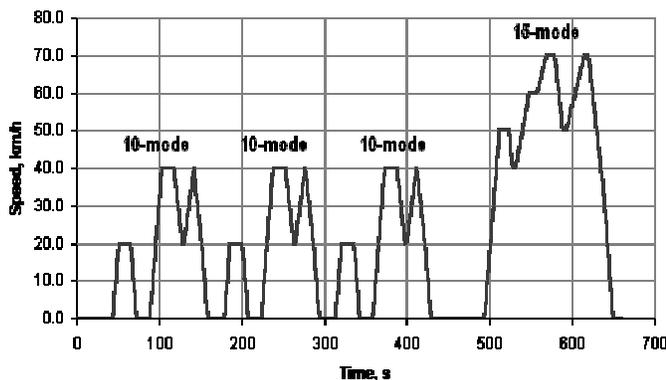


Figura 41. 10-15 Mode Cycle

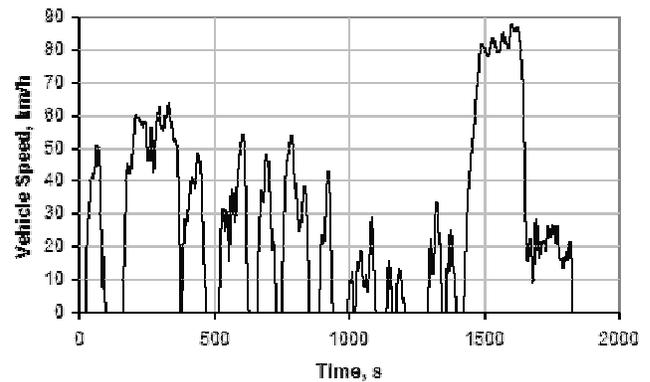


Figura 42. Ciclo JE05

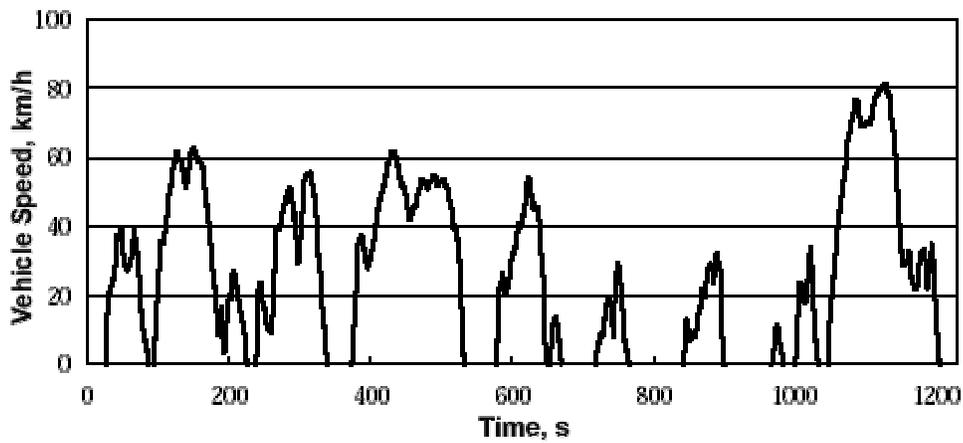


Figura 43. Ciclo JC08

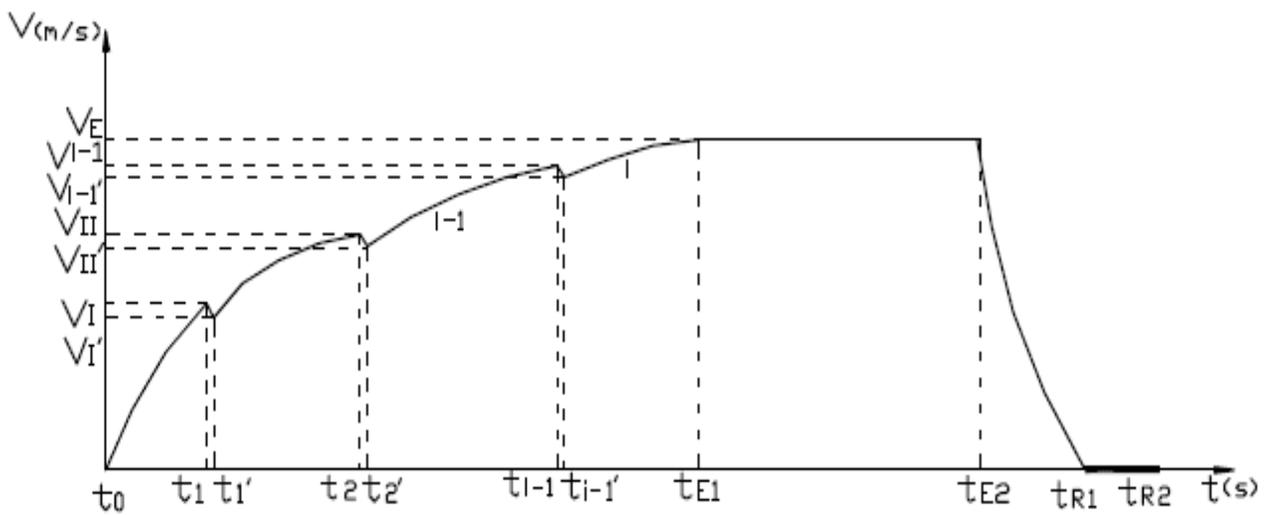


Figura 44. Ciclo Básico de movimiento ^[122] ^[140].

Perfil V vs Espacio Acumulado Vía Cgos Aguada Kamaz

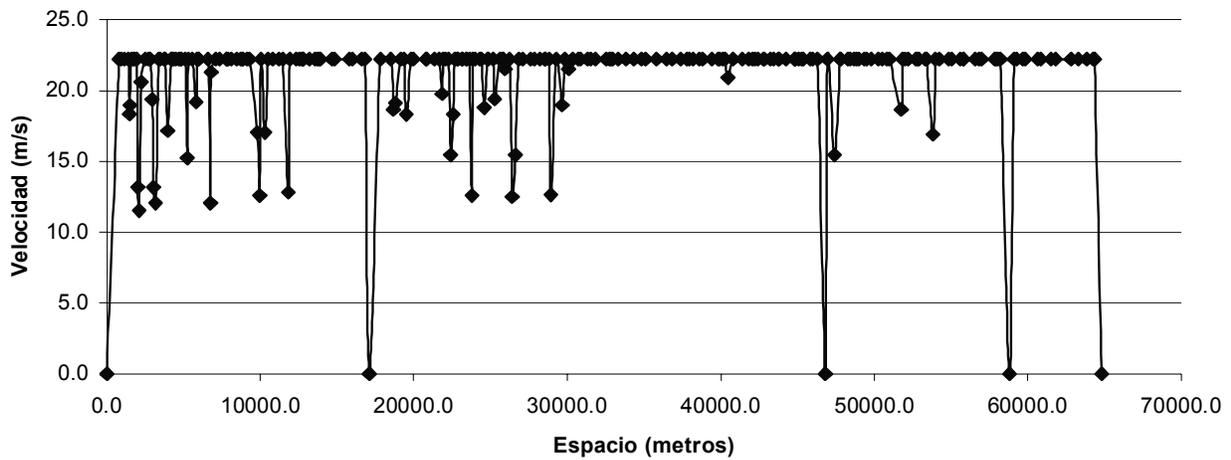
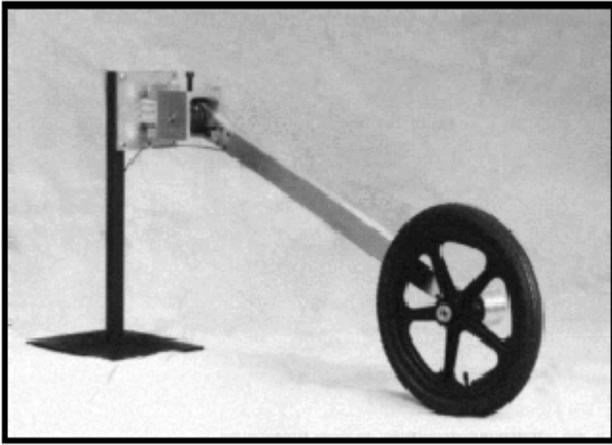
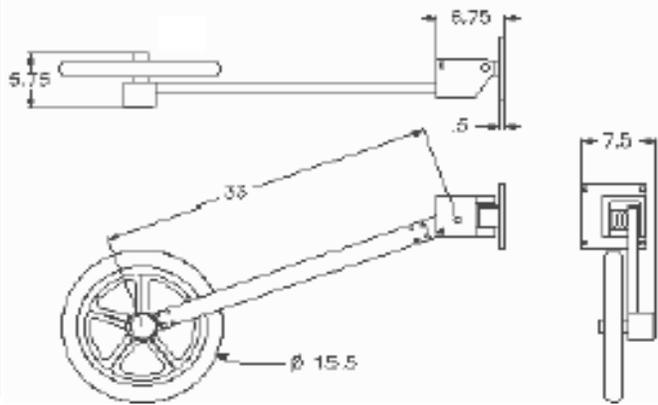


Figura 45. Perfil de velocidades del ciclo de movimiento específico ^[111] ^[122].

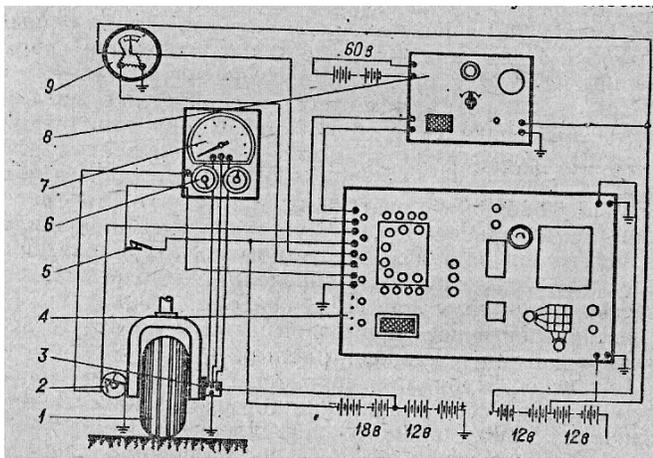


(a)

Figura 46. Quinta rueda tipo "HFW80"^[67]

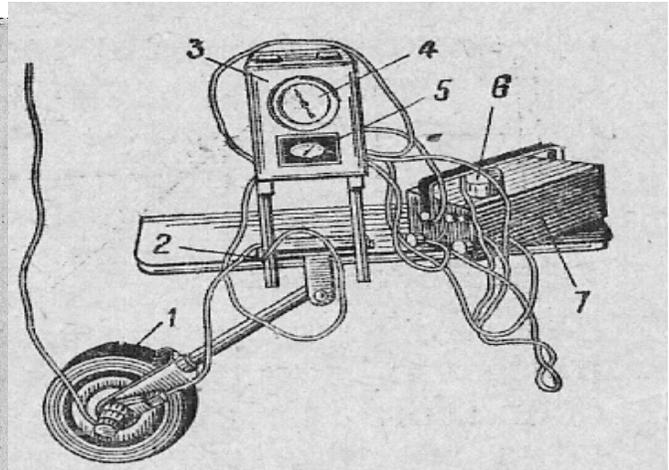


(b)



(a)

Figura 47. Quinta rueda del Instituto NIIAT ^[93].



(b)

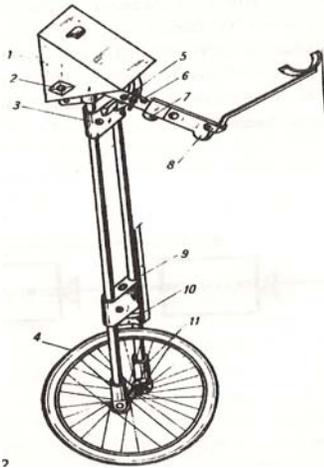


Figura 48. La quinta rueda tipo Peisler ^[19].



Figura 49. La quinta rueda "Dynamics Evaluations, Inc" arrastrada por un vehículo ligero ^[66].

Tabla 1: Valores de las constantes k, l, m y n para la determinación de la eficiencia.

Ubicación del motor		Ubicación del puente motriz			Fórmula de ruedas						Coeficientes						
					4x2	4x4		6x4		6x6		k		l	m	n	
Delantero	Trasero	Delantero	Interm	Trasero		Con	Des	Con	Des	Con	Des	MD	RM			MD	RM
ML				x	x							0	2	1	1	14	15
ML		x			x							0	2	1	1 ⁵	120	13
MT		x			x							-	3	0	1 ⁵	-	13
	ML			x	x							0	2	1	0	12	13
ML		x		x			x					0 ¹	2 ¹	1	1	25 ¹ -	26 ¹ -
						x					y	y	2 ²			4 ²	28 ²
ML			x	x		x						0 ¹	2 ¹	2	2	29	30
											y	y	2 ²			4 ²	
ML		x	x	x								0 ¹	2 ¹	2	3	25 ¹ -	26 ¹ -
										x ³							29 ²
ML		x	x	x								0 ¹	2 ¹	3	4	37	38
										x ³							y
ML		x	x	x								0 ¹	2 ¹	2	2	25 ¹ -	26 ¹ -
										x ⁴							29 ²
ML		x	x	x								0 ¹	2 ¹	3	3	37	38
										x ⁴							y

Nomenclatura:

ML-motor lineal

MT-motor transversal

Con – Significa conectados todos los puentes motrices

Des – Significa desconectado el puente motriz delantero

MD –Marcha directa

RM –Resto de las marchas

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

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

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

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

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

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

Tabla 2. Rangos de variación de la eficiencia según tipo de vehículo ^[93].

Automóviles	η_o	η_{inv}
Deportivos de carrera	0,90-0,95	0,80-0,85
Ligeros	0,90-0,92	0,80-0,82
Pesados y ómnibus	0,82-0,85	0,75-0,78
De alta capacidad de paso	0,80-0,85	0,73-0,76

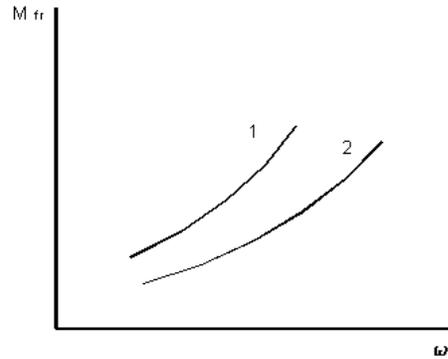
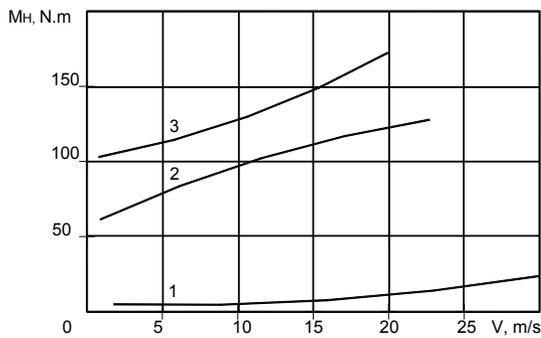


Figura 1. Dependencia del momento M_H en función de la velocidad de movimiento del automóvil ^[93]. **Figura 2. Características exteriores de frenado ^[93].**

1.-Gaz-24 (Volga); 2.-Gaz 53-A; 3.-Zil-130

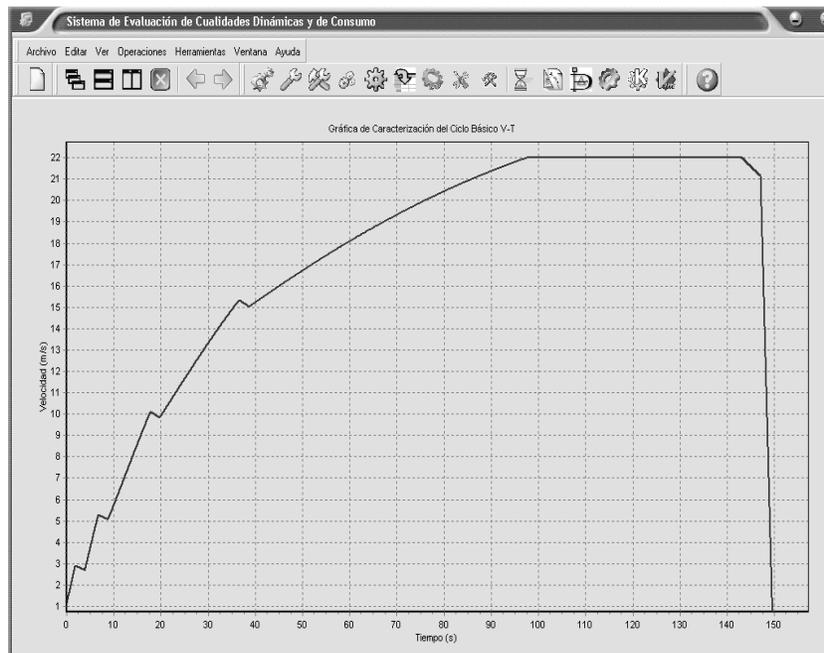
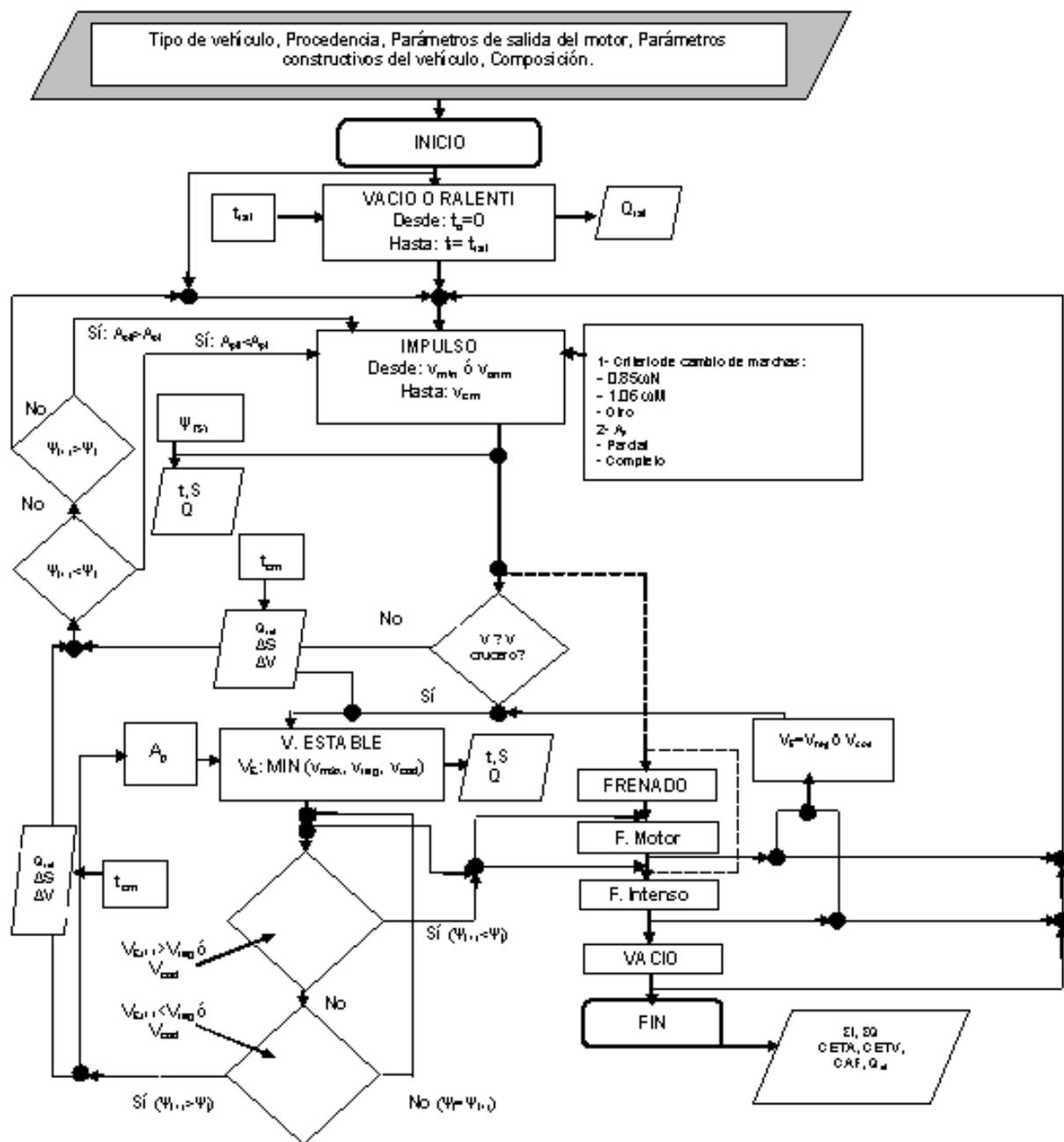


Figura 3. Ambiente de trabajo del SEDCD: gráfico del perfil de velocidades del ciclo teórico de la dimensión tiempo para un vehículo concreto ^[200].



LEYENDA

- v_{cod} Velocidad de código de vialidad y tránsito para el tipo de vehículo.
- v_{reg} Velocidad establecida según regulaciones de tránsito en la vía.
- $v_{máx}$ Velocidad máxima en función de determinado grado de aprovechamiento de la potencia.
- ψ_i Coeficiente de resistencia al camino en el instante i .
- ψ_{i+1} Coeficiente de resistencia al camino en el instante $i + 1$.
- $\psi(s)$ Coeficiente de resistencia al camino en función del recorrido.

Figura 4. Algoritmo general de operaciones para ciclos de movimiento específico.

Figura 1. Modelo oficial de las pruebas de consumo. Hoja 1.



MODELO PARA PRUEBAS DE CONSUMO

TIPO DE PRUEBA.....
No OMNIBUS.....
HORA DE SALIDA.....
FECHA.....
DESTINO.....
KILOMETROS RECORRIDOS TOTAL.....
COMBUSTIBLE CONSUMIDO EN V-1.....
COMBUSTIBLE CONSUMIDO EN V-2.....
COMBUSTIBLE CONSUMIDO TOTAL.....
INDICE DE CONSUMO EN V-1.....
INDICE DE CONSUMO EN V-2.....
INDICE DE CONSUMO TOTAL.....

TRIPULACION.....No. EXP.....FIRMA.....
TRIPULACION.....No. EXP.....FIRMA.....

NOTA.....
.....
.....

ENERGETICO
OMNIBUS ASTRO CIENFUEGOS

ESPECIALISTA
OMNIBUS ASTRO CIENFUEGOS

SUB. DIRECTOR TECNICO
OMNIBUS ASTRO CIENFUEGOS

Figura 2. Modelo oficial de las pruebas de consumo Hoja 2.

							
Modelo de Incidencia por tramo y agencia							
Tramo	Longitud (km)	Hora Entrada Agencia	Hora Salida Agencia	Estado de la vía	Tráfico Ciclos y veh. a baja veloc.	Condiciones Climáticas	Chofer
Cienfuegos-Rodas							
Rodas-Aguada							
Aguada-Conejito							
Conejito-Barrio obrero							
Barrio Obrero-Terminal Hab.							
Terminal Hab.-La Coubre							
La Coubre- Barrio obrero							
Barrio obrero-Conejito							
Conejito-Aguada							
Aguada-Rodas							
Rodas-Cienfuegos							

	V-1	V-2
Num. de pasajeros		
Tripulación		
Peso del equipaje		



Figura 3. Vista de algunos mecanismos del sistema de medición del coeficiente de resistencia del camino.

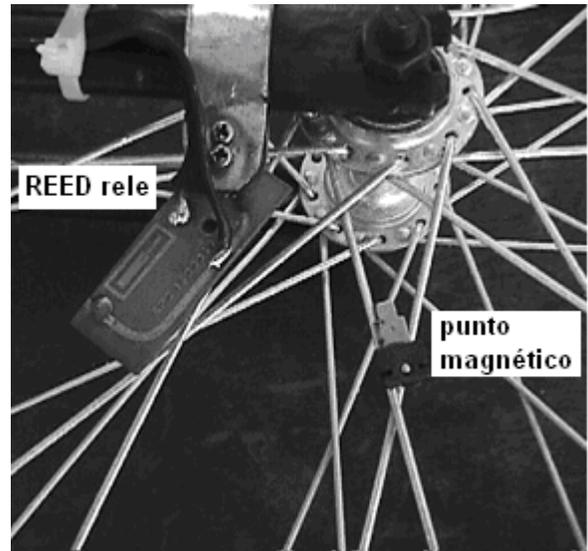


Figura 4. Detector de vueltas de la rueda.

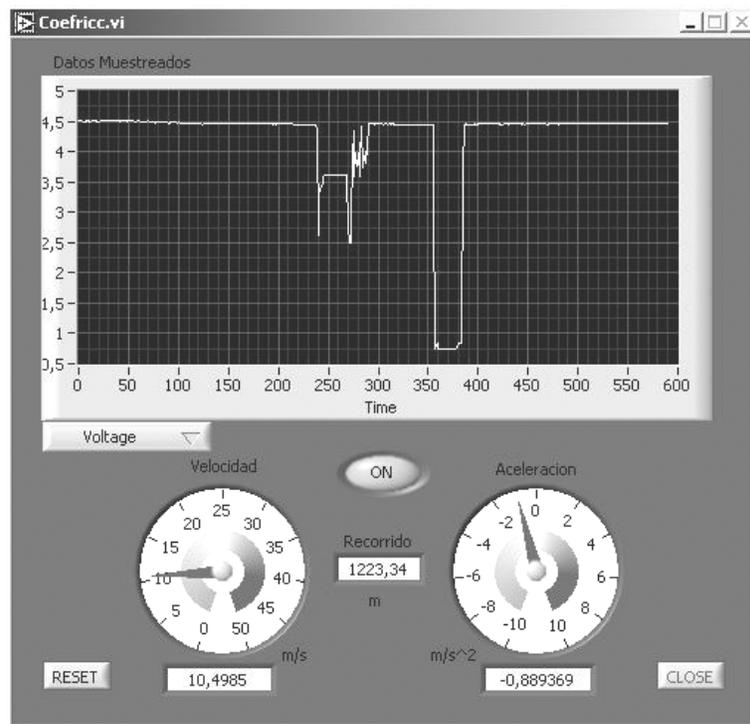


Figura 5. Ambiente de trabajo del SVC.



Figura 6. Instalación experimental durante la calibración estática del sistema.



Figura 7. Pesaje de verificación.

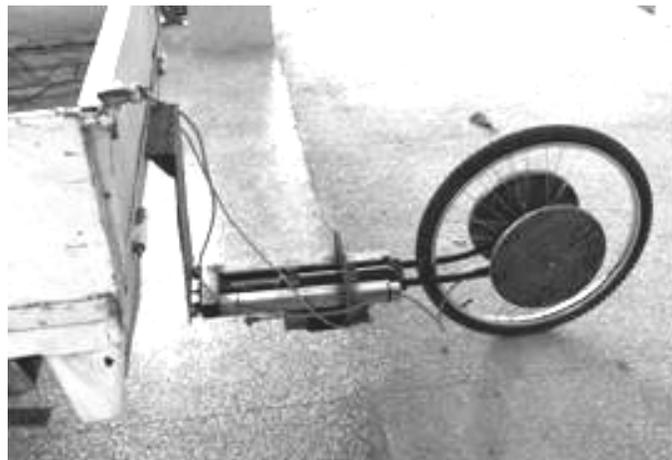


Figura 8. Remolque para experimentos vehiculares de carretera (quinta rueda) totalmente equipado, listo para evaluar un tramo de verificación.

Tabla 1. Velocidad mínima calculada ($v_{\text{mínCi}}$) vs. valores reportados ($v_{\text{mín}}^{[30]}$) en cada marcha i.

Marcha	Fórmula G (t)	4x2 5,1	4x2 7,4	6x4 15,3	6x4 18,4	4x4 5,8	6x4 19,4	6x4 19,3	4x2 14,5	6x4 15,1
1ra	$v_{\text{mín1}}^{[30]}$	0,61	0,64	0,86	0,86	0,69	1,00	0,92	0,97	0,78
	$v_{\text{mínC1}}$	0,65	0,68	0,82	0,86	0,63	0,90	0,90	0,91	0,66
	Error rel	6,35	6,54	4,65	0,00	8,69	9,90	1,53	6,18	14,91
2da	$v_{\text{mín2}}^{[30]}$	1,31	1,36	1,67	1,67	1,50	1,83	1,67	1,67	1,53
	$v_{\text{mínC2}}$	1,50	1,57	1,51	1,77	1,44	1,73	1,74	1,72	1,35
	Error rel	15,22	15,56	9,23	6,49	3,81	5,38	4,26	3,47	11,53
3ra	$v_{\text{mín3}}^{[30]}$	2,39	2,50	3,33	3,33	2,69	3,33	3,06	3,33	2,50
	$v_{\text{mínC3}}$	2,88	2,97	2,53	2,97	2,73	3,46	3,47	3,44	2,27
	Error rel	20,52	18,92	23,97	10,98	1,30	3,77	13,41	3,16	9,30
4ta	$v_{\text{mín4}}^{[30]}$	3,89	4,17	4,44	4,44	4,44	5,28	4,72	5,00	3,61
	$v_{\text{mínC4}}$	4,91	5,14	4,29	5,03	4,71	5,46	5,48	5,44	3,83
	Error rel	26,20	23,29	3,47	13,19	5,98	3,51	15,97	8,88	6,16
5ta	$v_{\text{mín5}}^{[30]}$			6,94	6,94		8,06	7,22	7,50	5,56
	$v_{\text{mínC5}}$			6,99	8,28		9,15	9,20	8,59	5,95
	Error rel			0,66	19,19		13,61	27,41	14,51	7,16

Tabla 2. Cálculo de la caída de velocidad por diferentes expresiones.

KAMAZ 5320							
Velocidad, km / h	Litvinov Ec 2.33 ^[108]	Padrón Ec 2.32 ^[140]	Comparación entre 1 y 2	Expresión 2.36	Comparación entre 1 y 4	Ilarionov Ec 2.31 ^[93]	Comparación entre 1 y 6
	Δv , km / h	Δv , km / h	Error, %	Δv , km / h	Error, %	Δv , km / h	Error, %
	1	2	3	4	5	6	7
10	0,77	0,81	5,92	0,88	10,23	0,67	12,4
20	0,85	0,89	4,86	0,92	7,79	0,68	19,4
30	0,97	1,01	4,53	1,03	5,56	0,70	27,9
40	1,14	1,19	4,64	1,18	3,65	0,73	36,3
50	1,36	1,42	5,10	1,38	2,19	0,76	43,9
60	1,61	1,70	5,66	1,63	1,07	0,80	50,4
70	1,91	2,03	6,30	1,92	0,28	0,85	55,7
80	2,26	2,41	6,90	2,25	0,32	0,90	60,1
GAZ 53							
Velocidad, km / h	Litvinov Ec 2.33 ^[108]	Padrón Ec 2.32 ^[140]	Comparación entre 1 y 2	Expresión 2.36	Comparación entre 1 y 4	Ilarionov Ec 2.31 ^[93]	Comparación entre 1 y 6
	Δv , km / h	Δv , km / h	Error, %	Δv , km / h	Error, %	Δv , km / h	Error, %
	1	2	3	4	5	6	7
10	0,39	0,40	3,22	0,41	7,24	0,67	74,7
20	0,43	0,47	3,51	0,46	5,80	0,68	58,5
30	0,51	0,53	4,46	0,53	4,48	0,70	38,7
40	0,61	0,64	5,63	0,63	3,34	0,73	19,4
50	0,74	0,80	6,85	0,76	2,49	0,76	2,7
60	0,90	0,97	7,83	0,92	1,73	0,80	11,2
70	1,09	1,18	8,72	1,10	1,21	0,85	22,2
80	1,31	1,43	9,47	1,32	0,83	0,90	31,0

Tabla 3. Evaluación para un vehículo pesado en los dos tipos de Ciclo de Movimiento Básico para la primera marcha.

Evaluación en la primera marcha Vehículo 6x4 (22,5 t).						
Variable	Tiempo (s)			Espacio (m)		
Eficiencia	η variable	$\eta = 0,89$	Diferencia	η variable	$\eta = 0,89$	Diferencia
Velocidad	1	2		1	2	
$v_o = 0^{[140]}$ $v_{cm} = 0,85W_N \cdot r_d \cdot i_{cl}$	47,39	39,78	7,61	54,40	45,61	8,79
	3	4		3	4	
$v_o = v_{min1}$ $v_{cm} = W_M \cdot r_d \cdot i_{cl} + \Delta v$	36,21	26,67	9,54	33,33	24,67	8,66
	5	6		5	6	
Diferencia	11,18	13,11		21,07	20,94	
	7			7		
Diferencia 2 vs 3	3,57			12,28		

Tabla 4. Resultados para el KRAZ - 256 en los dos modelos del Ciclo de Movimiento Básico.

Marchas Impulso	Tiempo transcurrido, s		Espacio Recorrido, m	
	Cálculos según los criterios ^[*] :	Cálculos según los criterios ^{[122][140]} :	Cálculos según los criterios ^[*] :	Cálculos los criterios ^{[142][140]} :
1-2	36,21	39,77	33,33	45,61
2-3	4,32	4,66	10,08	11,84
3-4	1,61	2,44	5,44	12,01
4-5	2,83	1,58	15,30	12,78
5	3,28	3,50	56,57	55,69
Total marchas	48,27	51,97	120,74	137,94
Frenado Motor	Cálculos según los criterios ^[**] :	No propuesto ^{[122][140]}	Cálculos según los criterios ^[**] :	No propuesto ^{[122][140]}
	4,69		87,79	

[*]:

1. La velocidad de computo inicial para primera marcha = velocidad mínima para movimiento estable en primera marcha.
2. La eficiencia de la transmisión es variable según la carga y la velocidad de movimiento.
3. El cambio de marcha ocurre a " v_{wm} " + caída de velocidad en movimiento libre (expresión 2.39)

[122][140].

1. La velocidad de computo inicial para primera marcha = 0
2. La eficiencia de la transmisión es constante=0,89
3. El cambio de marcha ocurre a " $v_{0,85wN}$ "

[**]:

1. El frenado con el motor conectado en marcha superior y la frecuencia de rotación del motor con este conectado hasta 200 1/s.
2. La eficiencia inversa de la transmisión variable según la carga y la velocidad de movimiento.

Tabla 5. Resultados para el KAMAZ - 5320 en los dos modelos del Ciclo de Movimiento Básico.

Marchas Impulso	Tiempo Transcurrido, s		Espacio Recorrido, m	
	Cálculos según los criterios ^[*] :	Cálculos según los criterios ^{[122][140]}	Cálculos según los criterios ^[*] :	Cálculos los criterios ^{[122][140]}
1-2	15,23	51,55	20,33	45,59
2-3	6,83	5,41	18,92	21,43
3-4	3,41	2,50	16,69	17,46
4-5	1,16	2,08	2,43	13,70
5	2,25	1,90	35,87	34,67
Total marchas	28,91	63,45	94,24	132,86
Frenado Motor	Cálculos según los criterios ^[**] :	No propuesto ^{[122][140]}	Cálculos según los criterios ^[*] :	No propuesto ^{[122][140]}
	1,73		33,55	

[*], [******]: ver tabla 4.

Tabla 6. Resultados para el ZIL- 130 en los dos modelos del Ciclo de Movimiento Básico.

Marcha conectada	Tiempo transcurrido, s		Espacio recorrido, m	
	Cálculos según los criterios ^[*] :	Cálculos según los criterios ^{[122][140]}	Cálculos según los criterios ^[*] :	Cálculos los criterios ^{[122][140]}
1-2	20,61	40,66	25,77	59,58
2-3	7,31	6,78	19,51	28,73
3-4	4,46	4,19	21,46	31,99
4-5	2,66	2,60	21,28	32,98
5	4,46	2,09	69,01	39,79
Total marchas	39,51	53,33	157,03	193,07
Frenado Motor	Cálculos según los criterios ^[**] :	No propuesto ^{[122][140]}	Cálculos según los criterios ^[*] :	No propuesto ^{[122][140]}
	4,25		77,03	

[*], [******]: ver tabla 4.

Tabla 7. Resultados para el GAZ - 53 en los dos modelos del Ciclo de Movimiento Básico.

Marcha impulso	Tiempo transcurrido, s		Espacio recorrido, m	
	Cálculos según los criterios ^[*] :	Cálculos según los criterios ^{[122][140]}	Cálculos según los criterios ^[*] :	Cálculos los criterios ^{[122][140]}
1-2	17,92	29,64	22,23	37,13
2-3	5,44	4,84	17,65	22,64
3-4	2,83	2,61	17,87	23,75
4	3,96	2,47	56,75	41,46
Total marchas	30,15	39,56	114,51	124,97
Frenado Motor	Cálculos según los criterios ^[**] :	No propuesto ^{[122][140]}	Cálculos según los criterios ^[*] :	No propuesto ^{[122][140]}
	6,36		109,83	

1. [*], [******]: ver tabla 4.

Tabla 8. Medición del consumo en el Ciclo Básico Modificado.

Ensayos	Consumo etapas de impulso (dm ³)	Consumo velocidad estable (dm ³)
1	0,125	0,0776
2	0,140	0,0784
3	0,142	0,0772
4	0,151	0,0775
5	0,153	0,0760
6	0,132	0,0779
7	0,144	0,0769
	0,141+/-0,009 (95%)	0,0773+/-0,001 (95%)

Modelo 1. Encuesta a chóferes.



**Complete las filas debajo.
¡Gracias!**

1- Usualmente a que revoluciones del tacómetro Usted realiza los cambios de marcha:
_____ r. p. m.

2- Durante el cambio de una marcha a otra estimo que:
Soy rápido _____ Soy lento _____ O me demoro demasiado _____

3- En la mayoría de la ocasiones, para llegar a la velocidad comercial:

- a) Lo hago lo más rápido posible _____
- b) Demoro el tiempo necesario sin acelerar demasiado _____

4- En los tramos suburbanos (no en la autopista) generalmente conduzco:

- a) De manera que predomine la aceleración y el frenado para obtener la velocidad comercial:
- b) Ante las pendientes mantengo la velocidad comercial
- c) La velocidad que mantengo como promedio durante la conducción en los tramos urbanos es:
- d) El cambio que más empleo durante el viaje es:

3^{ra}

4^{ta}

5^{ta}

Otras: _____

f) El cambio que conecto más veces durante el viaje es:

3^{ra}

4^{ta}

5^{ta}

Otras: _____

5- Cuando UD conduce y no necesita frenar por urgencias: (con que frecuencia lo hace %)

- a) Frena con el motor y sin los mecanismos de frenado.
- b) Frena con utilización de los mecanismos de freno, pero sin desconexión del motor

6- Cuando UD está deteniendo el ómnibus a través de los mecanismos caja- motor, ¿en cuantas revoluciones decide el frenado total del vehículo?

_____ r. p. m

7- ¿Cuántos cambios UD realiza cuando va a frenar con el motor? (marque con una cruz)

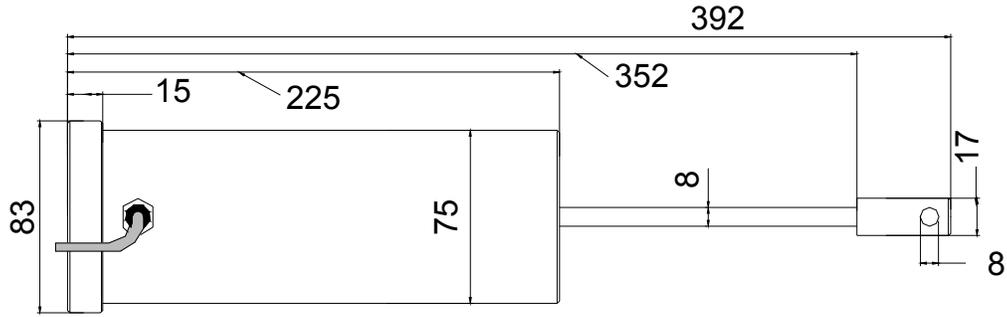
- 6ta a 5ta
- 5ta a 4ta
- 4ta a 3ra
- 3ra a 2da
- 2da a 1ra

Sí:		No:	
Sí:		No:	

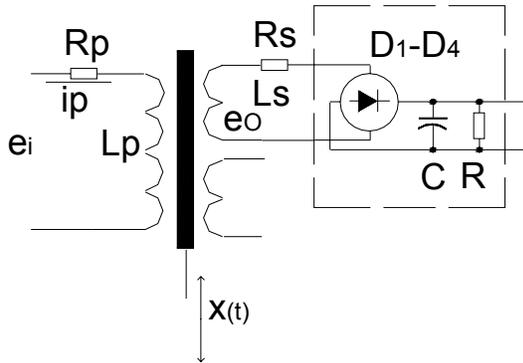
_____ Km./h

Figura 1. Sensor de desplazamientos.

Dimensiones básicas (mm):



Circuito electrónico:



Frecuencia de excitación: 60 Hz ($\pm 1\%$)

e_i : 117 VCA ($\pm 3\%$)

e_o : 0,8 – 24VCA

R_p : 498 Ω

R_s : 41 Ω

L_p : 2,2214 H

L_s : 0,8017 H

D1-D4: 1N4007

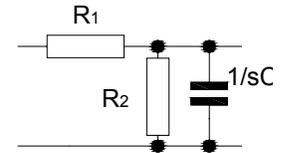
C: 47 μ F

R: 100k Ω

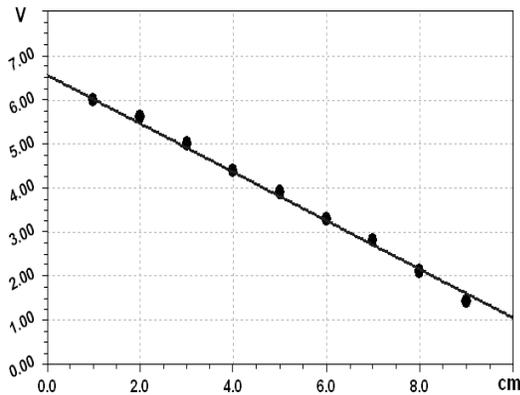
R1: 33k Ω

R2: 15 k Ω

$C_{(s)}$: 1 μ F

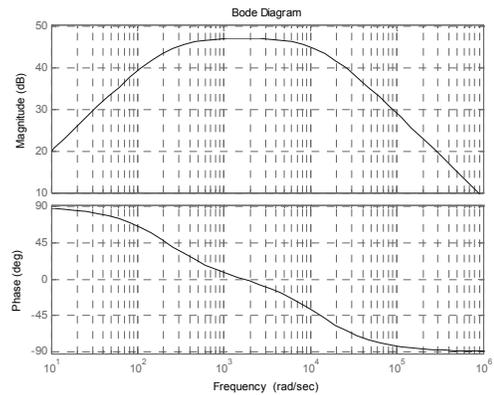


Característica Estática Observada \dagger .



\dagger Sensor más circuitos auxiliares, \sphericalangle Reactancias del Sensor

Respuesta de Frecuencia Calculada \sphericalangle .



Rango lineal nominal: 0-90 mm

Error: 3,36% (de la escala completa)

Sensibilidad:- 0,5509 v / cm

Resolución: ≥ 1 mm

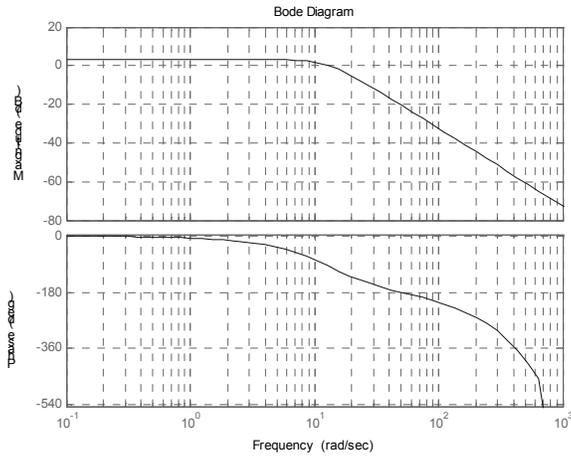


Figura 2. Respuesta de frecuencia del instrumento, expresión 4.3.

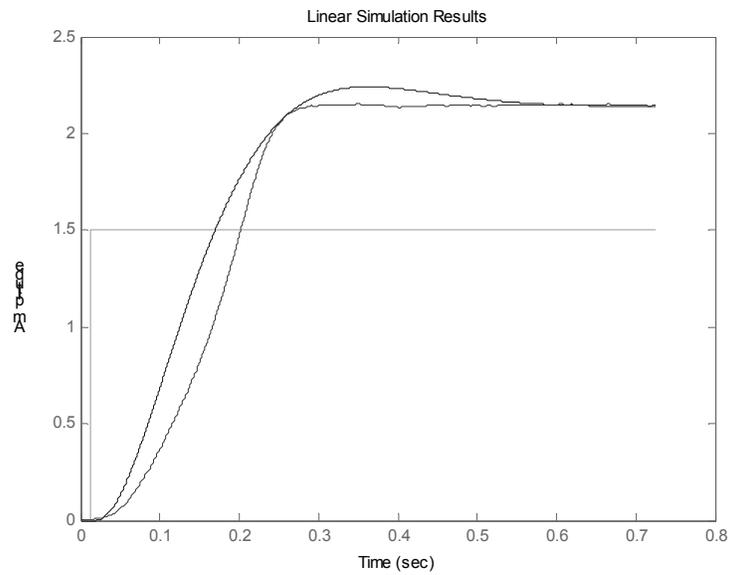


Figura 3. Respuesta al paso del sistema completo.

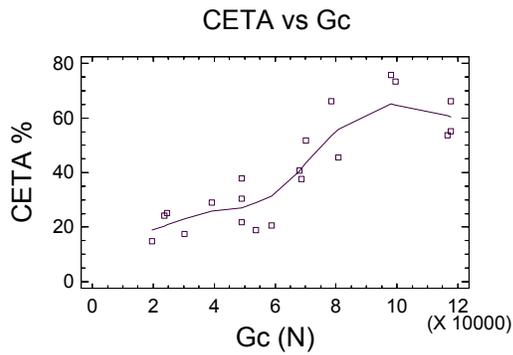


Figura 4. CETA vs. G_c .

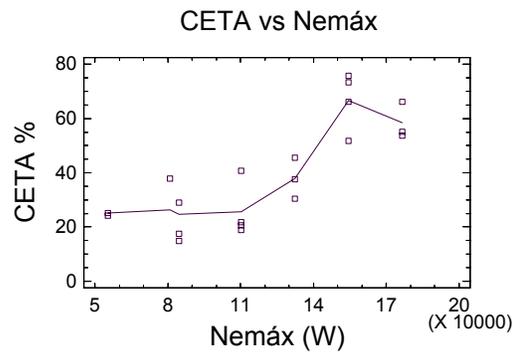


Figura 5. CETA vs. Potencia máxima.

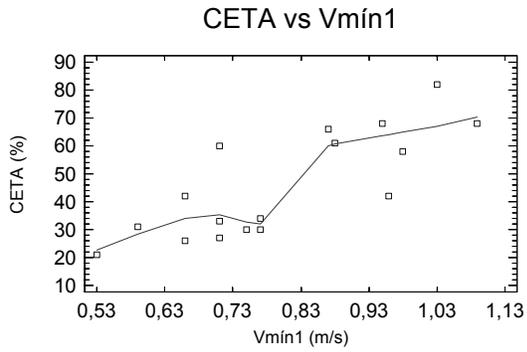


Figura 6. CETA vs. V_{min1}.
CISTA vs G_C (Diesel)

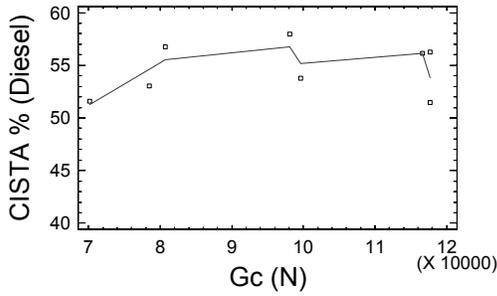


Figura 8. CISTA vs. G_C (Diesel).

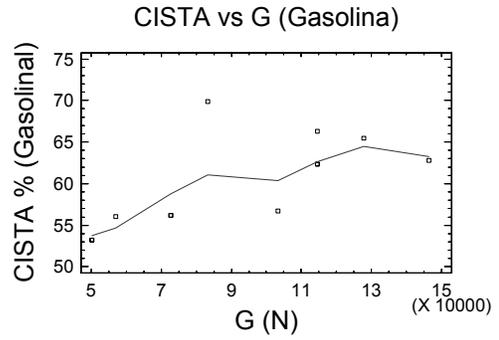


Figura 7. CISTA vs. G (Gasolina).
CISTA vs G_C (Gasolina)

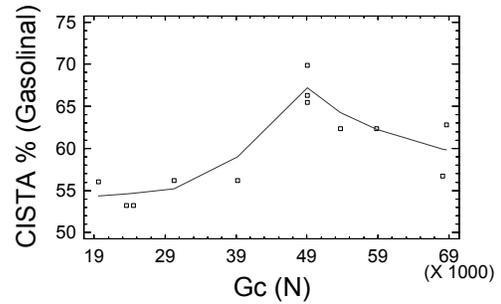


Figura 9. CISTA vs. G_C (Gasolina).

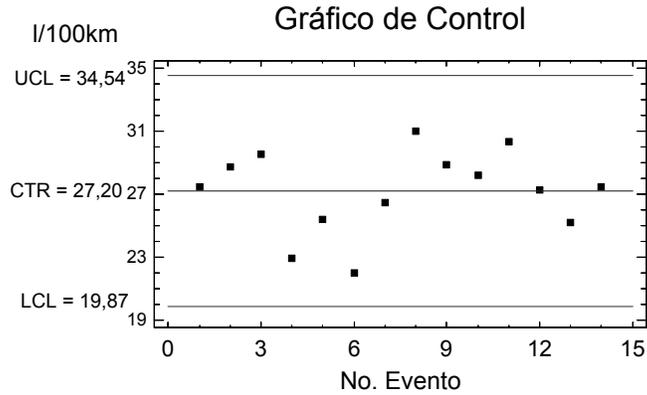


Figura 10. Gráfico de control: Consumo recorrido (actualizado en las pruebas de consumo), ómnibus MB O 371 en la ruta Cienfuegos-Habana.

Ejemplo 1 ^[156]. **Análisis de las variables significativas para “Coeficiente de efectividad del trabajo del automóvil” (CETA).**

Análisis inicial de los datos, comprobación de las hipótesis.

Variables:

1. CETA.
2. Consumo específico.
3. Peso de la carga útil.
4. Cilindrada.
5. Velocidad mínima en movimiento estable para primera marcha.
6. Velocidad media del pistón.
7. Potencia máxima.
8. Peso total.
9. Eficiencia de la transmisión para la marcha superior, sin tener en cuenta la influencia de la carga y la velocidad.
10. Factor aerodinámico.
11. Radio dinámico.
12. Solape.
13. Selectividad de marchas.
14. Áreas de ausencia de potencia.
15. Elasticidad de torque.
16. Elasticidad de frecuencia de rotación.

Tabla de valores:

La tabla de valores que caracteriza este análisis aparece en los anexos en la tabla 11 ^[156].

a,-Comprobación de la normalidad de la variable dependiente.

Prueba de normalidad para CETA:

Computed Chi-Square goodness-of-fit statistic = 9,9

P-Value = 0,44931

Shapiro-Wilks W statistic = 0,922013

P-Value = 0,114481

Z score for skewness = 0,66501

P-Value = 0,506042

Z score for kurtosis = -1,39174

P-Value = 0,164001

Debido a que el valor P para esta prueba es mayor que 0.1, no se puede rechazar la idea de que CETA proviene de una distribución normal, con un 90% o más de confianza.

Bondad de ajuste CETA

Prueba Chi-cuadrado

Lower Limit	Upper Limit	Observed Frequency	Expected Frequency	Chi-Square
at or below 21,2567	21,2567	4	3,33	0,13
21,2567	31,8146	5	3,33	0,83
31,8146	40,288	2	3,33	0,53
40,288	48,7614	2	3,33	0,53
48,7614	59,3193	3	3,33	0,03
above 59,3193		4	3,33	0,13

Chi-Square = 2,20011 with 3 d.f, P-Value = 0,531924

Estimated Kolmogorov statistic DPLUS = 0,140603

Estimated Kolmogorov statistic DMINUS = 0,105943

Estimated overall statistic DN = 0,140603

Approximate P-Value = 0,824014

EDF Statistic	Value	Modified Form	P-Value
Kolmogorov-Smirnov D	0,140603	0,654116	>=0,10*
Anderson-Darling A^2	0,508499	0,530428	0,1755*

Como el valor P más pequeño, entre las pruebas realizadas, es mayor o igual a 0.10, no se puede rechazar la idea que el CETA proviene de una distribución normal con 90% o más de confianza. Debajo se muestra el histograma que caracteriza la distribución del factor CETA.

Histograma para Efectividad del trabajo

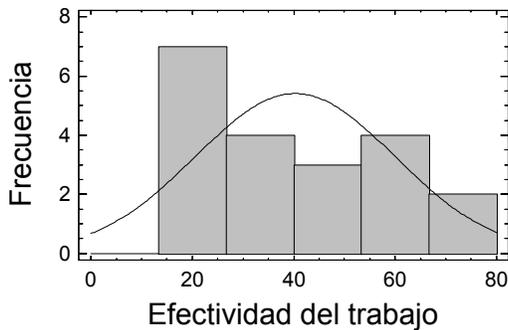


Figura 3.1. Histograma para CETA.

b,-Comprobación de la normalidad del resto de las variables,

Realizando pruebas similares para las variables independientes, se observa que provienen de una distribución normal las siguientes:

1. Peso de la carga útil.
2. Velocidad mínima en movimiento estable para primera marcha.
3. Potencia máxima.
4. Peso total.
5. Selectividad de marchas.
6. Solape.

Por lo que a partir de ahora, se continuará el trabajo en función de estas.

Además, no se considera en el estudio el tipo de motor, pues está demostrado que por lo general los motores diesel suelen ser más económicos desde el punto de vista del consumo que los motores de gasolina, lo que se corrobora con el índice de consumo específico de combustible. Observando el gráfico debajo:

Diagrama de cajas

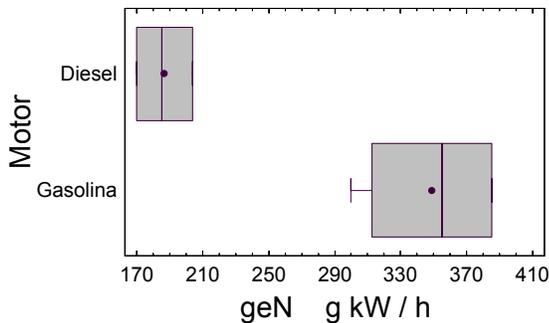


Figura 3.2. Diagrama de cajas g_{eN} vehículos pesados analizados.

Técnicas de análisis,

El objetivo de estas técnicas estadísticas, es buscar las variables que logran la mayor variabilidad del CETA.

1. Análisis de la varianza de los componentes.

Variable dependiente: CETA

Factores: $G, G_c, N_{em\acute{a}x}, S_e, S_o, V_{m\acute{i}n1}$

Analysis of Variance for Efectividad del trabajo

Analysis of Variance for Efectividad del trabajo

Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	Var. Comp.	Percent
TOTAL (CORRECTED)	7352,85	19			
G	7036,37	13	541,259	348,938	86,87
Gc	316,475	6	52,7459	52,7459	13,13
Nemáx	-1,#IND	0			
Se	-1,#IND	0			
So	-1,#IND	0			
Vmín1	-1,#IND	0			

En este caso, el factor que contribuye a la mayor varianza es G. Su contribución representa 86,8688% de la variación total del CETA.

2. Análisis de los componentes principales.

Number of components extracted: 2

Principal Components Analysis

Component Number	Eigenvalue	Percent of Variance	Cumulative Percentage
1	2,86122	47,687	47,687
2	1,85893	30,982	78,669
3	0,70526	11,754	90,424
4	0,468763	7,813	98,236
5	0,094722	1,579	99,815
6	0,0111004	0,185	100,000

El porcentaje acumulado de varianza, representado por las dos primeras componentes, explica el 78,69%, lo que supera al nivel prefijado para esta prueba (78%). Se analiza entonces el peso de estas dos componentes:

Gráfico de ladera

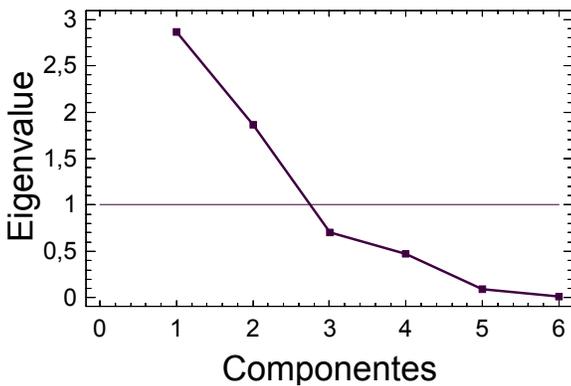


Figura 3.3. Componentes principales, CETA.

Table of Component Weights

	Component 1	Component 2
G	0,585265	-0,0588388
Gc	0,561072	0,112723
Nemáx	0,577347	0,0670395
Se	-0,0864079	0,554754
So	0,0429078	-0,531019
Vmín1	0,0051355	0,624183

Las variables con los pesos más altos en la primera componente son: G, G_c, y N_{emáx}. Nótese en la segunda: V_{min1}.

3. Análisis factorial.

Factor Analysis

Factor Number	Eigenvalue	Percent of Variance	Cumulative Percentage
1	2,86122	47,687	47,687
2	1,85893	30,982	78,669
3	0,70526	11,754	90,424
4	0,468763	7,813	98,236
5	0,094722	1,579	99,815
6	0,0111004	0,185	100,000

Variable	Initial Communalities
G	1,0
Gc	1,0
Nemáx	1,0
Se	1,0
So	1,0
Vmín1	1,0

El estudio de las comunalidades infiere que no ha de extraerse ninguna de las variables, es decir, que todas provocan variabilidad. En cuanto al análisis de factores coincide con el estudio de componentes principales.

Factor Loading Matrix After Varimax Rotation

	Factor 1	Factor 2
G	0,980942	-0,155748
Gc	0,958039	0,0806101
Nemáx	0,980722	0,0163999
Se	-0,0878493	0,765333
So	0,0169605	-0,727436
Vmín1	0,0737879	0,847867

Variable	Estimated Communalities
G	0,986505
Gc	0,924337
Nemáx	0,962085
Se	0,593452
So	0,529451
Vmín1	0,724324

Las comunalidades estimadas, después de aplicar esta técnica, pueden ser interpretadas como la proporción estimada de la variabilidad en cada variable atribuida a los factores extraídos. Sigue siendo evidente la trascendencia de los factores G, G_c, y N_{emáx} en la variabilidad del CETA.

Analizando el gráfico en la parte superior, es aceptable considerar los factores G_c, N_{emáx}, V_{mín1}. G también puede considerarse.

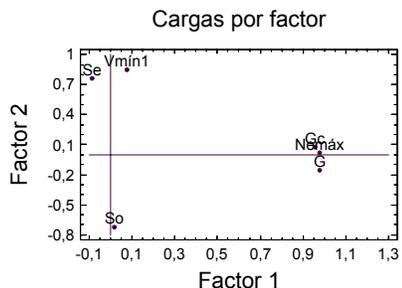


Figura 3.4. Cargas por factor, CETA.

Después de realizar los estudios, no quedan dudas que los factores que influyen de modo muy significativo en el CETA son: G, G_c y N_{emáx}. Además se puede considerar la variable V_{mín1}, por lo que a la hora de presentar gráficamente este indicador es idóneo referirlo respecto a esas variables.