

UNIVERSIDAD
CIENFUEGOS
Carlos Rafael Rodríguez

**FACULTAD DE INGENIERÍA.
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**

**Título: PERFECCIONAMIENTO DE LA METODOLOGÍA DE REMODELACIÓN
VEHICULAR**

Trabajo de diploma

Autor: Raúl Guerra Pérez

Tutor: Dr. C. José R. Fuentes Vega

Cienfuegos 2018

Declaración de autoridad.



Facultad de Ingeniería Mecánica.

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos, como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica; autorizando a que el mismo sea utilizado para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial como total, y además no podrá ser presentado en eventos ni publicado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del Autor

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

Información Científico – Técnica, Firma

Firma del Vicedecano

Firma del Tutor

Sistema de Documentación y Proyectos

Resumen

El presente trabajo de diploma se enmarca dentro de una línea de investigación en “Eficiencia Energética del Transporte”, en específico, en la temática de la remodelación vehicular. Su objetivo se dirige al perfeccionamiento del trabajo desarrollado en la propia institución, de elaboración de una metodología de remodelación vehicular, en específico en aquellos aspectos relativos a la remotorización, con o sin variaciones en el sistema de transmisión del vehículo original.

Se analizan en primer orden los acápites o pasos que contempla la metodología, buscando racionalidad en los análisis, dejando por claro los aspectos a considerar en cada uno de ellos. Se definen rangos de variación de los coeficientes de elasticidad, pues los que están en uso datan de la década de los 80, utilizando para ello una base de datos de vehículos pesados diesel.

Se definen expresiones y métodos de determinación de la característica exterior de velocidad en vehículos con motores Common Rail. Dada la heterogeneidad de comportamiento de las características exteriores de velocidad de estos motores, se ejemplifica la determinación del coeficiente de aprovechamiento del área ideal para un motor con torque y potencia constante a lo largo de un rango de frecuencias de rotación, comportamiento que aparece muy frecuentemente en la actualidad.

Se propone un nuevo método de determinación de la capacidad máxima de aceleración, que elimina las imprecisiones que se incurre con el método anterior. Se evalúa la exactitud del método utilizado para determinar la pendiente máxima que puede ascender un vehículo desde el reposo.

TABLA DE CONTENIDO

| | |
|--|----|
| Introducción..... | 1 |
| Capítulo I: Estudios documentales sobre remodelación vehicular..... | 6 |
| 1.1.-Introducción..... | 6 |
| 1.2.-Los indicadores de elasticidad y las características exteriores de velocidad de los motores de combustión interna..... | 6 |
| 1.3.-La característica tractiva del vehículo y los indicadores que evalúan la relación motor-sistema de transmisión..... | 12 |
| 1.4.-La determinación del consumo de combustible en las marchas principales..... | 19 |
| 1.5.-Definición de los regímenes más adecuados de movimiento para el vehículo o el conjunto vehículo-remolque..... | 20 |
| 1.6.-Determinación de indicadores cinemáticos y dinámicos de la máquina automotriz..... | 20 |
| 1.7.-Evaluación de las cualidades de estabilidad de la máquina automotriz..... | 22 |
| 1.8.- Determinación de las cualidades de frenado de la máquina automotriz y cálculos de resistencia en el vehículo remodelado..... | 24 |
| 1.9.-La remodelación vehicular en nuestras condiciones..... | 25 |
| 1.10.-Conclusiones parciales..... | 26 |
| Capítulo II. Metodología de trabajo..... | 27 |
| 2.1.- Introducción..... | 27 |
| 2.2.-La metodología de selección vehicular..... | 27 |
| 2.3.-En el cálculo de los indicadores de elasticidad y la característica exterior de velocidad..... | 29 |
| 2.3.1.- En relación con la metodología..... | 29 |
| 2.3.2.-La construcción de la característica exterior de velocidad..... | 31 |
| 2.4. La determinación de la característica tractiva del vehículo y los indicadores que evalúan la relación motor-sistema de transmisión..... | 36 |
| 2.5. El análisis del consumo de combustible del vehículo en las marchas principales y la definición de los regímenes más adecuados de movimiento para el vehículo o el conjunto vehículo-remolque..... | 39 |
| 2.6. El análisis de los indicadores cinemáticos y dinámicos de la máquina automotriz..... | 40 |
| 2.7.-Conclusiones parciales..... | 44 |
| CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE RESULTADOS..... | 46 |
| 3.1.- Introducción..... | 46 |
| 3.2.-Análisis preliminar de la remodelación..... | 46 |
| 3.3.-La característica exterior de velocidad y los indicadores de elasticidad del motor..... | 47 |
| 3.4.-La determinación de la característica tractiva del vehículo y los indicadores que evalúan la relación motor-sistema de transmisión..... | 50 |
| 3.5.-Definición de los regímenes más adecuados de movimiento..... | 56 |
| 3.6. El análisis de los indicadores dinámicos de la máquina automotriz..... | 59 |

| | |
|---|----|
| 3.7.-Evaluación de las cualidades de estabilidad de la máquina automotriz | 59 |
| 3.8.-Determinación de las cualidades de frenado de la máquina automotriz. | 59 |
| 3.9.-Cálculos de resistencia en el vehículo remodelado. | 60 |
| 3.10.-Conclusiones parciales..... | 60 |
| Conclusiones generales..... | 61 |
| Recomendaciones | 62 |
| Bibliografía..... | 63 |
| Anexo 1 | 68 |
| Anexo 2 | 74 |
| Anexo 3 | 81 |

INTRODUCCIÓN.

El uso desmedido de los combustibles fósiles y su incidencia en el cambio climático, constituye una de las problemáticas de mayor atención en la actualidad.

En tal sentido, Trentadue & Carranza (2014) expresan que, el mundo enfrenta hoy un crecimiento extraordinario de su población y de su demanda de energía. Solo el sector transporte consume alrededor de 2.500 millones de toneladas equivalentes de petróleo (MTEP), casi un tercio del consumo final de energía, abastecido principalmente por derivados de petróleo.

En la siguiente figura se muestran los consumos de energía final en la Unión Europea en el 2014 (Eurostat, 2014). Como puede apreciarse el consumo del transporte, como sector, supera incluso el consumo industrial.

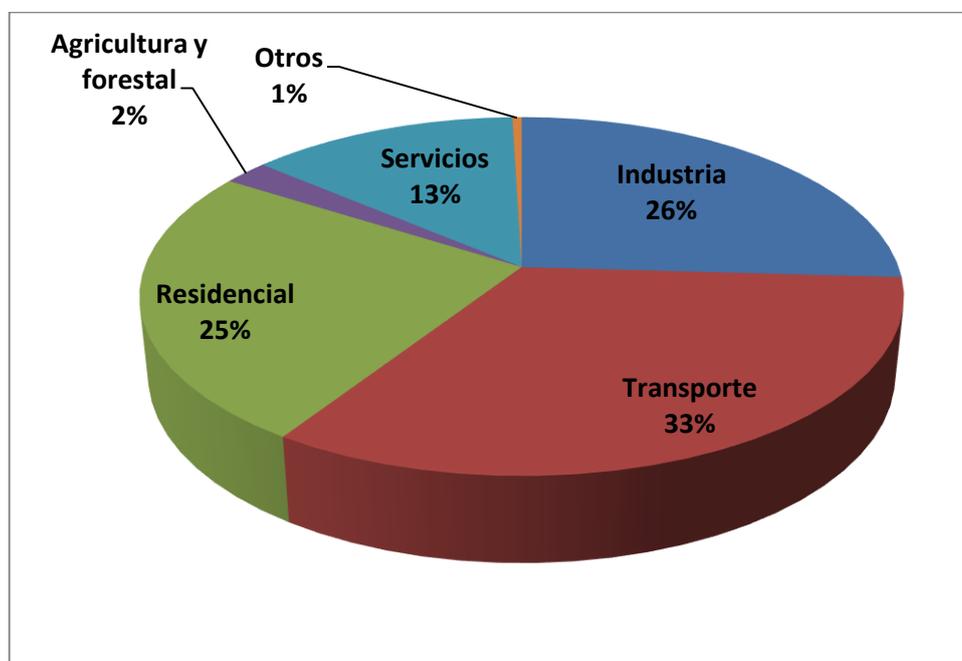


Fig. 1. Consumo de energía final en la Unión Europea. Fuente: Eurostat, 2014

Datos suministrados por la misma fuente, indican que del consumo del sector del transporte en España, en 2014, el 1.79% corresponde al ferrocarril, 5.08% al aéreo y el 93.13 restante al transporte carretero, correspondiendo dentro de este último un 64.9% al transporte de pasajeros y 35.1% al transporte de cargas.

Los datos anteriores dan la medida del peso del sector del transporte en el consumo de energía y dentro de este, el del transporte de cargas y pasajeros. Estadísticas semejantes pudieran mostrarse de otros países en el mundo.

Por otra parte, Ravella et al. (2012) añaden que, el transporte automotor de carga y pasajeros es una de las actividades urbanas que genera más contaminación ambiental, y por tanto, condiciona

más severamente la sustentabilidad de las ciudades. Su consumo de combustibles fósiles está ligado a la emisión de gases contaminantes con fuertes impactos negativos sobre la calidad del aire y la salud humana y a la emisión de gases de efecto invernadero causantes del calentamiento global. Aunque la conflictiva relación entre el transporte y el ambiente es claramente multidimensional y excede largamente estos aspectos.

La siguiente figura, resume los factores más importantes que inciden en el consumo de combustible en el transporte automotor, y por consiguiente, en la emisión de contaminantes al medio ambiente.

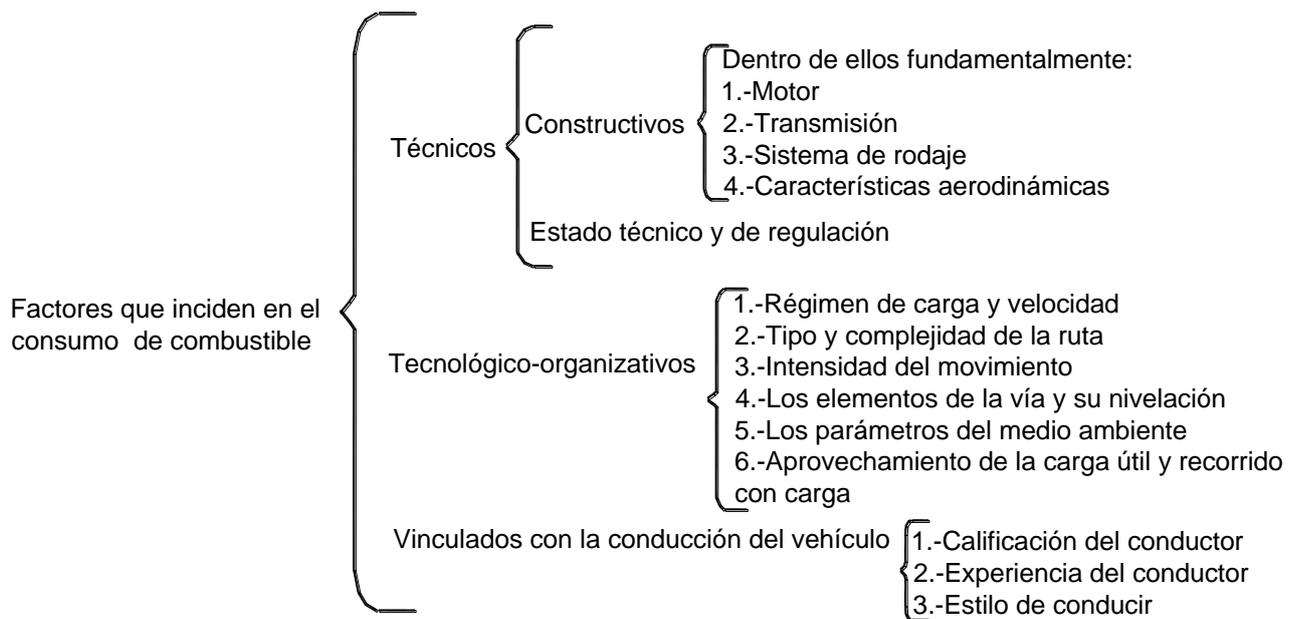


Figura 2. Clasificación de los factores que inciden en el consumo de combustible. Fuente: Fuentes Vega et al, 2010.

Interesa a los fines del trabajo en desarrollo, hacer hincapié en los factores constructivos, pues a pesar de que el país sólo cuenta con algunas plantas de ensamblaje de automóviles, aplica la práctica internacional de remodelación de vehículos, ya sea para adaptarlos a necesidades de un particular proceso de transportación o para devolverle cualidades semejantes a las originales, a vehículos con largos períodos de explotación. En tal sentido, se destacan como las actividades de remodelación más frecuentes, las siguientes:

- Sustitución de motor, en muchos casos de vehículos con motores de gasolina, se realiza el cambio de motor de gasolina por diesel.
- Sustitución de motor y caja de velocidad. En muchos casos, el conjunto motor-caja de velocidad que se introducen con la remodelación, pertenecen a un mismo tipo de vehículo.
- Modificaciones estructurales en camiones, generalmente adaptaciones de la cama del camión para el transporte de cargas específicas o para el transporte de pasajeros.

- Modificaciones estructurales de motocicletas, generalmente son modificaciones que traen consigo la remotorización del vehículo o su adaptación para trabajar como triciclos.

Con relación a lo más frecuente, la remotorización, acompañada o no de la sustitución de parte del sistema de transmisión, reviste especial importancia desde el punto de vista de la seguridad del movimiento, del consumo de combustible y su capacidad de tránsito.

La relación motor-sistema de transmisión define prácticamente estas cualidades de explotación, estableciendo cuán adecuado resulta el motor para el sistema de transmisión del vehículo. De tal forma, se busca establecer, entre otros: a).-adecuadas cualidades dinámicas que garanticen su impulso en determinadas condiciones de movimiento; b).-que el vehículo sea capaz de mantener velocidades cruceros de movimiento en diferentes condiciones viales; c).-que el movimiento se realice con adecuados coeficientes de aprovechamiento de la potencia en las marchas superiores, a las velocidades más usuales de tránsito, de modo de garantizar bajos indicadores de consumo de combustible; d).-todo lo anterior sin detrimento de la seguridad de movimiento, es decir, con parámetros de salida del motor que garanticen el trabajo sin fallos del vehículo.

Esto último está relacionado con el hecho de que elevados parámetros de salida del motor, pueden provocar fallos por resistencia de materiales de los diferentes elementos del sistema de transmisión o de los semiejes de las ruedas motrices. Por otro lado, variaciones sensibles de las reacciones en los apoyos o del régimen de movimiento del vehículo, pueden originar detrimento de las cualidades de frenado del vehículo.

Las modificaciones estructurales que provoquen la variación de las coordenadas del centro de gravedad del vehículo requieren de una valoración de sus cualidades de estabilidad. No es frecuente que una remotorización provoque afectaciones en las cualidades de estabilidad de la máquina automotriz.

Partiendo de este análisis a grandes rasgos, debemos decir que no existe en la literatura una metodología específica para el análisis de las remodelaciones vehiculares. El Departamento de Mecánica de la Universidad de Cienfuegos ha trabajado en el establecimiento de una metodología, que si bien se ha utilizado con resultados aceptables, requiere de un perfeccionamiento, que la experiencia de implementación va señalando y el propio desarrollo de la ciencia y la técnica en esta esfera.

Este trabajo se complejiza en el país por varias razones: a).-La existencia de vehículos muy antiguos en circulación, tanto vehículos individuales como estatales, cuya información técnica se dificulta encontrar; b).-La no existencia en las empresas estatales ni en los propietarios individuales, de los pasaportes técnicos de los vehículos; c).-La imposibilidad del acceso a determinadas fuentes de información en la internet; d).-La variedad de parámetros que se corresponden a una misma designación de motor, caja de velocidad o puente motriz; e).-Lo atípico

de las características exteriores de velocidad de los motores con control electrónico de la inyección, que condiciona la necesidad de contar con el gráfico de la misma.

Dado que las modificaciones estructurales son muy variadas, y por tanto, los cálculos de resistencia de materiales que deben acompañar tales modificaciones, el presente trabajo se dirigirá al perfeccionamiento de la metodología en lo que respecta a cambios de motor o motor y sistema de transmisión.

Por las razones anteriores, se plantea como **problema de investigación** del presente trabajo de diploma, el siguiente:

“El no perfeccionamiento de la metodología de remodelación, en lo que respecta a los cambios de motor y sistema de transmisión, imposibilita realizar una evaluación más integral y objetiva de la incidencia de las modificaciones en las cualidades de explotación del vehículo remodelado”.

En función de lo anterior se propone como **Hipótesis**:

“El perfeccionamiento de la metodología de remodelación, posibilitará realizar sobre la base de criterios más actualizados, una evaluación más integral y objetiva de la incidencia de los cambios en las cualidades de explotación del vehículo remodelado”.

Se propone entonces como objetivos los siguientes:

Objetivo General:

“Perfeccionar la metodología de remodelación vehicular, introduciendo nuevos criterios y métodos de cálculo, que contribuyan a realizar una evaluación más integral y objetiva de las modificaciones introducidas”.

Objetivos específicos:

- Analizar las metodologías de cálculo de los indicadores cinemáticos, dinámicos y de consumo de las máquinas automotrices.
- Actualizar rangos de variación de coeficientes utilizados en los cálculos
- Proponer mejoras en las metodologías de cálculo de los mencionados indicadores.
- Realizar estudio de caso, que muestre la utilidad de las modificaciones introducidas.

Aportes:

- Actualización de los rangos de variación de los coeficientes de elasticidad
- Introducción de un método más preciso para el cálculo de la capacidad de aceleración.
- Brindar soluciones a algunos casos característicos de los motores Common Rail

Fundamentación:

El trabajo a desarrollar se corresponde con las investigaciones en la línea de eficiencia energética que se desarrolla en nuestra universidad.

Es factible de desarrollar en el período previsto y de utilidad, pues permitirá realizar valoraciones más integrales y objetivas del efecto de las modificaciones introducidas en las cualidades de explotación fundamentales de los vehículos remodelados.

Las modificaciones introducidas se incorporarán a la metodología de remodelación vehicular, que utiliza la universidad, como institución autorizada para ello, para valorar la factibilidad técnica de una propuesta de remodelación.

El perfeccionamiento de la metodología de remodelación abre las perspectivas de proponer una norma en tal sentido, ya que no existe nada escrito al respecto.

El trabajo tiene importancia económica indirecta, pues puede mostrarle al usuario la variante de remodelación que garantiza los mejores indicadores de consumo de combustible, y por ello, lógicamente tiene importancia desde el punto de vista económico y medioambiental.

En este último sentido, la evitación de accidentes por una inadecuada remodelación, le confieren también importancia ambiental, además de la social que lleva implícita.

El trabajo, desde el punto de vista estructural consta de resumen, introducción, 3 capítulos, conclusiones, recomendaciones, bibliografía y anexos.

En el Capítulo I se abordan de forma concreta los criterios que se utilizan en la actualidad en la metodología de remodelación vehicular, con énfasis en aquellos relacionados con los cambios de motores y/o sistemas de transmisión, incluyendo por supuesto, los métodos de cálculo utilizados.

En el Capítulo II se realiza una valoración de la metodología en su conjunto, proponiendo modificaciones en los pasos a seguir y en el contenido de cada uno de sus pasos. Se reelaboran los rangos de variación de los coeficientes de elasticidad, a partir de los resultados obtenidos en una base de datos de vehículos pesados diesel. Se incluyen además propuestas de nuevos métodos de cálculo y valoraciones en relación con los existentes.

En el Capítulo III se realiza un estudio de caso con una remotorización, de un vehículo con un motor Common Rail, en el que pueden aplicarse algunos de los métodos de cálculo que se introducen en la metodología.

CAPÍTULO I: ESTUDIOS DOCUMENTALES SOBRE REMODELACIÓN VEHICULAR.

1.1.-Introducción.

En el capítulo se abordan, de manera concreta, los fundamentos y metodologías que hoy se utilizan para evaluar las remodelaciones vehiculares. Por tal razón, la secuencia de los epígrafes guarda una determinada relación con los pasos que se siguen en la actual metodología de remodelación.

Muchas de las figuras y esquemas han sido tomadas de los proyectos de remodelación que se han desarrollado y la mayor parte de las valoraciones, de la experiencia acumulada en este tipo de proyectos, más criterios de los propios profesionales, que se dedican a esta actividad. Esta no es una temática que abunde en la literatura, por ello la mayor parte de los trabajos referenciados han sido desarrollados por investigadores de la institución.

Al final del capítulo se incluye una valoración general acerca de la remodelación y de la importancia de desarrollar un análisis integral y objetivo de la viabilidad de la misma desde el punto de vista técnico.

1.2.-Los indicadores de elasticidad y las características exteriores de velocidad de los motores de combustión interna.

Las características exteriores de velocidad se obtienen para carga total, es decir, para máximo suministro de combustible (Fuentes Vega et al, 2010) y cuentan generalmente con las gráficas de comportamiento del momento efectivo o torque, potencia efectiva y, con menos frecuencia, la gráfica del consumo específico de combustible en función de la frecuencia de rotación del árbol cigüeñal del motor de combustión interna. No todos los fabricantes ofertan la gráfica de la característica exterior de velocidad.

Generalmente, los datos aportados por el fabricante son los siguientes:

$N_{em\acute{a}x}$ – potencia máxima del motor, en kW, CV o HP.

n_N – frecuencia de rotación a potencia máxima, rpm.

$M_{em\acute{a}x}$ – torque máximo del motor, en N.m o lb-pie.

n_M – frecuencia de rotación a torque máximo, rpm.

g_{emin} – consumo mínimo de combustible, g/kW.h, g/HP.h o g/CV.h.

Pueden ofrecer además otros datos, entre otros los siguientes: cantidad de cilindros, diámetro y desplazamiento del pistón, cilindrada, sistema de alimentación, tipo de aspiración (aspiración natural o sobrealimentación), peso neto del motor (seco o con aceite) con o sin el embrague, dimensiones del motor y la norma de las pruebas de banco. Dentro de este grupo, a los efectos de la remodelación vehicular, resultan de importancia las dimensiones y el peso del motor.

En estudios realizados (Cárdenas Garnier, 2008), se ha podido constatar que en la explotación de los vehículos no todas sus partes, agregados y piezas están sometidos a los mismos esfuerzos y

por ende no sufren el mismo deterioro, desgaste y roturas como los que pueden sufrir otras partes. El chasis, la carrocería, algunos elementos de la transmisión y otros después de determinado recurso, pueden tener un buen estado técnico, no ocurriendo así con el motor, que su estado técnico llega a ser bastante crítico a medida que aumenta su explotación, convirtiéndose en un gran consumidor de combustible.

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

A pesar de los esfuerzos realizados en la búsqueda de nuevas fuentes y combustibles alternativos en los vehículos automotores, estas por excelencia siguen siendo los motores de combustión interna, 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 (Common Rail).

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Siendo :

dónde: M_{eN} - torque para potencia máxima en característica exterior.

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

Para la determinación de los coeficientes C_1, C_2 y C_3 , se hace necesario definir los índices de elasticidad del motor, los cuales de por sí, se utilizan para la valoración de las cualidades de los motores y del comportamiento del propio vehículo.

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

máximo ($M_{em\acute{a}x}$) y el torque a potencia máxima (M_{eN}):
$$e_M = \frac{M_{em\acute{a}x}}{M_{eN}} \quad (1.3)$$

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

Tabla 1.1. Valores promedios del coeficiente de elasticidad de torque

| Tipo de motor | e_M |
|----------------------|-------------|
| -motores de gasolina | 1.10 - 1.30 |
| -motores diesel | 1.05 - 1.15 |

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

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

El motor que se distingue por un valor mayor del índice de elasticidad de frecuencia de rotación, posee un mayor rango fundamental de trabajo del motor y tendrá mejores cualidades para la tracción para igual número de marchas. Generalmente e_n oscila entre 1.3 - 2.0.

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

Los valores promedios de E oscilan entre 1.5 - 2.5. Para fines de tracción, el mejor motor es aquel que posea mejores índices de elasticidad.

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

Aragón Marrero (1988), en su tesis de doctorado, propone las siguientes ecuaciones:

- para los motores de gasolina:

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

- para los motores diesel:

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

Litvinov & Farovin (1989), proponen por su parte las siguientes ecuaciones:

- en motores diesel, se pueden utilizar las siguientes ecuaciones:

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

- para motores de gasolina, se utilizan las siguientes ecuaciones:

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

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

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

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

Los valores de torque y potencia que brinda el fabricante hay necesidad de afectarlos por un coeficiente de corrección. El coeficiente de corrección K_c , toma en consideración que los valores de $N_{e_{máx}}$ y $M_{e_{máx}}$ que aparecen en la documentación técnica, han sido obtenidos en bancos de pruebas de motores, cumpliendo estándares internacionales según el país de procedencia, los cuales prescriben el desarrollo de las pruebas prescindiendo de uno u otro componente del motor, por ello, los parámetros de salida en el vehículo se diferencian de los que indica el fabricante en su documentación (Ver tabla 1.2).

Tabla 1.2 Valores normados de K_c (Litvinov & Farovin, 1989)

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

La dificultad fundamental que se confronta en la actualidad con la determinación teórica de la característica exterior de velocidad es que los nuevos motores, o sea, los motores de inyección de gasolina y los motores de control electrónico de la inyección diesel (Common Rail), poseen características exteriores de velocidad que se diferencian notablemente de las correspondientes a los motores convencionales. De tal modo, que no existen ecuaciones generales capaces de modelar su comportamiento. Esto obliga en ocasiones a poseer la gráfica de la característica exterior de velocidad, para cualquier análisis, para con la ayuda de software como el Techdig, encontrar las dependencias de potencia y torque contra frecuencia de rotación.

Las diferencias en sus características exteriores de velocidad, no sólo se aprecian con respecto a motores convencionales, sino que entre diferentes tipos de Common Rail se presentan diferencias apreciables.

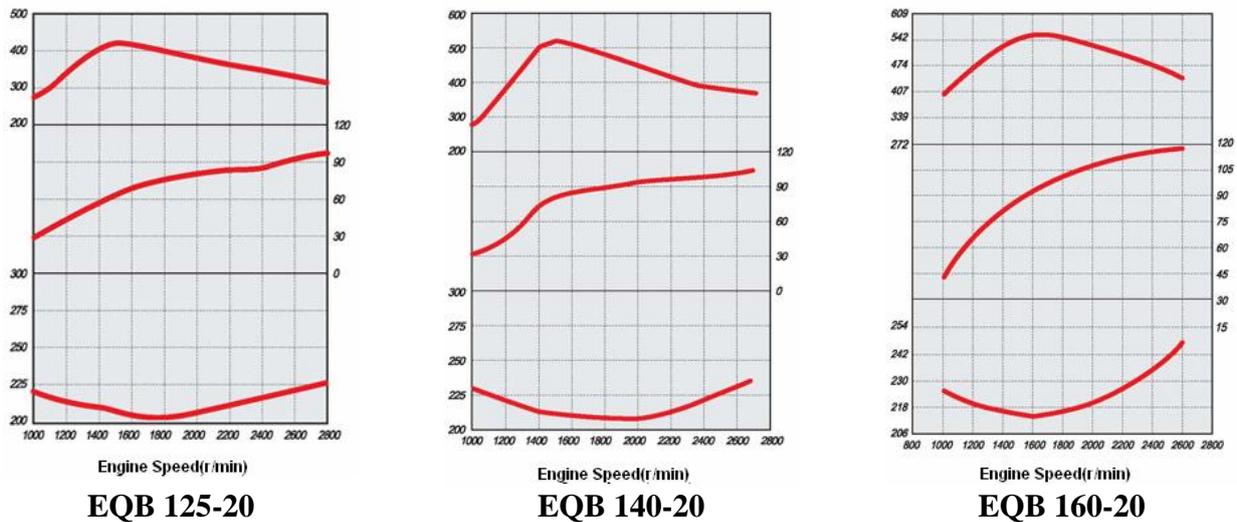


Fig. 1.1. El mismo motor Cummins con diferente regulación de suministro de combustible.

Fuente: FD Power, 2007

Veamos ahora, en la figura 1.2, las diferencias que se establecen entre motores diferentes, aún dentro de la misma firma Cummins.

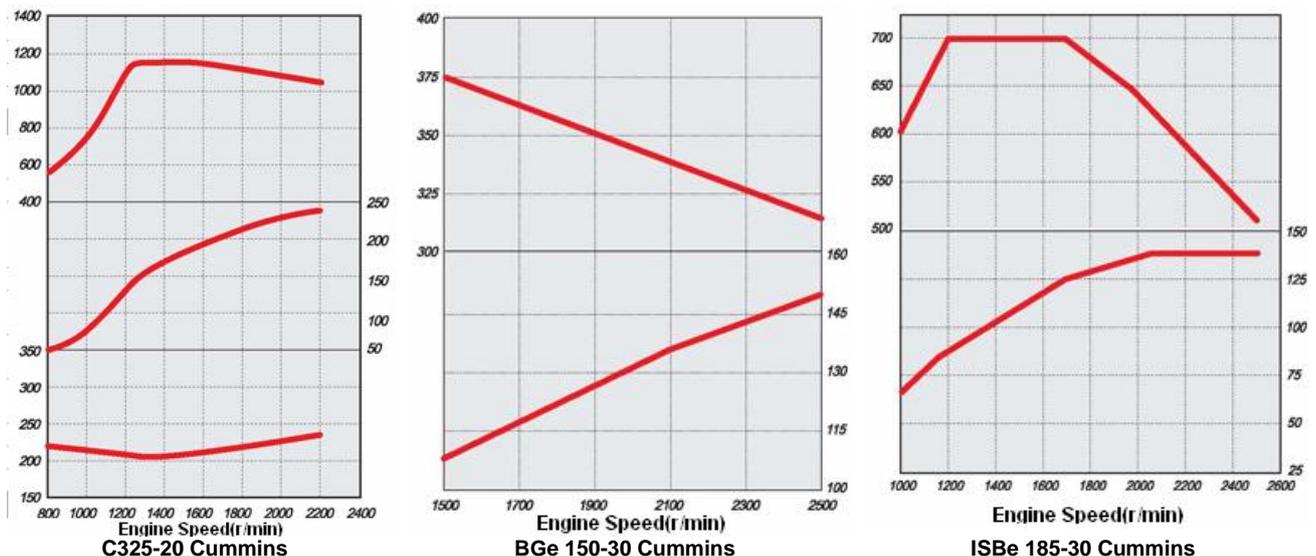


Figura 1.2 Características exteriores de velocidad de diferentes motores Common Rail. Fuente: FD Power, 2007

La figura 1.3, muestra la característica exterior de velocidad de un motor diesel convencional moderno, el Kamaz 740.31 del camión Kamaz 43253, recientemente adquirido por el país. Pueden apreciarse las notables diferencias de comportamiento.

La figura 1.4 por su parte, muestra la comparación entre un motor Common Rail M11, de la firma Cummins y un motor diesel convencional Weichai 615.44. Entre ambos hay diferencias en los parámetros de salida, favorables al Cummins M11, pero hay semejanza en las curvas de comportamiento, si bien las pendientes en la curva de torque del M11 son más pronunciadas que en el motor diesel convencional. Esto fue analizado en la tesis de maestría de Aranzola Rodríguez (2011), en una base amplia de motores diesel.

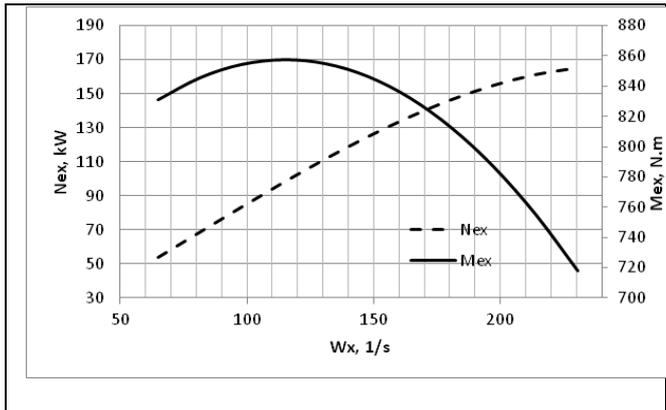


Fig. 1.3. Característica exterior de velocidad del motor Kamaz 740.31. Fuentes Vega et al., 2017^a

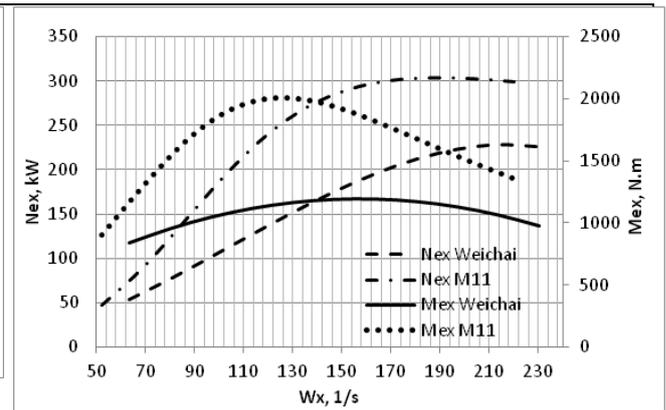


Fig. 1.4. Característica exterior de velocidad del motor Cummins M11 y del Weichai 615.44. Fuentes Vega et al., 2017^b

Para realizar el cálculo teórico de la característica exterior de velocidad es necesario definir el rango de trabajo del motor, es decir, su frecuencia de rotación máxima y mínima. Esta última no debe confundirse con la frecuencia de rotación de ralentí, pues se trata de la frecuencia de rotación mínima que garantiza el funcionamiento estable del motor bajo carga.

La frecuencia de rotación máxima ($W_{m\acute{a}x}$), como se ha concebido tradicionalmente, viene dada por las expresiones:

$$W_{m\acute{a}x} = W_N \quad \text{Para motores diesel} \quad (1.10)$$

$$W_{m\acute{a}x} = W_N \cdot (1.1 - 1.2) \quad \text{Para motores de gasolina} \quad (1.11)$$

La frecuencia de rotación mínima ($W_{m\acute{i}n}$) se determina a partir de la ecuación propuesta por

$$\text{Mirabal Consuegra (2015): } W_{m\acute{i}n} = \frac{1}{a \cdot e_M + b \cdot r_d \cdot i_{ci}} \quad (1.12)$$

Dónde: i_{ci} – es la relación de transmisión total del sistema de transmisión en la marcha conectada

r_d – es el radio dinámico de la máquina automotriz, m.

a, b –son coeficientes adimensionales del modelo matemático.

El radio dinámico se determina por la conocida expresión:

$$r_d = \left[\frac{D_o}{2} + b_o \cdot (1 - \lambda) \right] \cdot 0.0254 \quad (1.13)$$

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

λ - es el coeficiente de deformación radial del neumático, siendo $\lambda = 0.09-0.11$ para vehículos

pesados y $\lambda = 0.12-0.14$ para vehículos ligeros

1.3.-La característica tractiva del vehículo y los indicadores que evalúan la relación motor-sistema de transmisión.

La característica tractiva de las máquinas automotrices se construye con el fin de mostrar sus cualidades de movimiento, y la misma es la representación gráfica de la ecuación general del movimiento de dichas máquinas. Comprende las curvas de fuerza tractiva (P_{tx}) contra velocidad de movimiento (V_x) para máximo suministro de combustible, en cada una de las marchas, y la característica ideal de tracción.

Se construye para una condición de carga del vehículo, generalmente con la mayor carga útil en el mismo, especificada por la documentación técnica del fabricante.

La fuerza tractiva en cada marcha se calcula mediante la conocida expresión:

$$P_{tx} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{ci}} \quad (1.14)$$

Dónde: η_o - es eficiencia mecánica del sistema de transmisión en la marcha conectada
 η_s - es la eficiencia del patinaje. En cálculos prácticos se considera entre 0.98-1.

La eficiencia mecánica del sistema de transmisión en la marcha conectada se determina por la expresión propuesta por Pérez Gálvez (2007):

$$\eta_o = \chi - \frac{(2 + 0.09 \cdot V) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot 10^{-3}}{M_e} \quad (1.15)$$

Dónde: χ - considera la incidencia de la cantidad de pares de engranes rectos transmitiendo potencia en la caj de velocidad (k), de los pares cónicos del puente motriz (l), de las barras de transmisión cardánica transmitiendo potencia (m) y de los cojinetes en árboles que transmiten potencia (n).

G – es el peso con carga del camión, N

V – velocidad de movimiento, m/s. Se calcula por: $V = W_x \cdot r_d \cdot i_{ci}$

M_e – es el torque aplicado, N.m.

El coeficiente χ se calcula por la siguiente expresión: $\chi = 0.98^k \cdot 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n$

Los valores de k, l, m y n para los diferentes tipos de vehículos, con diferentes fórmulas de ruedas y sistemas de transmisión, se obtienen de una tabla elaborada al efecto.

Por su parte la característica ideal de tracción, o sea, la correspondiente a un vehículo cuyo motor transmite potencia máxima constante para todo velor de frecuencia de rotación, se calcula por:

$$P_{iid} = \frac{N_{em\acute{a}x} \cdot \eta_{oid} \cdot 10^3}{V} \quad (1.16)$$

La eficiencia mecánica de la transmisión en un vehículo con una fuente ideal (η_{oid}) se calcula por:

$$\eta_{oid} = \chi_{id} - \frac{(2+0.09 \cdot V) \cdot V \cdot G \cdot 10^{-6}}{N_{em\acute{a}x}} \quad (1.17)$$

Dónde: $\chi_{id} = 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n$

La figura 1.5 muestra un ejemplo de característica tractiva de un vehículo de 5 marchas con su característica ideal. Un simple análisis de la característica tractiva nos permite evaluar en alguna medida la relación motor-sistema de transmisión, pues se pueden apreciar diferentes aspectos, tales como la disposición de las curvas reales en relación con la ideal, lo que va a determinar en gran medida las áreas de ausencia de potencia, la cobertura de una marcha real en relación con la siguiente, lo que va a determinar el solape entre marchas o la distribución en el eje vertical de las curvas reales, lo que incide en la selectividad de marchas. Además de que se podrán apreciar los rangos de velocidad en cada marcha, la velocidad máxima teórica, los valores máximos de fuerza tractiva en cada marcha, etc.

Ahora bien para mayor objetividad, se presentan a continuación los indicadores que posibilitan evaluar la relación motor-sistema de transmisión, los cuales servirán como fundamento para evaluar las cualidades cinemáticas, dinámicas y de consumo de la máquina automotriz.

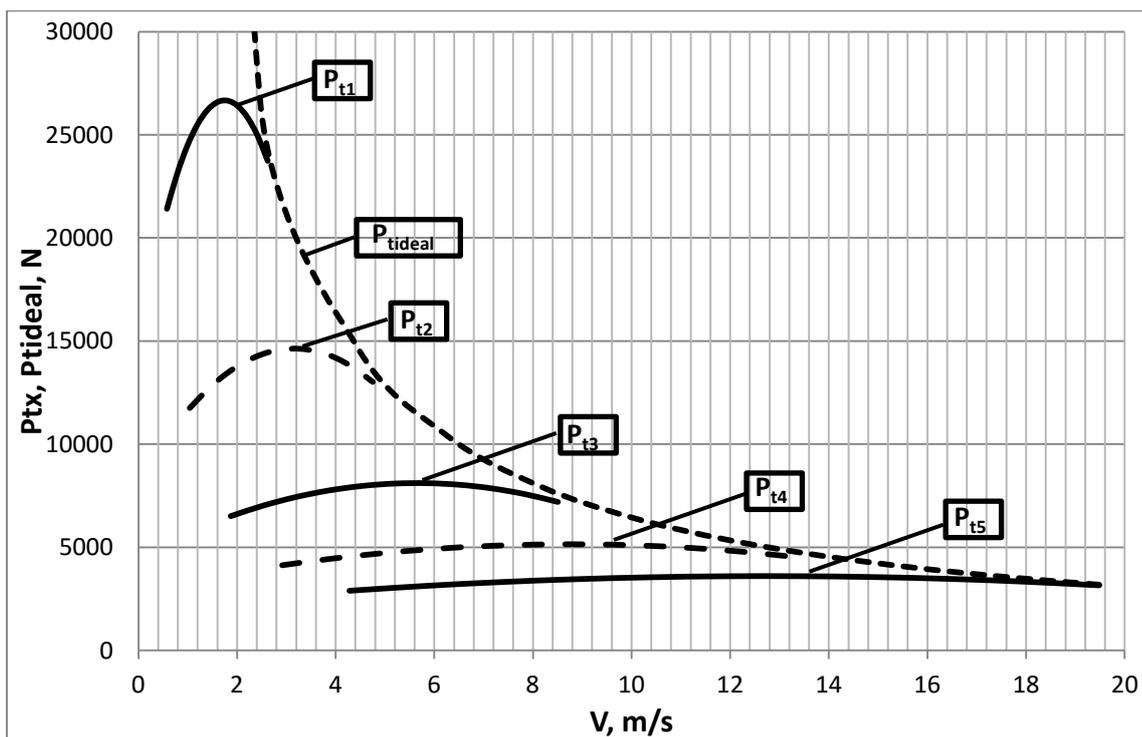


Fig. 1.5. Característica tractiva de un vehículo de 5 marchas Fuentes Vega et al., 2017c.

En la figura 1.6, a manera de ejemplo, se muestra la característica tractiva de un vehículo de 4 marchas y la característica ideal correspondiente, con las indicaciones que posibilitan comprender la significación de los indicadores que evalúan la relación motor-sistema de transmisión. En tal sentido, en la figura se señala el solape entre marchas (a, b y c) y las áreas de ausencia de

potencia (d, e, f, g y h), además de los intervalos que determinan la selectividad de marcha (ΔP_{t1} , ΔP_{t2} y ΔP_{t3}).

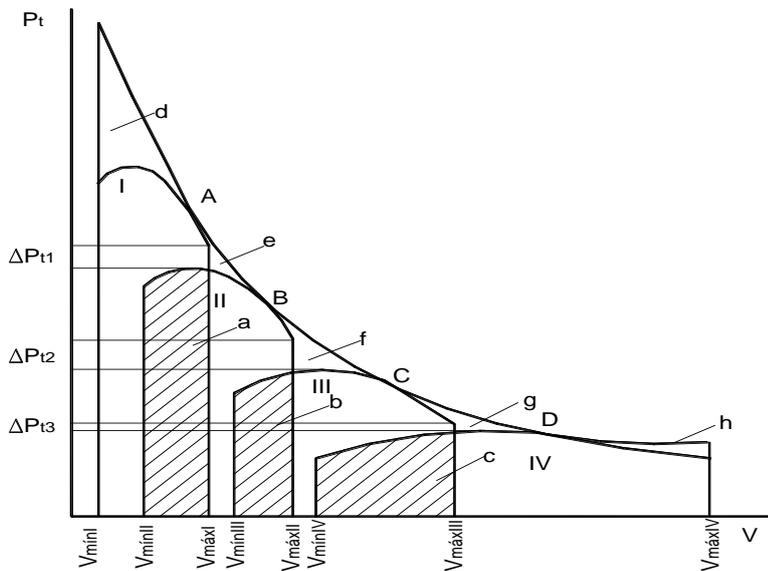


Fig. 1.6. Característica tractiva de un vehículo con 4 marchas con indicaciones que posibilitan la comprensión de los coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión.

Fuente: Fuentes Vega et al, 2015.

Las áreas de ausencia de potencia nos muestran, desde la velocidad mínima de movimiento estable en 1ra marcha (V_{minI}) hasta la velocidad máxima en marcha superior (V_{maxms}), en qué medida la característica tractiva real se adecua a la ideal. Mientras menores sean las áreas de ausencia de potencia, mejores cualidades dinámicas tendrá el vehículo, pues su fuente energética se aproxima más a la ideal. La magnitud de las áreas de ausencia de potencia, puede ser un indicador de la correcta selección del sistema de transmisión para el vehículo. El área de ausencia de potencia de 1ra marcha (marcada como d en la figura 1.6), ejerce gran incidencia en el área sumaria de ausencia de potencia y depende en gran medida de la V_{minI} .

El solape entre marchas, muestra el rango de valores de velocidad que corresponden a dos marchas consecutivas. Sin solape no es posible el cambio de marcha y valores pequeños dificultan extraordinariamente el mismo. Cuando el solape es amplio, los cambios de marcha se producen con facilidad y suavidad, aumentando el confort durante la conducción del vehículo y mejorando sus cualidades dinámicas.

La selectividad es un concepto menos conocido y poco tratado en la literatura. Se define 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. Tiene gran incidencia en las cualidades dinámicas y de consumo de la máquina automotriz.

A continuación se analiza el concepto de selectividad (Fig. 1.7), a partir de las características tractivas de dos vehículos iguales, pero uno posee una caja de velocidad con 4 marchas (a) y el otro con 3 marchas (b). Ambos poseen igual curva de fuerza tractiva en 1ra marcha o marcha superior, o sea, sus relaciones de transmisión de 1ra marcha y marcha superior son iguales. Esta característica se ha trazado en coordenadas de factor dinámico (D) contra velocidad, para poder representar la carga a través del coeficiente de resistencia al camino (ψ). Lo anterior es posible, pues el factor dinámico se define, considerando vehículo sin remolque, como: $D = \frac{P_{tx} - P_a}{G} =$

$$\frac{P_c + P_i}{G} \quad (1.18)$$

Cuando la velocidad es constante, que son las condiciones de construcción de la característica tractiva, $P_i = 0$, entonces: $D = f \cdot \cos \alpha + \text{sen} \alpha = \psi$

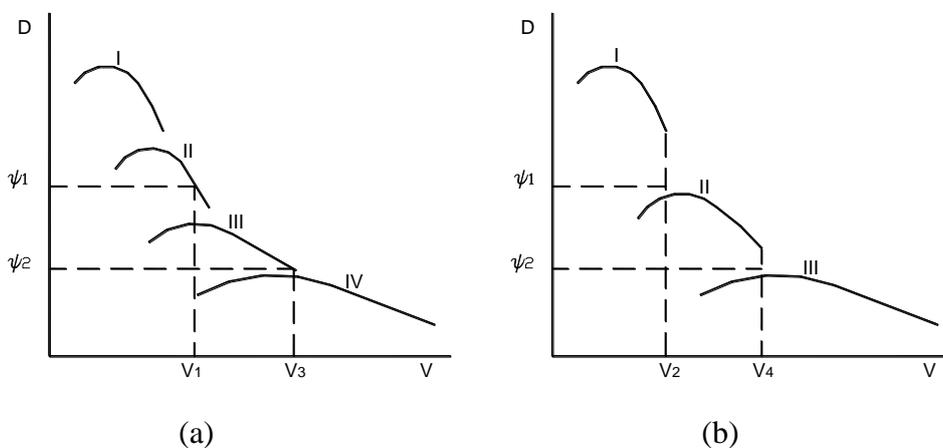


Fig. 1.7 Esquema que explica la importancia de la selectividad de marchas.

Fuente: Fuentes Vega et al, 2015

Como podemos apreciar, para unas condiciones viales representadas por ψ_1 , el vehículo (a) puede transitar en 2da marcha a una velocidad máxima V_1 , mientras el vehículo (b), para esas mismas condiciones de carga, transita en 1ra marcha a una velocidad $V_2 < V_1$. Pero además de ello, en el vehículo (a) se puede circular con mejor coeficiente de aprovechamiento de la potencia. Igual análisis pudiéramos realizar si las condiciones viales vinieran dadas por ψ_2 , pues como observamos el vehículo (a) puede transitar a una velocidad V_3 , mientras el (b) lo hace a velocidad V_4 , siendo $V_3 > V_4$, e igualmente, puede hacerlo con mejor coeficiente de aprovechamiento de la potencia.

Los sistemas de transmisión que poseen conjuntos hidrocínicos tienen gran solape, escasas áreas de ausencia de potencia y una gran selectividad, lo cual garantiza, entre otros aspectos, sus altas cualidades dinámicas.

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 Millo Carmenate (2003), que se realiza una propuesta de los indicadores para evaluarlos. Estos indicadores sufren modificación con el trabajo de Pérez Gálvez (2007), al introducir en su determinación las expresiones de eficiencia mecánica de la transmisión y de la

velocidad mínima de movimiento estable, estableciendo nuevos rangos de variación de los mismos.

Para evaluar la relación motor-sistema de transmisión Millo Carmenate (2003) propone tres indicadores, que después se transforman, como expresamos, con el trabajo de Pérez Gálvez (2007).

En el caso de las áreas de ausencia de potencia proponen como indicador, el **coeficiente de aprovechamiento del área ideal** (S_a). (Ver figura 1.6)

$$S_a = (A_{real} / A_{id}) \cdot 100 \quad (1.19)$$

Dónde: A_{real} –es el área efectiva debajo de las curvas reales de fuerza tractiva

A_{id} – es el área bajo la curva de fuerza tractiva ideal

$$A_{real} = \int_{V_{mínI}}^{V_{máxI}} P_{txI} \cdot dV + \int_{V_{máxI}}^{V_{máxII}} P_{txII} \cdot dV + \int_{V_{máxII}}^{V_{máxIII}} P_{txIII} \cdot dV + \dots + \int_{V_{máx\ i-1}}^{V_{máx\ i}} P_{tx\ i} \cdot dV \quad (1.20)$$

Dónde: P_{txi} , P_{txI} , P_{txII} ...- son las fuerzas tractivas en las marchas i , 1ra, 2da,....

$V_{máxi}$, $V_{máxI}$, $V_{máxII}$son las velocidades máximas en las marchas i , 1ra, 2da,....

$V_{mínI}$ –es la velocidad mínima estable en 1ra marcha

El área bajo la curva ideal se determina según:

$$A_{id} = \int_{V_{mínI}}^{V_{máxms}} P_{tid} \cdot dV = \int_{V_{mínI}}^{V_{máxms}} \frac{N_{emáx} \cdot \eta_{oid} \cdot 10^3}{V} \cdot dV \quad (1.21)$$

Dónde: $V_{máxms}$ –es la velocidad marcha en marcha superior

Para el solape entre marchas se propone como indicador el **coeficiente de recubrimiento** (S_o), que no es más que la relación entre la sumatoria del rango de velocidades que se solapan entre cada dos marchas contiguas $\sum \Delta V$ y la sumatoria de los rangos de variación de las velocidades en cada marcha $\sum \Delta V_T$:

$$S_o = \sum \Delta V / \sum \Delta V_T = \sum_{i=2}^m (V_{máxi-1} - V_{míni}) / \sum_{i=1}^m (V_{máxi} - V_{míni}) \quad (1.22)$$

Dónde: $V_{máxi}$, $V_{máxi-1}$ -son las velocidades máximas en la marcha i y en la precedente a i , correspondientemente.

$V_{míni}$ - es la velocidad mínima estable en la marcha i

En el caso de la selectividad, se define el **coeficiente de selectividad**, como el aprovechamiento de las posibilidades tractivas entre el rango de variación de la fuerza tractiva:

$$S_e = \frac{(P_{tx\max I} - P_{tv\max ms}) - \sum_{i=2}^m (P_{tv\max i-1} - P_{tx\max i})}{P_{tx\max I} - P_{tv\max ms}} \cdot 100 \quad (1.23)$$

Dónde: $P_{tv\max ms}$, $P_{tv\max i}$ – es la fuerza tractiva a la velocidad máxima en marcha superior y en una marcha i cualquiera

$P_{tx\max I}$, $P_{tx\max i}$ – es la fuerza tractiva máxima en 1ra marcha y en una marcha cualquiera i

A partir de una base de datos de vehículos pesados pudo establecerse el rango de variación de cada uno de los coeficientes y las dependencias funcionales de estos indicadores con parámetros significativos, lo cual permite evaluar más objetivamente el vehículo en correspondencia con estándares dependientes de sus parámetros de diseño. (Mirabal Consuegra, 2015).

Los rangos de variación de los coeficientes son los siguientes (Tabla 1.3):

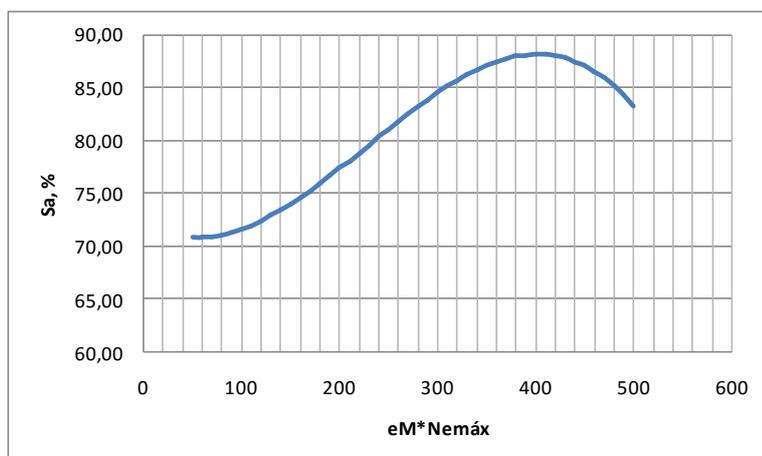
Tabla 1.3. Rangos de variación de los coeficientes S_a , S_o y S_e .

| Vehículo/Coeficiente | Aprovecham del área ideal, S_a | Recubrimiento, S_o | Selectividad, S_e |
|-----------------------|----------------------------------|----------------------|---------------------|
| Camiones diesel, % | 69 - 88 | 39 - 70 | 21 - 94 |
| Vehículos pesados, % | 69 - 88 | 39 - 70 | 21 - 94 |
| Vehículos gasolina, % | 69 - 77 | 43 - 54 | 53 - 94 |
| Promedio | 75,58 | 54,49 | 57,58 |

Fuente: Mirabal Consuegra, 2015

Después de valorar todas las dependencias en particular y combinaciones de las mismas, se proponen como las más adecuadas:

En el caso del **coeficiente de aprovechamiento del área ideal**, la dependencia: $S_a = f(e_M \cdot N_{em\max})$. La dependencia resulta adecuada tanto para motores diesel como de gasolina (Ver figura 1.8). El modelo que mayor ajuste brinda es el Polinomial de 3er grado:



Polinomial de 3er grado:

$$y = a + b \cdot x + c \cdot x^2 + d \cdot x^3.$$

Donde:

$$a = 72.272045; \quad b =$$

$$0.054507146$$

$$c = 0.00056604024; \quad d = -8.2605762e-007$$

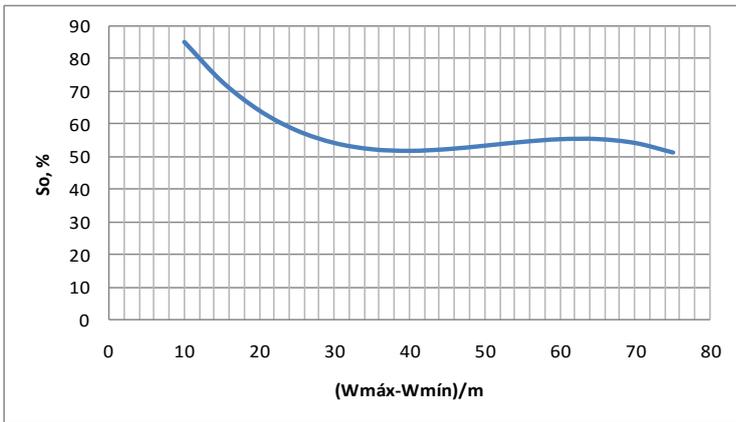
$$S = 2.3545 \text{ y } r = 0,8815$$

Fig. 1.8 Dependencia de $S_a = f(e_M \cdot N_{em\max})$.

En el caso del **coeficiente de recubrimiento**, se propone como la más adecuada la dependencia:

$$S_o = f\left(\frac{W_{\max} - W_{\min}}{m}\right), \text{ donde } m \text{ es el número de marchas en la caja de velocidad. En este caso se}$$

obtuvo también un modelo polinomial de 3er grado para vehículos con motores diesel y de gasolina.



Polinomial de 3er grado:

$$y = a + b \cdot x + c \cdot x^2 + d \cdot x^3$$

Donde:

$$a = 121.05528; \quad b = -4.4433993$$

$$c = 0.091638999; \quad d = -0.00059753197$$

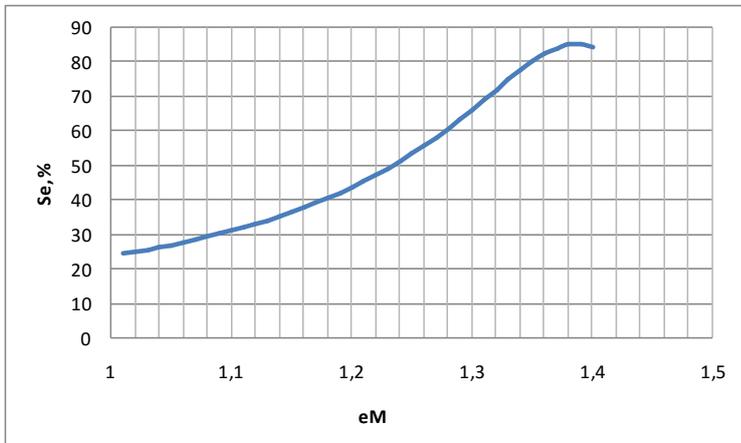
$$S = 5.62 \text{ y } r = 0.77$$

Fig. 1.9. Dependencia de $S_o =$

$$f\left(\frac{W_{máx} - W_{mín}}{m}\right)$$

Por último, se estableció la dependencia con respecto a parámetros funcionales del **coeficiente de selectividad**, pero en este caso fue preciso diferenciar los vehículos con motores de gasolina y diesel. Se obtuvo como dependencia más adecuada para los vehículos con motores diesel y gasolina, la siguiente: $S_e = f(e_M)$.

Esta dependencia en los vehículos con motores diesel se adecua a la función racional (figura 1.10) y al modelo polinomial de 3er grado en el caso de los vehículos con motores de gasolina (figura 1.11):



Función Racional:

$$y = \frac{a + b \cdot x}{(1 + c \cdot x + d \cdot x^2)}$$

Donde:

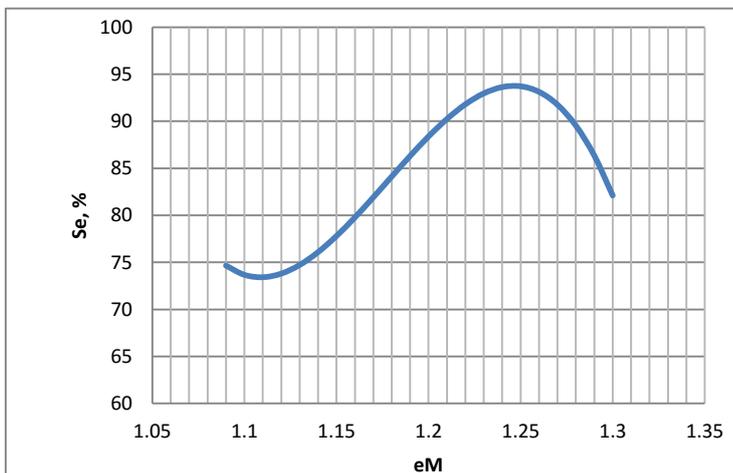
$$a = 6.649154; \quad b = -4.2938209$$

$$c = -1.3800692; \quad d = 0.47941488$$

$$S = 8.2469 \text{ y } r = 0.8843$$

Fig. 1.10. Dependencia $S_e = f(e_M)$ para los vehículos con motores diesel

En los vehículos con motor de gasolina, el mejor modelo es el siguiente:



Polinomial de 3er grado:

$$y = a + b \cdot x + c \cdot x^2 + d \cdot x^3$$

Donde:

$$a = 25286.27; \quad b = -64649.674$$

$$c = 55088.76; \quad d = -15593.807$$

$$S = 2.3836 \text{ y } r = 0.9742$$

Fig. 1.11. Dependencia $S_e = f(e_M)$ para los vehículos con motores de gasolina.

Los vehículos pesados con motores de gasolina, no eran muy abundantes en la base de datos y si a eso se le agrega que había vehículos con motores iguales y sistemas de transmisión parecidos, es pertinente señalar que cuando se incremente la base de datos de vehículos pesados de gasolina, deben reelaborarse estas dependencias.

1.4.-La determinación del consumo de combustible en las marchas principales (Fuentes Vega et al., 2010).

El consumo de combustible es un indicador fundamental de las máquinas automotrices, dado que el mismo representa más del 30% de los costos de operación en una flota de vehículos. Aun cuando no es el indicador más integral para vehículos pesados, a los efectos de un cálculo teórico, nos vemos obligados a utilizar solamente el indicador de consumo recorrido (Q).

Para ello utilizaremos la conocida expresión:
$$Q = \frac{g_e \cdot N_{enec}}{36 \cdot \rho_c \cdot V} \text{ (L/100km)} \quad (1.24)$$

dónde: g_e – es el consumo específico de combustible en característica parcial, g/kW.h
 N_{enec} – es la potencia necesaria para vencer la resistencia sumaria al movimiento, kW
 ρ_c – es la densidad del combustible, kg/L

El consumo específico, según el método teórico más ampliamente aceptado, se determina para característica parcial de velocidad por la siguiente expresión:

$$g_e = g_{eN} \cdot K_A \cdot K_n \quad (1.25)$$

dónde: g_{eN} - consumo específico de combustible para potencia máxima del motor (g/kW.h)
 K_n - coeficiente que considera la variación de g_e en función de la frecuencia de rotación del cigüeñal.
 K_A - coeficiente que considera la variación de g_e en función del coeficiente de aprovechamiento de la potencia del motor.

El coeficiente de aprovechamiento de la potencia (A_p) se determina para una marcha determinada

como:
$$A_p = \frac{N_{enec}}{N_{ex}} = \frac{M_{enec}}{M_{ex}} = \frac{P_{t nec}}{P_{tx}} \quad (1.26)$$

dónde: M_{enec} – es el torque necesario para vencer la resistencia sumaria al movimiento, N.m
 $P_{t nec}$ – es la resistencia sumaria al movimiento, N

Los coeficientes K_A y K_n , pueden determinarse por las siguientes expresiones experimentales:

- Para motores diesel

$$K_A = 1.7977 \cdot A_p^3 + 1.8734 \cdot A_p^2 - 6.2614 \cdot A_p + 3.6189 \quad (1.27)$$

- Para motores de gasolina:

$$K_A = 2.0128 \cdot A_p^3 + 0.1189 \cdot A_p^2 - 3.8566 \cdot A_p + 2.7345 \quad (1.28)$$

- Para cualquier tipo de motor

$$K_n = 0.2991 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N}\right)^3 + 0.03 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N}\right)^2 - 0.53 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N}\right) + 1.2025 \quad (1.29)$$

La potencia necesaria para vencer la resistencia sumaria al movimiento se calcula según:

$$N_{enec} = \frac{P_{tnec} \cdot V}{10^3 \cdot \eta_o} \quad (1.30)$$

$$\text{Mientras que: } P_{tnec} = P_c + P_a + P_i + P_{gan} \quad (1.31)$$

Dónde: P_c , P_a , P_i , P_{gan} - son correspondientemente las resistencias al camino, al aire, a la fuerza de inercia y al gancho o fuerza de tiro del remolque.

El cálculo de la característica tractiva, facilita el cálculo de la resistencia sumaria del movimiento y el propio cálculo del consumo recorrido de combustible, en las diferentes marchas y en diferentes regímenes de trabajo.

Esto posibilita determinar por vía teórica, los regímenes de movimiento que en las marchas superiores garantizan los mejores indicadores de consumo recorrido de combustible y trazar las curvas de comportamiento del consumo recorrido de combustible en las marchas superiores o en todas las marchas.

1.5.-Definición de los regímenes más adecuados de movimiento para el vehículo o el conjunto vehículo-remolque.

Construida la característica tractiva y habiendo realizado los cálculos de determinación del consumo recorrido de combustible, se cuenta con todos los elementos para determinar los regímenes más adecuados del movimiento.

Si se usa un software cualquiera para el cálculo, elaborado para tales fines, o se realizan los cálculos en Excel, el proceso se limita a seleccionar aquellos regímenes de movimiento en las marchas superiores en los cuales el movimiento se realiza con adecuados coeficientes de aprovechamiento de la potencia (A_p). Los más idóneos, desde el punto de vista del consumo de combustible, son aquellos que oscilan entre $A_p = 0.60-0.85$. El que se obtengan los mínimos consumos de combustible en uno u otro valor va a depender del tipo de motor, de sus parámetros de salida, del diseño del sistema de transmisión, de las condiciones viales, entre otros.

En este rubro se evalúan también los regímenes de movimiento que el vehículo no puede desarrollar, porque el coeficiente de aprovechamiento de la potencia excede la unidad o aquellos no recomendados, porque el coeficiente de aprovechamiento de la potencia está por encima de 0.85, lo cual genera un fuerte crecimiento del consumo de combustible.

Aquí, en el caso de vehículos pesados, pudieran evaluarse también las posibilidades de circulación del vehículo con o sin remolque.

Pueden realizarse igualmente recomendaciones de circulación del vehículo con remolques de mayor o menor capacidad de carga, en una u otra marcha superior, entendiendo como tales la marcha directa y las marchas multiplicadas.

1.6.-Determinación de indicadores cinemáticos y dinámicos de la máquina automotriz.

En ese aspecto se determina un grupo de parámetros que posibilitan valorar las cualidades cinemáticas (velocidad máxima real en marcha superior) y dinámicas del vehículo (capacidades

de aceleración en diferentes condiciones, peso máximo del remolque y pendiente máxima partiendo del reposo).

En primer lugar, partiendo de los cálculos anteriores, se puede determinar un parámetro cinemático importante, que es la **velocidad máxima real** que puede desarrollar el vehículo en marcha superior, en las condiciones viales en que se desarrolla el cálculo, con la carga útil máxima en el vehículo y con o sin remolque en un vehículo pesado. Esta puede ser inferior a la velocidad máxima teórica del vehículo, que viene dada por la ecuación: $V_{m\acute{a}x} = W_{m\acute{a}x} \cdot r_d \cdot i_{cms}$, donde i_{cms} es la relación de transmisión total en marcha superior.

La forma más fácil de determinar la velocidad máxima real es gráficamente, definiendo el punto en que se iguala la fuerza tractiva generada por el vehículo (P_{tx}) en la marcha superior, con la resistencia sumaria al movimiento en condiciones normales de circulación (P_{trec}). (Ver figura 1.12).

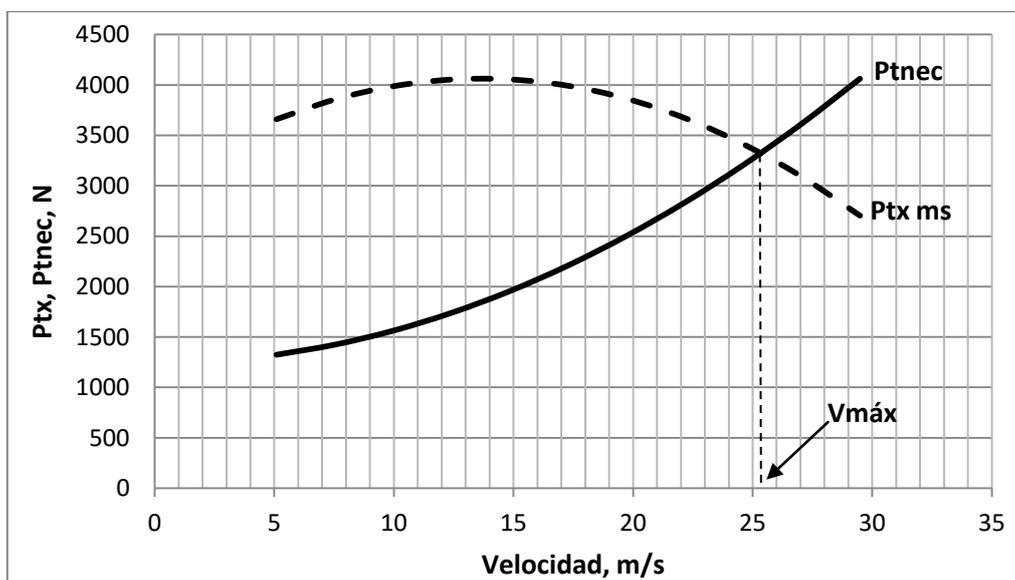


Fig. 1.12. Determinación gráfica de la velocidad máxima de movimiento en marcha superior.

Fuente: Fuentes Vega et al., 2017c

Por otro lado, existe un conjunto de parámetros que se utilizan para valorar las cualidades dinámicas del vehículo. Entre ellos se han escogido para evaluar las cualidades del vehículo remodelado, los siguientes:

- **La capacidad máxima de aceleración del vehículo cargado partiendo del reposo** ($dV/dt_{m\acute{a}x}$).

Se determina a partir de la ecuación:

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\max} = \frac{\frac{M_{e\max} \cdot \eta_0}{r_d \cdot i_{cl}} - G \cdot f}{\frac{G}{g} \cdot \delta_I} \quad (1.32)$$

Dónde: f - es el coeficiente de resistencia al rodamiento, toda vez que se ha considerado el efecto de la velocidad de movimiento en su magnitud. Se determina: $f = f_0 + k_f \cdot V^2$;
 f_0 - es el coeficiente de resistencia al movimiento para pequeñas velocidades de movimiento (es el valor que se muestra en tablas)
 k_f - es un coeficiente que tiene en cuenta la influencia de la velocidad en la magnitud del

coeficiente de resistencia al rodamiento $k_f = 7 \cdot 10^{-6}$

δ_I - es el coeficiente de las masas reducidas para 1ra marcha. Se determina:

$$\delta_I = 1.04 + A/i_{sI}^2; \text{ y } A=0.04-0.06$$

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

- **La pendiente máxima que puede ascender el vehículo partiendo del reposo ($\alpha_{m\acute{a}x}$).**

Se determina aproximadamente a partir de la ecuación: $\arcsen(D_{m\acute{a}x} - f_{m\acute{i}n}) = \alpha_{m\acute{a}x}$ (1.33)

Dónde: $f_{m\acute{i}n}$ - es el mejor coeficiente de resistencia al rodamiento para condiciones de pavimento rígido en buenas condiciones

$D_{m\acute{a}x}$ - es el factor dinámico máximo. Se determina: $D_{m\acute{a}x} = \frac{P_{tm\acute{a}xI}}{G}$

$P_{tm\acute{a}xI}$ - es la fuerza tractiva máxima en 1ra marcha. Se determina: $P_{tm\acute{a}x} = \frac{M_{em\acute{a}x} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{cl}}$

- **La capacidad máxima de aceleración del vehículo cargado en marcha superior**

$(dV/dt)_{m\acute{a}xms}$.

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{m\acute{a}xms} = \frac{\frac{M_{em\acute{a}x} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{cms}} - G \cdot f - P_a}{\frac{G}{g} \cdot \delta_{ms}} \quad (1.34)$$

Dónde: i_{cms} - es la relación de transmisión total para marcha superior

δ_{ms} - es el coeficiente de masas reducidas para marcha superior. $\delta_I = 1.04 + A/i_{sms}^2$

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

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\text{max } 60 \text{ km/h}} = \frac{\frac{M_{ex} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{cms}} - G \cdot f - P_a}{\frac{G}{g} \cdot \delta_{ms}} \quad (1.35)$$

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

1.7.-Evaluación de las cualidades de estabilidad de la máquina automotriz

El análisis de estabilidad se realiza, cuando la remodelación trae consigo un cambio significativo en las coordenadas del centro de gravedad del vehículo.

Cuando se realiza una remotorización, incluso cuando además se realizan remodelaciones en el sistema de transmisión, sobre todo en vehículos pesados, no se produce una diferencia sensible de peso, por lo que no hay necesidad de realizar comprobaciones de estabilidad, pues para las cargas que soporta el vehículo, cualquier variación de peso en el motor o en el sistema de transmisión, no alteran sensiblemente las reacciones en los apoyos ni las coordenadas del centro de gravedad.

Generalmente los casos de evaluación de las cualidades de estabilidad de la máquina automotriz están asociados en vehículos pesados de carga generalmente a modificaciones estructurales en la plataforma de carga, para adaptar el vehículo a funciones específicas. Entre otros ejemplos:

adaptaciones de los vehículos para brindar servicios técnicos o de remolques; construcción de furgones refrigerados o no para transportación de cargas; casetas para transportación de personal; estructuras especiales para determinados tipos de cargas, como las realizadas para la transportación de paneles de la construcción, líquidos de diferente tipo, cemento a granel, etc.

En el mejor de los casos, los fabricantes suministran datos que posibilitan determinar las coordenadas horizontales del centro de gravedad para un vehículo uniformemente cargado, pero nunca las de altura, dado que la coordenada de altura depende de las características de la carga. Por tal razón hay necesidad de: a).-determinar experimentalmente las coordenadas del centro de gravedad del vehículo antes de la remodelación y calcular la variación de sus coordenadas con la remodelación; b).-determinar experimentalmente las coordenadas del centro de gravedad del vehículo remodelado.

Para determinar las coordenadas longitudinales, conociendo el peso total del vehículo, basta con determinar por pesaje, en posición horizontal, el peso que recae sobre uno de los puentes. Las coordenadas longitudinales se determinan entonces por suma de momentos con relación al puente que no se ha sometido al pesaje, teniendo como dato la distancia entre ambos puentes (la batalla).

Con las coordenadas longitudinales del centro de gravedad, la determinación experimental de la coordenada de altura se realiza determinando las reacciones que se producen en uno de los puentes, haciendo el pesaje con el vehículo inclinado. Para ello hay que realizar mediciones de longitud, que muestren la inclinación del vehículo.

Obtenidas las coordenadas del centro de gravedad, el análisis de estabilidad se limita a la determinación de la velocidad crítica en curvas, es decir la velocidad máxima permisible (V_{cr}), obtenida a partir de la condición inminente de vuelco transversal en curvas.

Para observar la condición indicada, la velocidad máxima en las curvas no debe exceder el valor de:

$$V_{cr} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{tg\beta_{lim} + tg\beta}{1 - tg\beta_{lim} \cdot tg\beta}} \quad (1.36)$$

Dónde: R – es el radio de la curva, m
 β_{lim} – es el ángulo estático límite de vuelco transversal, en grados
 β - es el peralte de la vía, en grados
g – aceleración de la gravedad, m/s²

El ángulo estático límite de vuelco transversal se determina por la siguiente expresión:

$$tg\beta_{lim} = \frac{0,5 \cdot B}{h_s} \quad (1.37)$$

Dónde: B – es la vía del vehículo, m
 h_s – es la coordenada de altura del centro de gravedad, m

El cálculo se realiza determinando la velocidad V_{cr} para diferentes valores de radio de la vía y graficando los resultados (Ver figura 1.13). De tal forma, pueden compararse los valores obtenidos, con los límites de velocidad en curvas establecidos por las reglamentaciones del

tránsito. Si los valores de V_{cr} exceden a los establecidos por tales regulaciones, el vehículo puede circular sin peligro de vuelco.

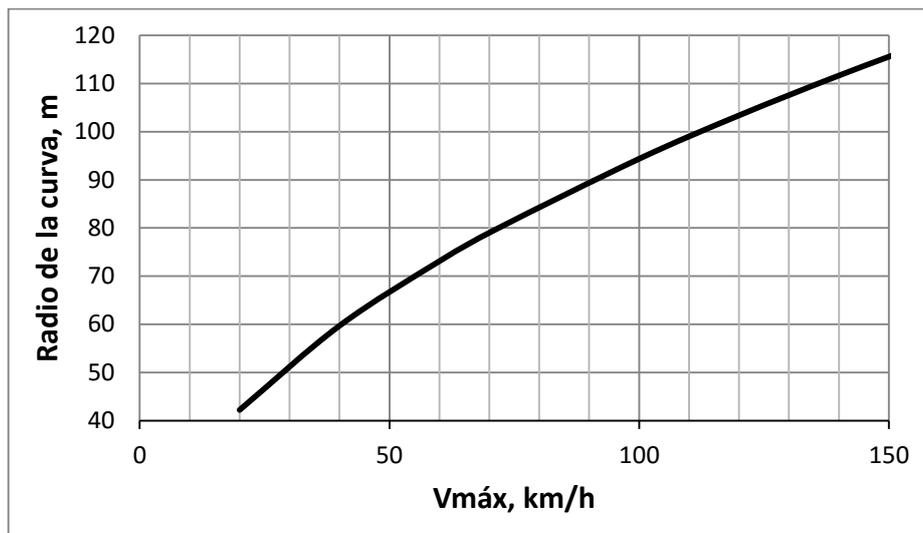


Fig. 1.13. Representación gráfica de la velocidad crítica en curvas. Fuente: Fuentes Vega et al., 2017a

1.8.- Determinación de las cualidades de frenado de la máquina automotriz y cálculos de resistencia en el vehículo remodelado.

Las buenas cualidades de frenado de un vehículo son muy importantes para garantizar la seguridad del movimiento de la máquina automotriz.

Los vehículos que se comercializan, sean ligeros o pesados, garantizan un eficiente trabajo del sistema de frenos siempre y cuando no se produzcan violaciones de sus parámetros de diseño.

Este es un tipo de re-cálculo, que de cumplirse con las exigencias de la remotorización, no debe producirse.

Un aumento de la velocidad de movimiento del vehículo remodelado en comparación con el original, lo cual puede ser factible con aumentos de la frecuencia de rotación del motor que se introduce o con cambios en el sistema de transmisión, no debe provocar análisis en tal sentido, si la variación de velocidad no es significativa y si la diferencia entre la velocidad máxima de diseño del vehículo original y la velocidad máxima permisible en las vías del país, que no cuenta con autopistas rápidas, no es significativa.

Aumentos significativos en el peso total del vehículo, que incrementan la inercia del movimiento y dificultan el frenado, no son permisibles, pues implican la ocurrencia de fallas en los componentes y piezas de las masas no suspendidas. Aumentos del peso de los remolques, que también incrementan la inercia de movimiento del conjunto, no deben producirse, pues tanto en este caso como en el anterior, sólo son posibles cuando se instala un motor de mayores parámetros de salida que el motor original.

Cuando la remodelación es estructural e implica cambios sustanciales en las reacciones en los apoyos, el análisis debe efectuarse. Es un análisis complejo, que tiene que partir del re-cálculo del sistema de frenado para comprobar si garantiza los parámetros de seguridad reglamentados para el vehículo. Por esta razón, este aspecto se excluye de los objetivos del presente trabajo de diploma.

Por su parte, los cálculos de resistencia de materiales, necesarios en múltiples ocasiones, son muy particulares de cada remodelación, por lo que resulta muy complejo y extenso y con limitadas posibilidades de esquematizarlos, para incluirlos como parte de este trabajo de diploma.

1.9.-La remodelación vehicular en nuestras condiciones.

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

Las remodelaciones más frecuentes son las de cambio de motor, y en el país abundan mucho las de cambio de motores de gasolina por motores diesel. Por sus condiciones de trabajo y sus requerimientos, el motor tiende a ser el componente del vehículo que falla con más frecuencia y el que posee el menor período de servicio. Tiene por demás una alta incidencia en el desempeño del vehículo. Por tal razón, los vehículos se re-motorizan, más cuando en la actualidad los precios de los vehículos han alcanzado cifras muy elevadas.

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

Para nuestro país, en medio de las dificultades económicas por las que atraviesa, la remodelación, en uno u otro sentido, constituye una variante económica para garantizar el desarrollo de los procesos de transportación de cargas y pasajeros y para garantizar los procesos de gestión que se desarrollan con los vehículos ligeros.

Hoy existe una mala práctica, que es analizar la remodelación cuando ya está realizada, cuando lo correcto sería evaluar variantes de remodelación, para escoger la más adecuada a los fines que se persiguen, pudiendo incluso valorar hasta los aspectos económicos y de posibilidad de concretarse, dadas las limitaciones de mercado que posee el país.

Esta no es una práctica en las grandes transnacionales, que remplazan con periodicidad su parque vehicular, vendiendo sus vehículos de uso a países con menor nivel de desarrollo o a

empresas menos poderosas de sus propios países, quienes al cabo de un cierto tiempo tienen que recurrir a la remodelación.

Una remodelación inadecuada puede convertirse en un peligro para la circulación vehicular o en el mejor de los casos puede no contribuir a los fines para los que se realiza: mejorar el desempeño vehicular, es decir, mejorar las cualidades explotativas del vehículo, dentro de las cuales se encuentra la cinemática y dinámica vehicular, el consumo de combustible, las emisiones ambientales, la maniobrabilidad, fiabilidad, etc.

Por lo anterior, es que se hace imprescindible profundizar en las vías para evaluar adecuadamente la variante de remodelación propuesta y elaborar una metodología que garantice la evaluación integral de la misma, con la objetividad deseada.

1.10.-Conclusiones parciales.

Al concluir el capítulo se arriba a las siguientes conclusiones:

- La remodelación, en cualquiera de sus variantes, es una opción adecuada a las necesidades y situación económica del país, para prolongar la vida útil de las máquinas automotrices.
- Los peligros que puede acarrear una inadecuada remodelación para la circulación vehicular impone la necesidad de un adecuado rigor en la valoración de su factibilidad técnica.
- Por lo que puede repercutir en la economía de las empresas y de los propietarios particulares, impone la necesidad de seleccionar la mejor variante de remodelación para contribuir de forma más efectiva a los fines perseguidos.
- El continuo perfeccionamiento de la metodología de remodelación es una necesidad: a).-en la actualidad para buscar mayor objetividad e integralidad en la evaluación; b).-en sentido general, siempre habrá que ir adecuando la metodología a los cambios constantes de tecnologías en los vehículos automotores.
- El perfeccionamiento deberá dirigirse en dos sentidos: a).-al incremento del rigor en los métodos de cálculo utilizados; b).-en la introducción de nuevas herramientas que contribuyan a alcanzar la integralidad deseada en las valoraciones.
- De lo anterior se desprende la necesidad de desarrollo del presente trabajo de diploma.

CAPÍTULO II. METODOLOGÍA DE TRABAJO.

2.1.- Introducción

En este capítulo se realiza una valoración de la metodología en su conjunto, proponiendo modificaciones en los pasos a seguir y en el contenido de cada uno de sus pasos. Se reelaboran los rangos de variación de los coeficientes de elasticidad, a partir de los resultados obtenidos en una base de datos de vehículos pesados diesel. Se incluyen además propuestas de nuevos métodos de cálculo y valoraciones en relación con los existentes.

2.2.-La metodología de selección vehicular.

La actual metodología consta de los siguientes aspectos:

1. El cálculo de los indicadores de elasticidad del motor.
2. La determinación de la característica exterior de velocidad del motor.
3. La determinación de la característica tractiva del vehículo y los indicadores que evalúan la relación motor-sistema de transmisión.
4. El análisis del consumo de combustible del vehículo en las marchas principales.
5. La definición de los regímenes más adecuados de movimiento para el vehículo o el conjunto vehículo-remolque.
6. El análisis de los indicadores cinemáticos y dinámicos de la máquina automotriz
7. La evaluación de las cualidades de estabilidad de la máquina automotriz
8. La determinación de las cualidades de frenado de la máquina automotriz.
9. Los cálculos de resistencia en el vehículo remodelado.

Independientemente del carácter de la remodelación, o sea, si es una re-motorización, con o sin modificaciones en el sistema de transmisión, o se trata de una remodelación estructural, se desarrollan los acápites del 1 al 6.

En el caso de la re-motorización, con o sin cambio del sistema de transmisión, se determinan los 6 acápites mencionados para el vehículo original y el modificado, a fin de comparar la incidencia de la remodelación, en las cualidades de explotación de la máquina automotriz original. Si el vehículo original ha sido previamente re-motorizado, el análisis debe hacerse en comparación con el vehículo original, pues su sistema de transmisión, semiejes, etc., han sido diseñados sobre la base del motor original.

Los cálculos de resistencia se realizan si la remodelación implica la construcción de alguna estructura, necesaria para hacer posible la re-motorización.

Generalmente las re-motorizaciones no llevan implícita la necesidad de cálculos de estabilidad, pues no afectan sensiblemente las coordenadas del centro de gravedad.

Debe valorarse la necesidad o no de evaluar las cualidades de frenado de la máquina automotriz, aunque raramente se producen con este tipo de remodelación. Tampoco cambian sensiblemente las reacciones en los apoyos, ni de las coordenadas del centro de gravedad. Si existe una adecuada relación entre los parámetros de salida del motor original y el propuesto en la remodelación, no deben incrementarse sensiblemente las posibilidades de traccionar remolques de mayor peso total o alcanzar velocidades de circulación vial muy superiores a la del vehículo original.

En el caso de las modificaciones estructurales, los acápites del 1 al 6 se analizan porque, en primer lugar, casi siempre implican variaciones de peso que tienen su incidencia en la cinemática, la dinámica y el consumo de la máquina automotriz; en segundo lugar, porque brindan los fundamentos para el análisis objetivo de la remodelación.

En estos casos es generalmente necesario el análisis de estabilidad, pues provocan generalmente cambios en las coordenadas del centro de gravedad, y son necesarios para demostrar que la remodelación no afecta la circulación vehicular.

Debe valorarse de igual modo si la remodelación afecta o no las cualidades de frenado.

Generalmente son necesarios los análisis de resistencia de materiales de las estructuras concebidas.

Los cálculos que se realizan en la metodología, en los acápites del 1 al 6, han sido descritos en el capítulo I.

Los datos que están estipulados para el desarrollo del trabajo son los siguientes:

Del vehículo: Tipo de vehículo, marca, modelo, fórmula de ruedas y chapa (se exige por autoridades del tránsito). Peso del vehículo cargado y del remolque, si existiera. Pudiera ser de interés en algunos casos el peso del vehículo descargado o peso propio. Dentro de sus dimensiones la altura, la vía y la batalla. Por último las dimensiones del neumático.

Del motor original y motor que utilizado en la remotorización: Tipo de motor, marca, modelo. De los datos de la ficha técnica del fabricante: potencia máxima, frecuencia de rotación a potencia máxima, torque máximo, frecuencia de rotación a torque máximo, peso del motor y consumo específico mínimo o a potencia máxima. Si fuera posible sus dimensiones. Número de serie del motor original y del utilizado en la remodelación (se exige por autoridades del tránsito).

Relaciones de transmisión: las relaciones de transmisión de la caja de velocidad, transmisión principal y caja de transferencia si existiera del vehículo original son imprescindibles. Si la remodelación contempla la sustitución de partes del sistema de transmisión, hay que agregar las relaciones de transmisión del conjunto que se introduce en la remodelación.

De no conocerse los datos relacionados, al menos deben suministrarse las informaciones sobre marcas y modelos de los vehículos o de los conjuntos en cuestión, que posibiliten la búsqueda de sus datos en internet.

En la tabla 1 del Anexo 1, se muestra un ejemplo de los datos necesarios para las valoraciones de remotorización.

Los fabricantes de sistemas de transmisión automáticos o semiautomáticos, no suministran datos que posibiliten los cálculos dinámicos del vehículo, es decir, no sólo las relaciones de transmisión de la caja, sino la característica adimensional del convertidor hidrocínético. Por tanto, en estos casos, sólo pueden realizarse los cálculos en el vehículo remodelado, cuando se sustituye el sistema de transmisión automático por uno manual.

En el caso de las remodelaciones estructurales se hace necesario conocer el gráfico de la estructura, dimensiones, tipos de laminado, tipos de unión, características y otros datos que se determinan en función del carácter de la estructura.

En todos los casos se requieren fotos, que muestren los aspectos fundamentales de las remodelaciones propuestas.

A continuación se realizarán los análisis de las propuestas de perfeccionamiento de la metodología actual, en los acápites del 1 al 6, por las razones expuestas en el capítulo I.

2.3.-En el cálculo de los indicadores de elasticidad y la característica exterior de velocidad.

2.3.1.- En relación con la metodología.

La metodología se inicia con “El cálculo de los indicadores de elasticidad del motor”. Si bien en la práctica, previamente, se realiza un análisis de los parámetros de salida del motor. Este paso esencial no se declara explícitamente en la metodología. Por ello, y para darle la importancia que reviste, se propone sustituir los dos primeros acápites por los siguientes:

1. Análisis preliminar de la remodelación.
2. La característica exterior de velocidad y los indicadores de elasticidad del motor.

El análisis preliminar de la remodelación depende de su carácter.

Cuando se trata de una remotorización:

- Se debe tener en cuenta que el nuevo motor tenga espacio en la cavidad del vehículo, junto con sus agregados, esto incluye su sujeción al bastidor o chasis.

Si para alinear el motor con el sistema de transmisión y para lograr su adecuada sujeción se requiere de incorporar estructuras adicionales, estas deben ser sometidas a comprobación, por cálculos de resistencia de materiales, lo cual debe ser recomendado en este acápite.

- Se debe realizar una valoración comparativa de los parámetros de salida fundamentales: potencia y torque máximos y las frecuencias de rotación a que se alcanzan.

Se debe prestar atención a que la potencia del motor nuevo sea suficiente para obtener parámetros cinemáticos y dinámicos similares a los que se obtenían con el motor original. Es importante comparar el torque de salida del motor original y el remodelado, y comparar el correspondiente al remodelado con el torque que puede absorber la caja de velocidad original, lo cual puede limitar la remotorización, por lo que el análisis de las fuentes energéticas posibles a utilizar es de suma importancia. En tal sentido, lo más adecuado es que el torque máximo del motor nuevo no supere el correspondiente al motor original. En caso de que no se cumpla esta condición, debe tener como valor máximo, el correspondiente al torque de cálculo de los sistemas de transmisión, el que se determina en correspondencia con el tipo de motor.

El momento de cálculo se determina por la siguiente expresión: $M_{cálculo} = K_{sys} \cdot M_{emáx}$ (2.1)

Dónde: K_{sys} –coeficiente de seguridad y sobrecarga

Los valores recomendados para el coeficiente K_{sys} son los siguientes:

Tabla 2.1. Rangos del coeficiente de seguridad y sobrecarga

| Tipo de vehículo | Rango |
|--|------------|
| Vehículos ligeros | 1.2 - 1.75 |
| Vehículos de carga | 1.5 - 2.20 |
| Cuñas tractoras y vehículos de alta capacidad de carga | 1.9 - 3.00 |

Fuente: Cárdenas Garnier, 2008.

No hay estándares para la potencia, por cuanto la potencia es el producto del torque y la frecuencia de rotación. Mayor potencia puede ser el resultado de contar con igual torque o menor torque y mayores frecuencias de rotación. Mayor frecuencia de rotación puede ser beneficiosa en vehículos que alcanzan relativamente bajas velocidades máximas. Una mayor frecuencia de rotación con menor torque no es peligroso, pues la velocidad del vehículo está limitada en primer lugar por las leyes del tránsito, en segundo lugar, si tienes menor torque, tienes menos fuerza tractiva y si tienes menos fuerza tractiva tienes menos posibilidades de alcanzar velocidades superiores con carga, es decir, podrás alcanzar mayores velocidades teóricas, pero menores velocidades reales, al menos con carga, que es cuando se dificulta más el frenado a altas velocidades.

- Cuando se realizan cambios de motores de gasolina por diesel hay que considerar que el diesel convencional posee un funcionamiento muy irregular, por lo que hay que realizar conjuntamente el cambio de motor y embrague, pues de lo contrario el período de trabajo del embrague del motor de gasolina se reduce considerablemente.

- De igual modo, cuando la remotorización contempla la sustitución de componentes del sistema de transmisión, hay que analizar si existen adaptaciones estructurales, que requieran de comprobaciones de resistencia de materiales.

Cuando la remodelación es estructural:

Se debe realizar un análisis general de la modificación estructural: su objetivo, sus componentes, su incidencia en el funcionamiento del vehículo, es decir, si altera las reacciones en los apoyos o la altura del centro de gravedad, para dejar definida la necesidad de los cálculos de resistencia mecánica de la estructura, de estabilidad y de condiciones de frenado del vehículo.

Dado el carácter específico de cada modificación estructural, en dependencia del objetivo que se persiga con la misma e incluso del tipo de vehículo, no posibilita realizar un análisis general, como si puede realizarse en las re-motorizaciones.

2.3.2.-La construcción de la característica exterior de velocidad.

Los indicadores de elasticidad deben determinarse igualmente por las expresiones 1.3-1.5, pero en el caso de motores Common Rail, como el mostrado en la figura 2.1, que presentan un rango de frecuencias de rotación a torque máximo constante y otro rango de frecuencias de rotación a potencia máxima constante, debe considerarse:

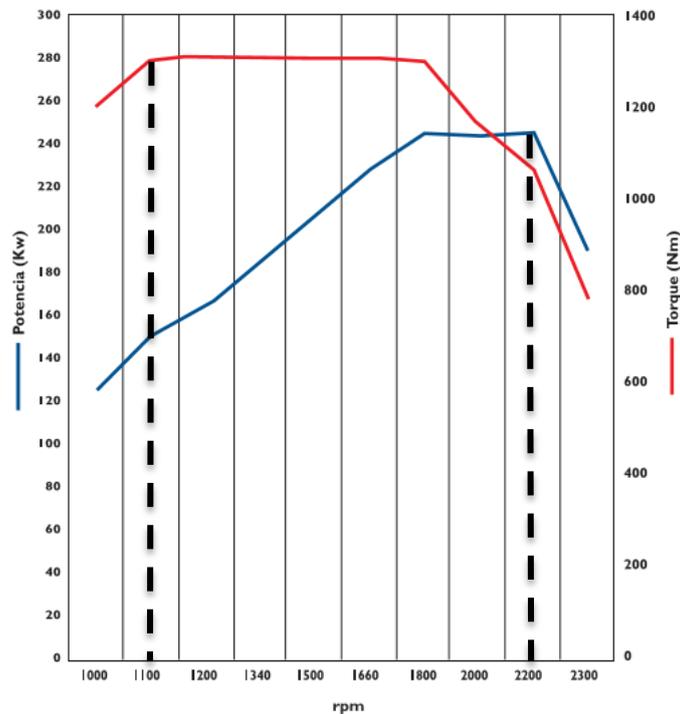


Fig. 2.1. Característica exterior de velocidad del motor IVECO Cursor 9. Fuente: Camión Argentino, 2012.

Para el cálculo de la elasticidad de torque:
$$e_M = \frac{M_{e\ máx}}{M_{eN}}$$

El M_{eN} debe calcularse para la máxima frecuencia de rotación a que se alcanza la $N_{em\acute{a}x}$ constante, como se indica en la figura, pues sólo así el cálculo se adecua al concepto.

Para el cálculo de la elasticidad de frecuencia de rotación: $e_n = \frac{W_N}{W_M}$

La W_N debe considerarse la máxima frecuencia de rotación a que se alcanza $N_{em\acute{a}x}$ y para la W_M , la mínima frecuencia de rotación a que alcanza el $M_{em\acute{a}x}$ constante, como se indica en la figura. De esta manera se emplea en la determinación de e_n , acorde con el concepto, el rango fundamental de trabajo del motor.

Este tipo de comportamiento, aparece con bastante frecuencia en la actualidad en motores de diferentes marcas, dado que en el rango de frecuencias de rotación para el cual la potencia máxima es constante, se logra una adecuación perfecta de la característica real a la característica ideal, la cual está construida para potencia máxima constante.

El cálculo en estos motores de los coeficientes C_1 , C_2 y C_3 y el uso de las expresiones 1.1 y 1.2 para el cálculo de la potencia y el torque, no son útiles, pues incluso en los rangos de frecuencias de rotación en que la potencia o el torque no son constantes, la curva presenta una caída muy acentuada, que no se corresponde con la obtenida por estas expresiones. En el rango de frecuencias de rotación donde el torque máximo es constante la potencia se obtiene de la ecuación 2.2 y es una línea recta con pendiente creciente. En el rango correspondiente a potencia máxima constante, el torque se obtiene de la ecuación 2.3 y es también una línea recta pero de pendiente decreciente.

$$N_{ex} = \frac{M_{em\acute{a}x} \cdot W_x}{10^3} \quad (2.2)$$

$$M_{ex} = \frac{N_{em\acute{a}x} \cdot 10^3}{W_x} \quad (2.3)$$

En otros casos encontramos rangos de frecuencia de rotación en que el torque es una línea descendente y la potencia una línea ascendente o descendente. En tales casos se utilizan también las ecuaciones 2.2 y 2.3. En la figura 2.2 se presentan algunas variantes de comportamiento, en modelos de motores Cummins.

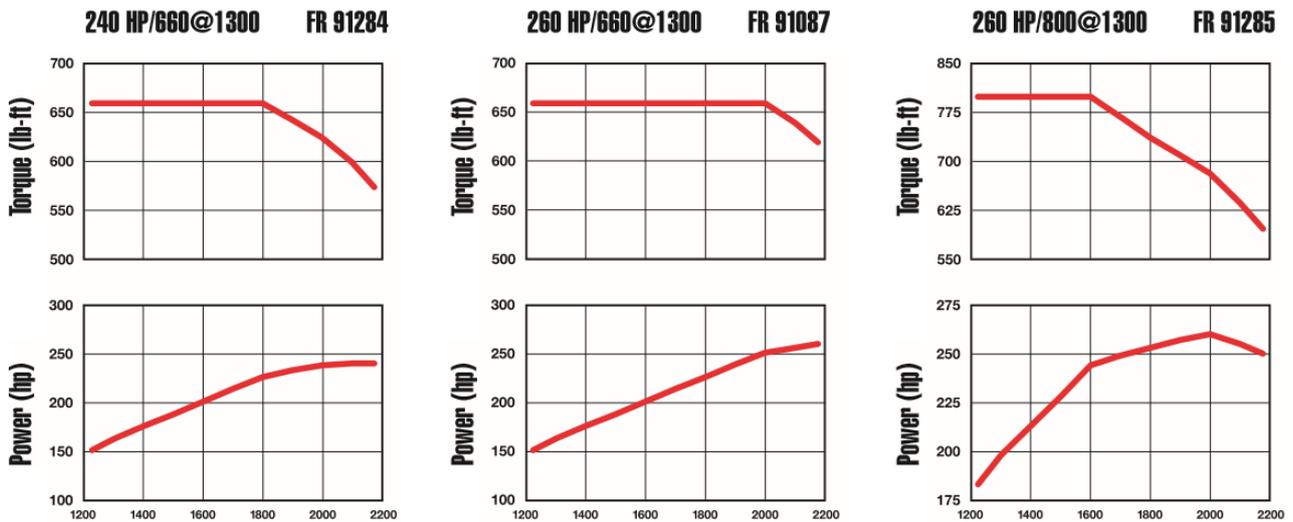


Fig. 2.2. Características exteriores de velocidad de motores Cummins (Common Rail).

Fuente: FD Power, 2007

Existen motores Common Rail cuyas características exteriores de velocidad no son tipificables, sin embargo, existen motores con características muy semejantes a las de los motores convencionales, pero con curvas de torque mucho más pronunciadas. En la tesis de maestría de Aranzola Rodríguez (2011), se propone la ecuación 2.4, la cual se adecua mejor a las mayores pendientes de la curva de torque, antes y después del torque máximo. La experiencia de uso, nos indica que el mayor ajuste con la curva del fabricante se logra antes del torque máximo. Esta expresión se utilizaría en estos motores, como una variante adicional, a las ecuaciones de Aragón Marrero y Litvinov & Farovin para el cálculo del torque.

$$M_{ex} = M_{em\acute{a}x} \cdot \frac{a \cdot \left(\frac{W_x}{W_N}\right)}{1 + b \cdot \left(\frac{W_x}{W_N}\right) + c \cdot \left(\frac{W_x}{W_N}\right)^2} \quad (2.4)$$

$$a = \frac{(e_n - 1)^2}{e_M - 1}; \quad b = \frac{e_n^2 + 1 - 2 \cdot E}{e_M - 1}; \quad c = e_n^2 \quad (2.5)$$

A continuación en la figura 2.3 se muestra la curva de torque del motor Cummins EQB 160-20, suministrada por el fabricante y la curva de torque calculada por la expresión 1.2 y la determinada por la expresión 2.4, propuesta por Aranzola Rodríguez.

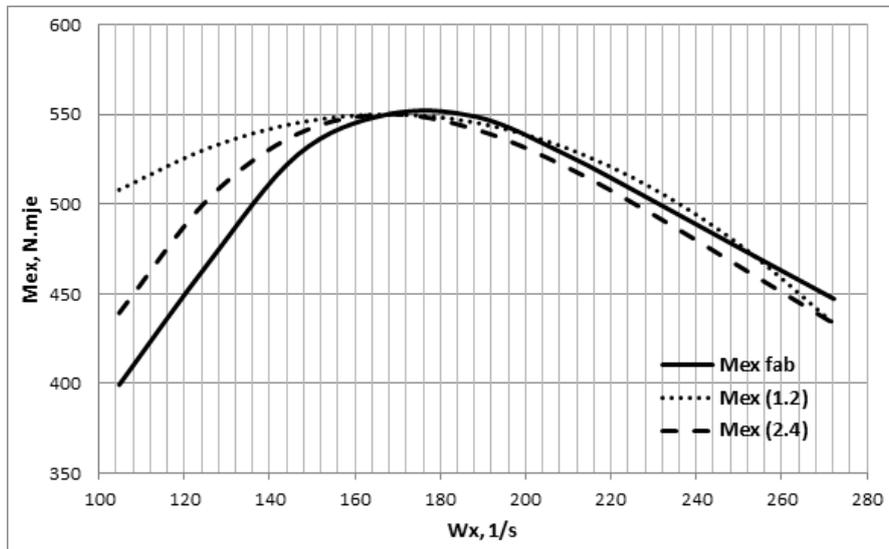


Fig. 2.3. Característica exterior de velocidad del Cummins EQB 160-20. Elaboración propia

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

En otro sentido, los rangos de variación de los coeficientes de elasticidad que se muestran en el capítulo I, datan de la década de los 80. La práctica demuestra que al calcular los indicadores de elasticidad para los vehículos modernos de inyección de gasolina y control electrónico de la inyección en diesel, e incluso para los motores convencionales modernos, sus valores escapan de los rangos establecidos. Por tal razón, se confeccionó una base de datos de 137 vehículos, para actualizar el rango de variación en vehículos diesel pesados. Una caracterización general de estos vehículos se muestra en la tabla 2.2, que incluye vehículos pesados de la década de los 80 del pasado siglo, época en que se propuso la expresión 1.33, hasta vehículos actuales diesel, incluyendo los Common Rail.

Tabla 2.2. Características de los vehículos de la base de datos

| | Camión | Cuña | Camión plancha | Ómnibus |
|--------------------------|------------------|-------------------|-------------------|---------------------|
| Tipo de vehículo | 87 | 34 | 11 | 5 |
| | 4x2 | 4x4 | 6x4 | 6x6 |
| Fórmula de ruedas | 98 | 0 | 34 | 5 |
| | De 80-100 | De 101-200 | De 201-300 | Mayor de 300 |
| Potencia, kW | 7 | 86 | 34 | 10 |
| | Hasta 5 | Entre 6-8 | Entre 9-10 | Mayor de 10 |
| Número de marchas | 50 | 51 | 23 | 13 |

A continuación se muestran los resultados de la actualización del rango de variación de los coeficientes de elasticidad, para el caso de los motores de vehículos pesados diesel. En la siguiente figura se muestran los resultados de la determinación de e_M . En el gráfico, con líneas horizontales, se muestra el rango de variación del coeficiente según el estándar establecido (tabla 1.1). Como se puede observar una gran cantidad de vehículos posee en la actualidad valores que rebasan los estándares.

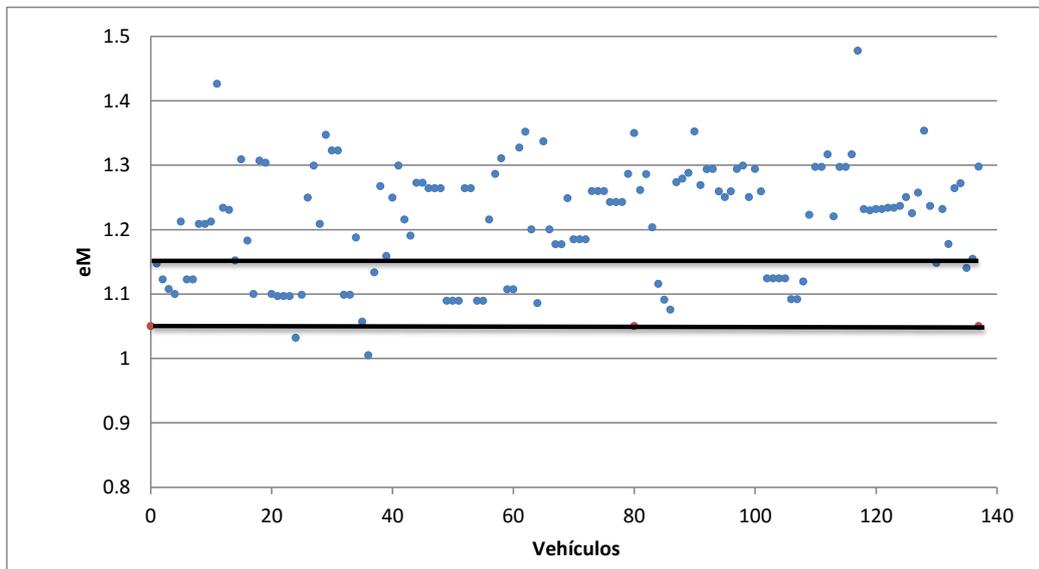


Figura 2.4. Comportamiento de la elasticidad de torque (e_M) en motores diesel de vehículos pesados.

Tomando en consideración que los valores por debajo del rango son muy escasos, se decidió mantener el menor valor del rango establecido y modificar sólo el límite superior.

| | |
|--|---------------------|
| Estándar de variación establecido | $e_M = 1.05 - 1.15$ |
| Estándar de variación propuesto | $e_M = 1.05 - 1.35$ |

En el caso de la elasticidad de frecuencia de rotación el rango de variación se estableció, tal y como se muestra en el capítulo I, para motores de gasolina y diesel. Dadas las características de funcionamiento de los motores de gasolina, mucho más rápidos que los diesel, los mayores valores dentro del rango, se correspondían en su mayoría con motores de gasolina.

En la actualidad encontramos que la frecuencia de rotación máxima de los diesel se ha incrementado considerablemente. En la figura 2.5 se muestran los resultados de la determinación de la elasticidad de frecuencia de rotación a partir de la base de datos actual, con vehículos pesados con motores diesel. En el gráfico, con líneas horizontales, se muestra el rango de variación del coeficiente según el estándar establecido.

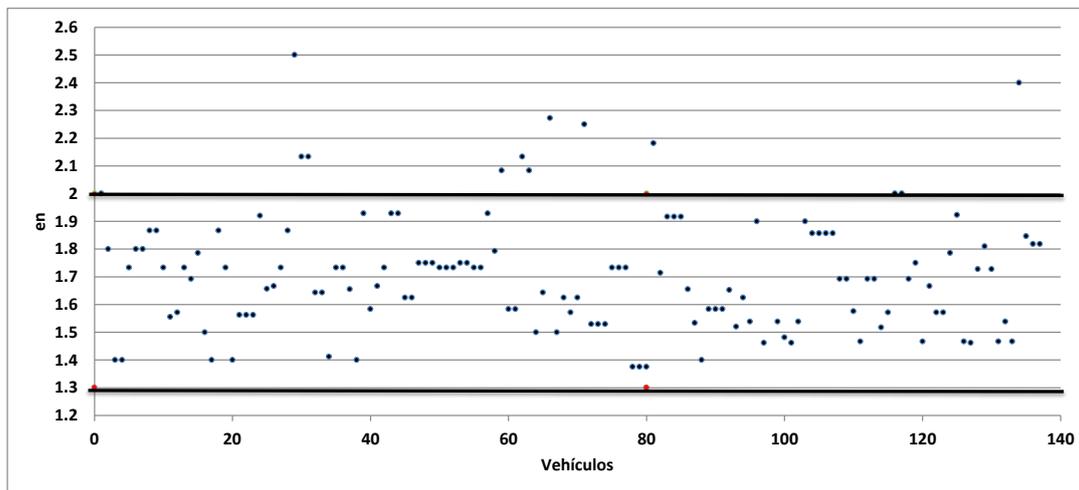


Fig. 2.5. Comportamiento de la elasticidad de frecuencia de rotación (e_n) en motores diesel de vehículos pesados

Como puede observarse sólo unos pocos valores salen del rango y puede establecerse el mismo, válido sólo para los motores diesel de vehículos pesados de la forma siguiente, modificando solamente el valor inferior del rango:

| | |
|--|-------------------|
| Estándar de variación establecido para motores de gasolina y diesel | $e_n = 1.3 - 2.0$ |
| Estándar propuesto sólo para motores diesel de vehículos pesados | $e_n = 1.4 - 2.0$ |

En tal sentido, sólo unos pocos vehículos poseen elasticidad de frecuencia de rotación por debajo de 1.4 y por encima de 2. En el futuro, dada la existencia de una escasa base de datos de vehículos pesados con motores de gasolina, debe trabajarse en la ampliación de la misma y en la actualización del rango de variación de e_M y e_n para vehículos ligeros de gasolina y diesel.

2.4. La determinación de la característica tractiva del vehículo y los indicadores que evalúan la relación motor-sistema de transmisión.

A partir de la propia construcción de la característica tractiva y del análisis de los indicadores que evalúan la relación motor-sistema de transmisión, derivados de la misma, se obtienen criterios importantes para la valoración de las remodelaciones que contemplan sustitución del motor o de componentes del sistema de transmisión. No obstante ello, los cálculos que posibilitan su construcción, son imprescindibles también para determinar los regímenes más adecuados de movimiento y el comportamiento del consumo de combustible.

Los vehículos sometidos a remodelación generalmente son vehículos con prolongado tiempo de explotación, razón por la cual se dificulta encontrar sus datos técnicos en internet, donde se promociona fundamentalmente lo actual, lo que se vende. Una de las dificultades fundamentales que se confronta para la construcción de la característica tractiva está relacionada con el desconocimiento de las relaciones de transmisión del vehículo original y de los componentes del sistema de transmisión que se incorporan en muchas remodelaciones. Esta dificultad es mayor, por las razones expuestas, en vehículos muy antiguos, lo cual es más característico de nuestras condiciones.

Hasta el presente, los cálculos contemplados en el proyecto se realizan con la ayuda del Excel, por ello se ha incluido, como parte del actual trabajo de diploma, una hoja de cálculo para la determinación teórica de las relaciones de transmisión, que parte de los siguientes datos iniciales: Velocidad máxima de movimiento, potencia máxima y frecuencia de rotación a potencia máxima, torque máximo y frecuencia de rotación a torque máximo, peso y dimensiones del neumático. (Ver tabla 2, Anexo I)

Ahora bien, el cálculo de las relaciones de transmisión debe ser el último recurso, después de agotada toda posibilidad de búsqueda. Preferentemente debe utilizarse en vehículos ligeros antiguos, generalmente de 3 o 4 marchas, con marcha superior directa, donde los errores que puede introducir un cálculo teórico tengan las menores consecuencias.

A continuación se muestra la metodología de cálculo de las relaciones de transmisión en forma sintética, puesto que se ajusta a la metodología utilizada en la asignatura Máquinas Automotrices, con una ligera modificación que se indicará oportunamente.

1).-Se calcula la característica exterior de velocidad de potencia, tal y como se indica en el Capítulo I.

2).-Se calcula la potencia necesaria para vencer las resistencias al movimiento, teniendo como dato la velocidad máxima de movimiento con carga, sus parámetros constructivos y se asume la eficiencia mecánica de la transmisión.

$$N_{enecV_{m\acute{a}x}} = \frac{P_{trec} \cdot V_{m\acute{a}x}}{10^3 \cdot \eta_o} = \frac{(P_r + P_a) \cdot V_{m\acute{a}x}}{10^3 \cdot \eta_o} = \frac{(G \cdot (f_o + k_f \cdot V_{m\acute{a}x}^2) + K \cdot F \cdot V_{m\acute{a}x}^2) \cdot V_{m\acute{a}x}}{10^3 \cdot \eta_o} \quad (2.6)$$

3).-Se determinan gráficamente las frecuencias de rotación, que en la marcha superior, garantizan alcanzar la $V_{m\acute{a}x}$ (W_v). (Figura 2.6)

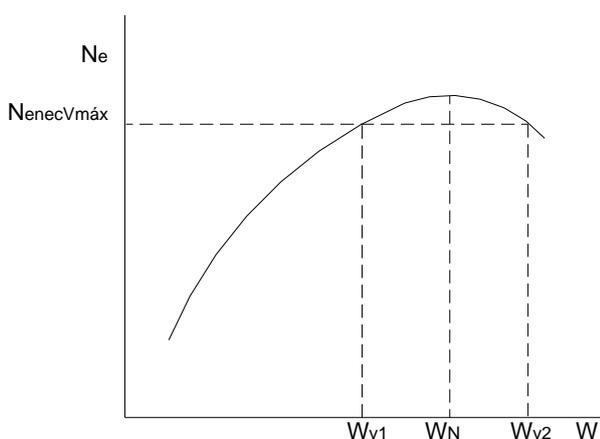


Fig. 2.6. Método gráfico de determinación de la frecuencia de rotación que garantiza la velocidad máxima (W_v)

En motores de gasolina se obtendrán dos valores de W_v , en diesel, como la curva generalmente no tiene caída, sólo un valor.

4).-Se selecciona el valor de W_v , atendiendo a que:

a) Una relación $W_v/W_N = 1.05-1.15$, se corresponde a un vehículo que en la marcha superior no alcanza velocidades máximas elevadas, pero tiene grandes reservas de fuerza tractiva, que le permiten mantener velocidades promedio elevadas en condiciones de tráfico intenso.

- b) Una relación $W_v/W_N = 0.95-1.05$, se corresponde a un vehículo que en la marcha superior alcanza velocidades máximas elevadas a relativamente bajas frecuencias de rotación, pero no tiene grandes reservas de fuerza tractiva.
- c) Una relación $W_v/W_N < 0.95$, se corresponde a un vehículo que en la marcha superior alcanza las menores velocidades máximas, pero a frecuencias de rotación muy bajas, lo cual favorece sus indicadores de consumo de combustible, pero posee las menores reservas de fuerza tractiva.

En gasolina elegir entre uno y otro, depende de las características del vehículo analizado.

5).-Elegida W_v se calcula la relación de transmisión total en marcha superior (i_{cms}).

$$i_{cms} = \frac{V_{max}}{r_d \cdot W_v} \quad (2.7)$$

6).-Se asume la relación de transmisión en marcha superior para la caja de velocidad (i_{sms}) y se determinará la relación de transmisión principal (i_m). Se muestran a continuación algunas indicaciones.

- En vehículos con cajas de velocidad hasta de 4 marchas generalmente $i_{sms} = 1$
- En vehículos que pretenden ahorrar combustible $i_{sms} = 1/(0.7-0.8)$
- En vehículos con motor transversal y tracción delantera $i_{sms} = 1/(0.9-1)$ y en los de tracción delantera y motor lineal $i_{sms} = 1/(0.6-0.7)$.
- En vehículos pesados con menor de 6 marchas, $i_{sms} = 1$ o con más frecuencia $i_{sms} = 1/(0.6-0.8)$.

Asumido i_{sms} se calcula i_m por: $i_m = i_{cms} / i_{sms}$ (2.8)

7).-Se calcula la relación de transmisión de 1ra marcha (i_{s1}).

a) Para vehículos de tracción delantera o que trabajan en condiciones difíciles de movimiento

por: $i_{s1} \geq \frac{M_{emax} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_m \cdot P_\mu}$ (2.9)

b) Para vehículos de tracción trasera por: $i_{s1} = \frac{M_{emax} \cdot \eta_o}{G \cdot r_d \cdot i_m} \cdot \frac{\sqrt{1 + tg^2 \alpha}}{(f + tg \alpha)}$ (2.10)

Dónde: P_μ - fuerza de adherencia

α -ángulo de la pendiente máxima que se supone es capaz de vencer un vehículo de su clase

8).-Selección del número de relaciones de transmisión de la caja de velocidad.

Se calcula por la expresión: $m = \frac{\log I_s}{\log q} + 1$ (2.11)

Dónde: I_s – rango de relaciones de transmisión de la caja de velocidad. $I_s = i_{sms}/i_{s1}$

Q – rango de relaciones de transmisión entre marchas. $q = W_N/W_M$

Como generalmente m es un número fraccionario, su redondeo se realiza atendiendo a las cualidades dinámicas que se deseen para el vehículo en cuestión. En este caso, se conoce el número de relaciones de transmisión y debe conocerse además si la marcha superior es directa o multiplicada

9.-Cálculo de las relaciones de transmisión intermedias

Tabla 2.3.-Tabla para determinación de las relaciones de transmisión intermedias

| 3 marchas | 4 marchas | 5 marchas | 6 marchas | $i_{s\ sup} \neq 1 : 1$ | $i_{s\ sup} = 1 : 1$ |
|------------|------------|------------|------------|------------------------------|-----------------------|
| i_{sIII} | i_{sIV} | i_{sV} | i_{sVI} | i_{ssup} | 1 |
| i_{sII} | i_{sIII} | i_{sIV} | i_{sV} | i_{ssup} / K_t | $1 / K_t$ |
| i_{sI} | i_{sII} | i_{sIII} | i_{sIV} | $i_{ssup} / K_t^2 \cdot a$ | $1 / K_t^2 \cdot a$ |
| | i_{sI} | i_{sII} | i_{sIII} | $i_{ssup} / K_t^3 \cdot a^3$ | $1 / K_t^3 \cdot a^3$ |
| | | i_{sI} | i_{sII} | $i_{ssup} / K_t^4 \cdot a^6$ | $1 / K_t^4 \cdot a^6$ |
| | | | i_{sI} | $i_{ssup} / K_t^5 \cdot a^9$ | $1 / K_t^5 \cdot a^9$ |

Conocida la relación de transmisión de 1ra marcha en cualquier versión, se toma la ecuación de 1ra marcha correspondiente al número de relaciones de transmisión del vehículo en cuestión, se asume el valor de "a", que oscila entre $a = 1.05-1.15$, se despeja K_t y se determina su valor. Con los valores de K_t y a , se determina el resto de las marchas intermedias.

La tabla que existía sólo contemplaba 5 marchas. Dado que en la actualidad son frecuentes las cajas de velocidad de 6 marchas, se amplió hasta 6. Vehículos con 8, 10, 12 y 16 marchas, estas se obtienen con uno o varios multiplicadores de cajas de 4, 5 o 6 marchas. De ahí la importancia de ampliar la tabla hasta 6 marchas.

En el caso de los vehículos que poseen motores Common Rail, la dificultad radica en la construcción de la característica exterior de velocidad, pues ahí se define la forma de la curva de torque, y esta va a definir la forma de las curvas reales de fuerza tractiva.

2.5. El análisis del consumo de combustible del vehículo en las marchas principales y la definición de los regímenes más adecuados de movimiento para el vehículo o el conjunto vehículo-remolque.

La valoración se realiza siempre para el vehículo moviéndose con las mayores cargas recomendadas por el fabricante para el vehículo original. Es criterio del autor, que estos dos epígrafes deben unirse en uno sólo, pues prácticamente al definir los regímenes en que el consumo de combustible es más favorable se están definiendo regímenes más adecuados de movimiento. Es decir, designar el epígrafe con el nombre: "Definición de los regímenes más adecuados de movimiento".

En el epígrafe determinar los regímenes más adecuados en cuanto al consumo de combustible en las marchas principales, señalando como se ha venido haciendo en los proyectos desarrollados

las características principales de estos regímenes: velocidad a que se alcanza, consumo recorrido de combustible y coeficiente de aprovechamiento de la potencia.

Si, como sucede con frecuencia, el consumo recorrido de combustible posee una característica ascendente, de modo que no se puede definir una velocidad en la que se alcance un consumo recorrido mínimo, entonces se definen rangos de velocidad en los que puede trabajarse con adecuados coeficientes de aprovechamiento de la potencia y definir, si es posible, regímenes en los cuales se produce un descenso relativo del consumo recorrido.

Pueden valorarse igualmente, las velocidades máximas que se alcanzan en las marchas superiores, pudiendo hacer, como parece más adecuado, el análisis de la velocidad máxima de movimiento en la marcha superior en este epígrafe, y designar el siguiente epígrafe como: "Análisis de los indicadores dinámicos de la máquina automotriz".

2.6. El análisis de los indicadores cinemáticos y dinámicos de la máquina automotriz.

Tomando en cuenta las condiciones que posibilitan vencer la pendiente máxima a partir del reposo, aplicando la ecuación de movimiento, se arriba a la siguiente expresión: $D = f \cdot \cos \alpha_{m\acute{a}x} + \text{sen} \alpha_{m\acute{a}x}$.

Para facilitar el cálculo de la inclinación máxima, y obtener la expresión 1.33, se asume que:

$$\arcsen (D_{m\acute{a}x} - f_{m\acute{a}x}) = \alpha_{m\acute{a}x}$$

La exactitud de esta consideración no queda clara a simple vista. Por tal razón, se decidió, evaluar la exactitud de la expresión 1.33, con la finalidad de valorar este aspecto y si la suposición no es satisfactoria, proponer un método de determinación más exacto.

Para ello, utilizando la base de datos de vehículos diesel pesados, que se caracteriza en la tabla 2.2, más vehículos pesados de gasolina, se determinará $\alpha_{m\acute{a}x}$ por la expresión 1.33 y partiendo del valor obtenido, tantear el valor de $\alpha_{m\acute{a}x}$ que satisface la expresión original.

En la siguiente figura se muestra el por ciento de error en que se incurre con el uso de la expresión 1.33. Como puede observarse sólo algunos casos esporádicos alcanzan el 1% de error, y en ello pueden incidir errores en los datos suministrados. En la mayor parte de los casos no se rebasa el 0.5% de error, lo que en ingeniería es un buen resultado.

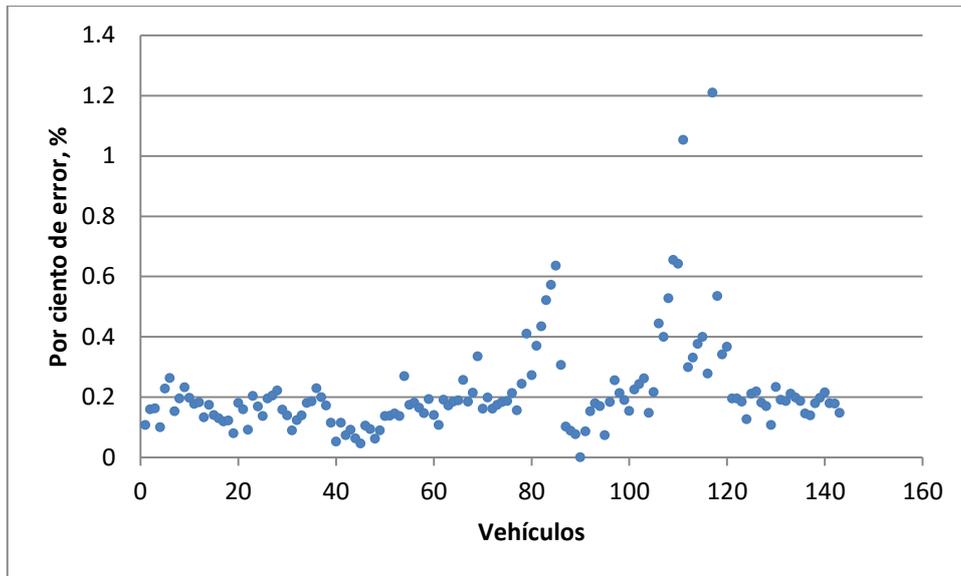


Figura 2.7. Por ciento de error en que se incurre con el uso de la expresión 1.33.

En virtud de lo anterior, se decide continuar utilizando la expresión 1.33 y no introducir modificación alguna en el método de cálculo, pues brinda una exactitud adecuada para este tipo de cálculos.

La capacidad de aceleración es necesaria para comprobar las cualidades dinámicas del vehículo, razón por lo cual se determina para vehículos ligeros o pesados con carga nominal, en vías horizontales sin remolques.

Si bien en las primeras marchas, donde la influencia de la velocidad en el incremento de la resistencia al movimiento es baja, se puede determinar la capacidad de aceleración máxima a partir del valor de la fuerza tractiva que se genera para torque máximo. En las marchas superiores, donde la resistencia al movimiento se ve fuertemente influenciada por la velocidad esto no es totalmente exacto, pues la velocidad elevada al cuadrado incide en la resistencia aerodinámica y en el incremento del coeficiente de resistencia al rodamiento. Por otro lado, en camiones destinados a traccionar remolques con elevada carga útil, con el vehículo sin remolque, que es como se realizan estos cálculos, existe una reserva de fuerza tractiva elevada aún a velocidad máxima, lo que reduce el error que se puede cometer al asumir que la máxima capacidad de aceleración se determina para torque máximo. Para ilustrar el error que puede cometerse, en la siguiente figura se muestra la fuerza tractiva en marcha superior y la resistencia sumaria que se produce en un camión cuña re-motorizado, sometido a una carga útil de 30 toneladas.

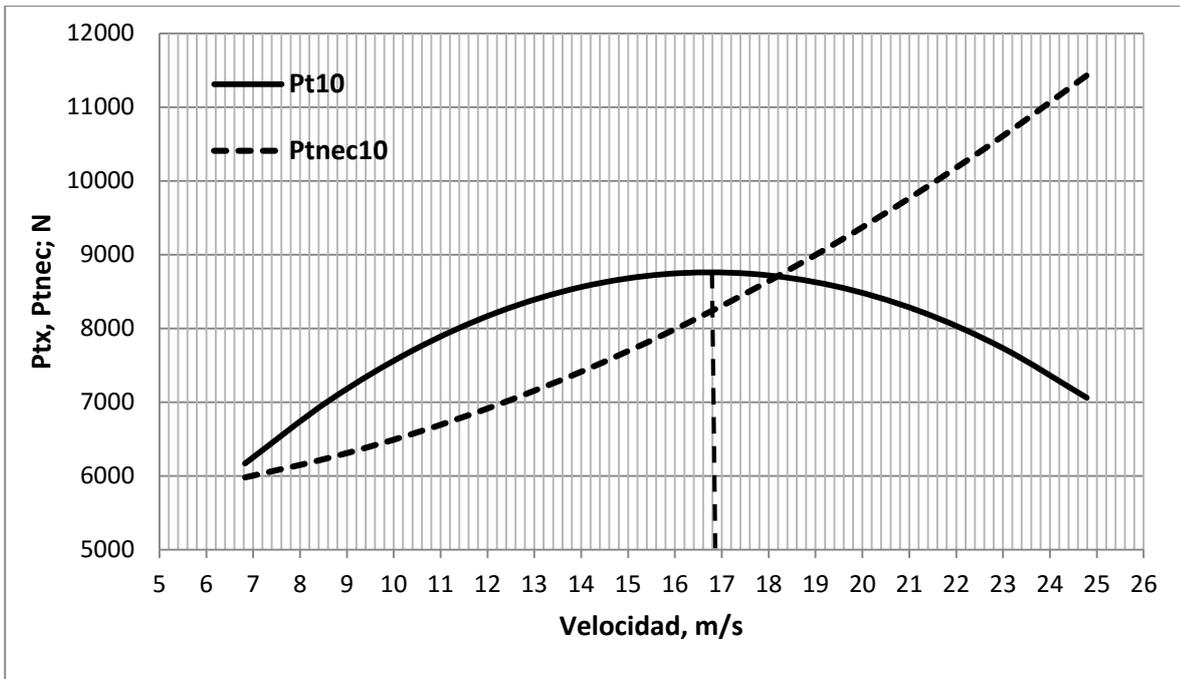


Fig. 2.8. Balance entre la fuerza tractiva y la resistencia sumaria en marcha superior en un camión cuña re-motorizado con 30t de carga útil. Fuente: Fuentes Vega et al., 2017b

En la figura con una línea discontinua se señala el régimen de funcionamiento que se corresponde con el torque máximo. Como puede apreciarse en este régimen no es donde se alcanzan las mayores reservas de fuerza tractiva, y por tanto, no es donde se alcanza la máxima capacidad de aceleración en esa marcha.

En las marchas precedentes, utilizar el criterio de que la máxima capacidad de aceleración está determinada por el régimen de torque máximo, puede ser válido, pero puede verse influenciado por el comportamiento de la resistencia al movimiento. Por tanto, se hace necesario establecer un criterio que brinde seguridad absoluta, en cualquier condición de movimiento y en cualquier marcha.

Por tal razón, para determinar este importante parámetro es preciso remontarse al cálculo diferencial y determinar el extremo de la función $(P_{tx} - P_{t nec})$, es decir, hallar la máxima reserva de fuerza tractiva, que es, en una marcha determinada, la que determina la capacidad de aceleración máxima.

En esta ecuación la variable independiente será la velocidad de movimiento. Obtenida la velocidad de movimiento que garantiza la máxima reserva de fuerza tractiva en la marcha determinada, se puede hallar la capacidad de aceleración que se corresponde a esa velocidad en esa marcha.

Se parte entonces de la dependencia $(P_{tx} - P_{t nec})$, se deriva e iguala a cero:

$$(P_{tx} - P_{t nec})' = 0 \tag{2.12}$$

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

$$P_{tx} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{ci}}$$

$$= \frac{M_{eN} \cdot \left[C_1 + C_2 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) - C_3 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] \cdot \left[\chi - \frac{(2 + 0.09 \cdot V_x) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot 10^{-3}}{M_{ex}} \right]}{r_d \cdot i_{ci}} \quad (2.13)$$

Se sustituye $W_x = \frac{V_x}{r_d \cdot i_{ci}}$ y se simplifica, obteniendo:

$$P_{tx} = \frac{M_{eN} \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci}} \cdot \left[C_1 + \frac{C_2}{V_N} \cdot V_x - \frac{C_3}{V_N^2} \cdot V_x^2 \right] - G \cdot 10^{-3} \cdot (2 + 0.09 \cdot V_x) \quad (2.14)$$

Derivando se obtiene:

$$P'_{tx} = \frac{M_{eN} \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci}} \cdot \left[\frac{C_2}{V_N} - \frac{2 \cdot C_3}{V_N^2} \cdot V_x \right] - 9 \cdot 10^{-5} \cdot G \quad (2.15)$$

Donde: $V_N = W_N \cdot r_d \cdot i_{ci}$

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

$$P_{mec} = P_c + P_a = G \cdot (f_o + k_f \cdot V_x^2) + K \cdot F \cdot V_x^2 \quad (2.16)$$

Derivando se obtiene:

$$P'_{mec} = 2 \cdot G \cdot k_f \cdot V_x + 2 \cdot K \cdot F \cdot V_x \quad (2.17)$$

Sustituyendo 2.15 y 2.17 en 2.12 y despejando V_x se llega a lo siguiente:

$$V_x = \frac{\frac{M_{eN} \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci}} \cdot \frac{C_2}{V_N} - 9 \cdot 10^{-5} \cdot G}{\frac{M_{eN} \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci}} \cdot \frac{2 \cdot C_3}{V_N^2} + 2 \cdot (G \cdot k_f + K \cdot F)} \quad (2.18)$$

Determinada la velocidad que garantiza la mayor reserva de fuerza tractiva, determinamos P_{tx} para la W_x y la marcha correspondiente y P_{mec} para la velocidad definida por 2.18 y se halla la

$$\text{reserva de fuerza tractiva: } \Delta P_t = P_{tx} - P_{mec} \quad (2.19)$$

Para determinar la **máxima capacidad de aceleración** en esa marcha, igualamos ΔP_t a la fuerza

$$\Delta P_t = P_i = \frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt}$$

de inercia: (2.20)

Se despeja de la anterior expresión dV/dt y se halla la capacidad de aceleración máxima:

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

(2.21)

Como quiera que también depende de la reserva de fuerza tractiva, en el caso de querer determinar el **peso máximo del remolque** a traccionar en una marcha determinada podemos utilizar semejante procedimiento.

Para determinar el **peso máximo del remolque** a traccionar en esa marcha, se iguala ΔP_t a la fuerza de tiro más el incremento que produce el remolque en la resistencia al aire:

$$\Delta P_t = P_{gan} + 0.25 \cdot P_a = G_r \cdot (f_o + k_f \cdot V_x^2) + 0.25 \cdot K \cdot F \cdot V_x^2$$

(2.22)

Se despeja y se obtiene el peso máximo del remolque a traccionar en esas condiciones (sin pendiente):

$$G_{r\acute{m}ax} = \frac{\Delta P_t - 0.25 \cdot K \cdot F \cdot V_x^2}{f_o + k_f \cdot V_x^2}$$

(2.23)

2.7.-Conclusiones parciales

Al concluir el capítulo arribamos a las siguientes conclusiones parciales:

- Las valoraciones acerca de la redefinición o unificación de acápites, sobre sus contenidos, posibilita unificar criterios de valoración, ganar en objetividad y simplificar los análisis.
- Las precisiones acerca de cómo determinar los coeficientes de elasticidad de torque y de frecuencia de rotación en los nuevos motores Common Rail, unifican criterios y posibilitan adecuar su determinación al sentido que expresan estos indicadores.
- La definición de los nuevos rangos de variación de los coeficientes de elasticidad, para los motores diesel de vehículos pesados, posibilita analizar con mayor objetividad las cualidades de los motores actuales y su posible impacto en las cualidades cinemáticas y dinámicas del vehículo.
- Las indicaciones para el cálculo de las características exteriores de velocidad de los motores Common Rail, incluida la propuesta de utilización, junto a las expresiones de Litvinov & Farovin y Aragón, de la expresión propuesta por Aranzola Rodríguez, posibilitan adecuar mejor la característica teórica a la real, y lograr resultados de evaluación más satisfactorios.

- El cálculo de las relaciones de transmisión del vehículo debe ser el último recurso a emplear y sólo en los casos en que una ligera diferencia con los valores reales, no ponga en riesgo la circulación del vehículo.
- La definición de que la expresión 1.33 resulta adecuada, por su nivel de precisión, para el cálculo de la pendiente máxima que puede ascender el vehículo a partir del reposo, reafirma la importancia de su utilización para el cálculo de este importante indicador dinámico para el vehículo.
- La nueva propuesta de cálculo de la capacidad máxima de aceleración y del peso máximo del remolque en diferentes condiciones, es un aporte no sólo para incrementar el rigor de los cálculos que se realizan como parte de la metodología, sino también importante desde el punto de vista docente.

CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.1.- Introducción

En este capítulo se aplica la metodología con los cambios introducidos, a partir de la remotorización de un camión cuña IVECO Cursor, que viene equipado con un motor Common Rail IVECO Cursor 13, el cual se sustituye por un motor Weichai 615.13, también diesel, pero convencional.

Como quiera que el proyecto de remotorización realiza fundamentaciones de los pasos que se van introduciendo, y esas fundamentaciones, más ampliadas, se han desarrollado en los capítulos I y II, este caso sólo se limita a la presentación de los cálculos realizados y al análisis de los resultados.

3.2.-Análisis preliminar de la remodelación

La remodelación se realiza manteniendo intacto el sistema de transmisión del vehículo original. El motor IVECO Cursor 13, del vehículo original, posee control electrónico de la inyección, es decir, funciona con una Unidad Electrónica de Control (ECU), que gobierna el trabajo del motor, a partir de un grupo de sensores que monitorean el comportamiento de los diferentes sistemas del mismo. Trabaja con elevadas presiones de inyección, lo cual unido a una mayor exactitud en la dosificación y calidad de la combustión, garantizan elevados indicadores de desempeño. Este motor, como podrá apreciarse posteriormente, presenta características de funcionamiento que lo diferencian notoriamente de los motores convencionales, pues en un rango amplio de frecuencias de rotación posee momento torsor máximo constante y en otro contiguo, potencia máxima constante. Es un motor, no obstante, fabricado hace varias décadas, por tanto, las versiones actuales, deben poseer mejor comportamiento.

El motor Weichai 615.44, utilizado en la remodelación, es un motor diesel convencional, que trabaja con bomba de alta presión convencional y un árbol de levas que garantiza el accionamiento mecánico de los inyectores. No posee por tanto, los adelantos tecnológicos de los motores con control electrónico de la inyección, pero es un motor moderno.

No hay diferencias significativas, ni en peso ni en dimensiones, entre ambos motores. Incluso la remotorización se produce utilizando los mismos puntos de apoyo, y sólo sustituyendo los calzos del motor antiguo por los del motor nuevo, no necesitando de estructuras adicionales. Por tal razón no se requieren cálculos de comprobación de resistencia de materiales en tal sentido.

Los datos del vehículo original y del motor propuesto para la remodelación se muestran en la tabla 1 del Anexo 2.

La potencia máxima ($N_{em\acute{a}x}$) y el torque máximo ($M_{em\acute{a}x}$) del motor instalado en la máquina automotriz, los obtendremos tomando los datos de los parámetros de salida de los fabricantes de ambos motores, mostrados en la tabla 1 del Anexo 2:

$$N_{em\acute{a}x} = N_{em\acute{a}xfabricante} \cdot K_c \quad (\text{kW})$$

$$M_{em\acute{a}x} = M_{em\acute{a}xfabricante} \cdot K_c \quad (\text{N.m})$$

Para el motor IVECO Cursor 13 y el Weichai 615.44, los valores de K_c coinciden: $K_c = 0.955$.

Al mismo tiempo se convierten las rpm de potencia máxima (n_N) y torque máximo (n_M) a 1/s, designadas correspondientemente como W_N y W_M .

$$W_N = n_N \cdot \pi/30 \quad (1/s)$$

$$W_M = n_M \cdot \pi/30 \quad (1/s)$$

De tal forma:

Tabla 3.1: Parámetros de salida de los motores acondicionados para el cálculo

| Parámetro | IVECO Cursor 13 | Weichai 615.44 |
|--------------------------|-----------------|----------------|
| $N_{em\acute{a}x}$, kW | 337,12 | 225.38 |
| W_N , 1/s | 261,80* | 230.38 |
| $M_{em\acute{a}x}$, N.m | 2101,00 | 1193.75 |
| W_M , 1/s | 104,72* | 157.08 |
| $W_N - W_M$ | 157.07 | 73.30 |

*Dadas las características particulares de funcionamiento del motor se asumió como W_N , la máxima frecuencia de rotación a potencia constante y como W_M , la mínima frecuencia de rotación a torque máximo.

Como puede observarse de la tabla hay una diferencia notable en potencia y torque entre ambos motores, favorable al motor original. Ello excluye la necesidad de realizar análisis de resistencia de materiales en el sistema de transmisión. El motor Weichai 615.44 exhibe frecuencia de rotación más alta a torque máximo, pero menor a potencia máxima. La diferencia entre potencia y torque en ambos motores, debe marcar el comportamiento cinemático y dinámico del vehículo original en relación con el remodelado.

Por último, el rango fundamental de trabajo del motor, que es el comprendido entre la potencia máxima (W_N) y torque máximo (W_M), el cual influye en la elasticidad de frecuencia de rotación del motor como se verá más adelante, es sensiblemente mayor en el motor original, beneficiado por el comportamiento tanto del torque como de la potencia máxima. Esto debe incidir favorablemente sobre sus cualidades dinámicas y se verá relegado en los indicadores que determinan la relación motor-sistema de transmisión.

3.3.-La característica exterior de velocidad y los indicadores de elasticidad del motor.

Se comienza con el cálculo de los indicadores de elasticidad para ambos motores, utilizando las expresiones 1.3-1.5 y la expresión 1.9, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 3.2: Índices de elasticidad de los motores

| Índices de elasticidad | IVECO Cursor 13 | Weichai 615.44 |
|------------------------|-----------------|----------------|
| e_M | 1,63 | 1.22 |
| e_n | 2,50 | 1.47 |

| | | |
|-----------------|-------|-------|
| E | 4,08 | 1.79 |
| A _{Me} | 63,16 | 22.03 |

De los resultados, se concluye que:

- El IVECO exhibe mayor elasticidad de torque y de frecuencia de rotación. Esto lógicamente marca la diferencia en elasticidad total y coeficiente de adaptabilidad.
- La elasticidad de frecuencia de rotación en el motor original rebasa todos los estándares establecidos (1.3-2, ver Capítulo I), dado que tanto el torque como la potencia máxima se mantienen constantes en un amplio rango de frecuencias de rotación.
- La elasticidad de torque del motor original supera sensiblemente también los estándares (Tabla 1.1). Esto debe favorecer su estabilidad de movimiento ante cargas variables.
- No obstante lo anterior, como motor diesel convencional, el Weichai tiene buena elasticidad de torque, superior a los estándares de su clase que oscilan en diesel hasta 1.15.
- La mayor elasticidad de frecuencia de rotación le confiere al vehículo original mejores cualidades dinámicas con igual sistema de transmisión, en comparación con el vehículo remodelado.

A continuación se determina el rango de trabajo del motor. La frecuencia de rotación máxima se determina por la expresión 1.10 y la mínima por la expresión 1.12. Esta última requiere la determinación del radio dinámico (expresión 1.13).

Para la determinación de la característica exterior de velocidad del motor Weichai 615.44 se emplean las expresiones 1.1 y 1.2, determinando los coeficientes C_1 , C_2 y C_3 , por las expresiones de Litvinov & Farovin o Aragón Marrero, por ser un motor diesel convencional. Para el IVECO Cursor 13, hay que dividirlo en 3 etapas:

1. Desde W_{\min} hasta la frecuencia de rotación en que se inicia el torque constante. En este período se emplean las expresiones 2.4-2.5 propuestas por Aranzola Rodríguez para el cálculo del torque y la expresión 2.2 para el cálculo de la potencia.
2. El rango de frecuencias de rotación que abarcan el torque constante. En este la potencia se calcula por la expresión 2.2.
3. El rango de frecuencias de rotación que abarcan la potencia constante. En este el torque se calcula por la expresión 2.3.

En la tabla 3.3 se muestran los resultados de los parámetros que posibilitan el cálculo de la característica exterior de velocidad, para ambos motores.

Tabla 3.3: Parámetros para el cálculo de la característica exterior de velocidad

| Parámetros | IVECO Cursor 13 | Parámetros | Weichai 615.44 |
|---------------------------|-----------------|---------------------------|----------------|
| W_{\max} , 1/s | 261.80 | W_{\max} , 1/s | 230.38 |
| W_{\min} , 1/s | 47.38 | W_{\min} , 1/s | 63.44 |
| $W_{\max}-W_{\min}$, 1/s | 214.42 | $W_{\max}-W_{\min}$, 1/s | 166.95 |
| ΔW | 21.44 | ΔW | 16.69 |
| A | 3,56232 | C_1 | 0.20889 |

| | | | |
|----------|----------|----------------------|---------|
| B | -1,43768 | C₂ | 2.96665 |
| C | 6,25000 | C₃ | 2.17554 |

La mayor frecuencia de rotación del IVECO a potencia máxima, le confieren mayor frecuencia de rotación máxima y su mayor elasticidad de torque, menor frecuencia de rotación mínima. En este caso existen diferencias notables entre ambos motores en cuanto al rango fundamental de trabajo del motor (W_N - W_M , Ver tabla 3.1), y en cuanto a su rango total de trabajo, que va desde la frecuencia de rotación mínima hasta la máxima.

De tal forma, estamos en condiciones de calcular teóricamente la característica exterior de velocidad, cuyos resultados mostramos en la tabla 3.4, para ambos motores.

Tabla 3.4: Resultados del cálculo de la característica exterior de velocidad.

| IVECO Cursor13 | | | Weichai 615.44 | | |
|----------------|--|----------------|----------------|--|----------------|
| W_x , 1/s | N_{ex} , kW | M_{ex} , N.m | W_x , 1/s | N_{ex} , kW | M_{ex} , N.m |
| 47,38 | 67,95 | 1434,13 | 63,44 | 53,42 | 842,12 |
| 68,82 | 128,48 | 1866,78 | 80,13 | 76,63 | 956,32 |
| 90,27 | 186,75 | 2068,91 | 96,83 | 101,49 | 1048,17 |
| 104,72 | 220,02 | 2101,00 | 113,52 | 126,88 | 1117,67 |
| 123,92 | 260,36 | 2101,00 | 130,22 | 151,68 | 1164,81 |
| 143,12 | 300,69 | 2101,00 | 146,91 | 174,76 | 1189,60 |
| 160,00 | 336,16 | 2101,00 | 163,60 | 195,02 | 1192,04 |
| 197,47 | 337,12 | 1707,13 | 180,30 | 211,33 | 1172,13 |
| 218,92 | 337,12 | 1539,93 | 196,99 | 222,58 | 1129,87 |
| 240,36 | 337,12 | 1402,56 | 213,69 | 227,63 | 1065,25 |
| 261,80 | 337,12 | 1287,68 | 230,38 | 225,38 | 978,28 |
| 104.72 | $M_{emáx}$ calculado | 220.02 | 157.08 | $M_{emáx}$ calculado | 1193.75 |

La fila inferior nos muestra el cálculo del torque para la frecuencia de rotación de torque máximo. De esta forma se comprueba, al comparar el valor de $M_{emáx}$ calculado con el que se muestra en la tabla 3.1, la exactitud de la determinación teórica. En ambos casos hay coincidencia total.

Como puede apreciarse en todo el rango de frecuencias de rotación, el torque que entrega el motor IVECO Cursor 13, para valores similares de frecuencia de rotación, son muy superiores a los del Weichai 615.44. Al mantenerse el mismo sistema de transmisión esto va a determinar, sin lugar a dudas, el mejor comportamiento dinámico del vehículo original.

A continuación se muestra, en la figura 3.1, las características exteriores de velocidad de ambos motores.

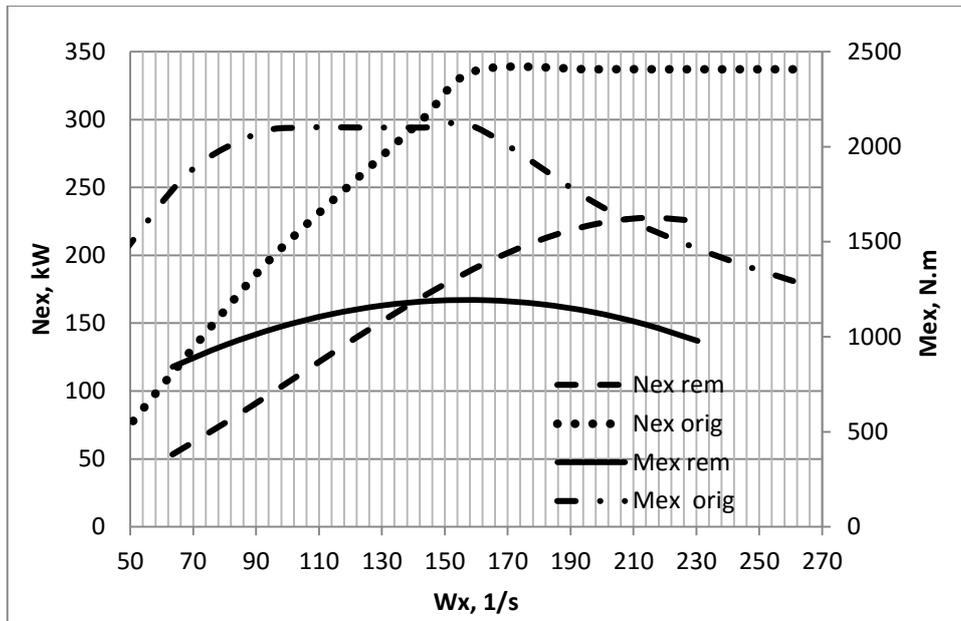


Fig. 3.1. Características exteriores de velocidad del motor original y utilizado en la remodelación.

En la figura pueden apreciarse claramente: 1).-los mayores indicadores de salida del motor original (potencia y torque) en todo el rango de frecuencias de rotación; 2).-el comportamiento del torque y la potencia en el motor original, atípico en relación con los motores convencionales. El control electrónico de la inyección implica mayor precisión en la dosificación, empleo de múltiples inyecciones, ajuste del tiempo de inyección, sensores que registran el comportamiento del motor, todo lo cual permite mayores posibilidades de ajuste de la curva a las necesidades, que posibilita ampliar la diferencia entre W_N y W_M , lo cual determina su mayor elasticidad de frecuencia de rotación. Esto debe incidir en las cualidades de explotación del vehículo original en comparación al remodelado.

3.4-La determinación de la característica tractiva del vehículo y los indicadores que evalúan la relación motor-sistema de transmisión.

A partir de la característica exterior de velocidad, la característica tractiva se construye con las expresiones convencionales relacionadas en el epígrafe 1.3. Las características tractivas del vehículo original y el remodelado se muestran en las figuras 1 y 2 del Anexo 2.

Puede apreciarse que en el vehículo original (Figura 1 del Anexo 2), las dos primeras marchas se encuentran separadas de la característica ideal, mientras el resto de las marchas se ajustan perfectamente a esta. Aunque esto afecte las áreas de ausencia de potencia, estas son marchas que se utilizan generalmente en forma momentánea, para lograr el adecuado cambio de marcha. No obstante, debe existir buen aprovechamiento del área ideal. El comportamiento de las curvas reales de fuerza tractiva auguran altos valores de selectividad. Las velocidades reales, deben ser

superiores en el vehículo original, tanto por su mayor valor de frecuencia de rotación a potencia máxima como por su mayor torque en todo el rango de frecuencias de rotación. El solape entre marchas se aprecia adecuado en ambos vehículos, aunque debe ser ligeramente mayor en el vehículo original. En el vehículo remodelado (Figura 2 del Anexo 2) también se produce una cierta separación de las curvas reales de la 1ra y 2da marcha en relación con la curva ideal. En el resto de las marchas el comportamiento es normal. No deben existir dificultades ni con el aprovechamiento de las áreas de ausencia de potencia, ni con el solape ni la selectividad.

A continuación se calculan los indicadores que valoran la relación motor-sistema de transmisión. Dadas las características del motor IVECO Cursor 13 no podemos utilizar los resultados de integración de las curvas reales mostradas en el capítulo I, para el cálculo del coeficiente de aprovechamiento del área ideal. Hay que realizar la misma división, en 3 rangos de frecuencia de rotación, y determinar el área bajo cada una de las 8 marchas por integración y comparar con la curva ideal, la cual no depende del tipo de motor empleado.

Los rangos de frecuencias de rotación en el caso de este vehículo son los siguientes:

1. El rango de frecuencias de rotación que va desde W_{\min} (47.38 1/s) hasta el menor valor de W_M (104.72 1/s).
2. El rango de frecuencias de rotación a torque máximo constante ($M_{em\acute{a}x}$), es decir, desde 104.72-162.32 1/s.
3. El rango de frecuencias de rotación a potencia máxima constante ($N_{em\acute{a}x}$), es decir, desde 162.32-261.80 1/s

En la figura 3.2 se muestran enmarcadas las 8 áreas bajo la curva que se van a calcular en el caso del vehículo original.

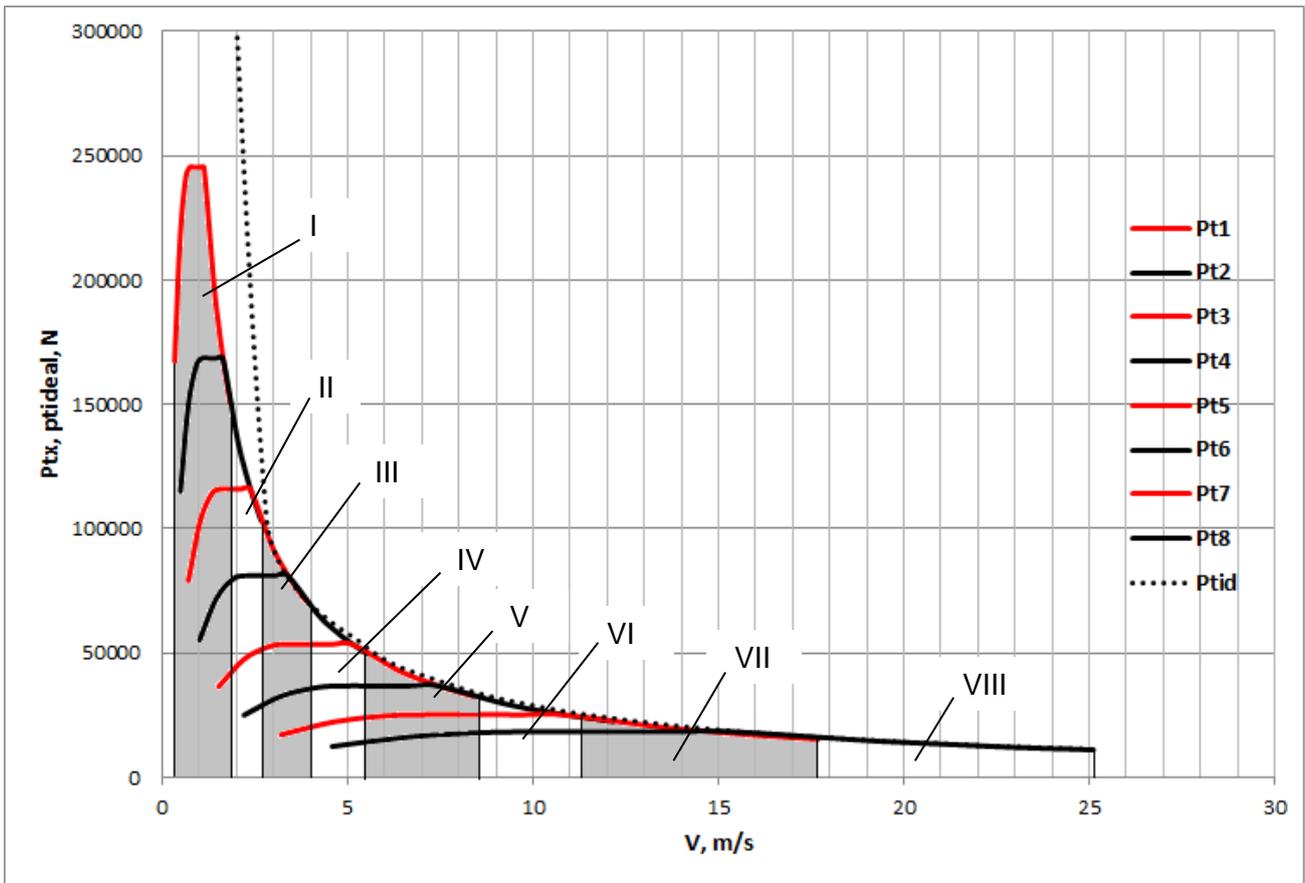


Fig. 3.2. Áreas bajo las curvas reales en la característica tractiva, en cada una de las marchas del vehículo original.

Como existe un solape entre marchas, puede apreciarse que en el único caso en que se tiene que calcular el primero y segundo rango de frecuencias de rotación es en 1ra marcha, pues de la 2da marcha en adelante el área bajo la curva la define el rango de frecuencias de rotación para potencia máxima constante.

A continuación los resultados de integración obtenidos:

1.-En el rango de frecuencias de rotación que van desde la $W_{\text{mín}}$ hasta el menor valor de W_M :

En este rango de frecuencias de rotación la expresión que se aplica para el cálculo de la fuerza

$$P_{tx} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{Ci}}$$

tractiva es la conocida expresión 1.14:

Como ya expresamos la eficiencia al patinaje (η_s), para cálculos prácticos la literatura especializada recomienda asumirlo en el rango entre 0.9-1.0. Hasta el momento, en los cálculos realizados se ha asumido igual a 1.

Como quiera que este cálculo se realizará sólo en primera marcha, la eficiencia mecánica de la transmisión, calculada según la expresión 1.15, brinda resultados cuya variación puede despreciarse, y considerar como constante la eficiencia, lo cual simplificaría los cálculos, que de por sí van a resultar complejos. Para ilustrar lo anterior, en la siguiente tabla se muestran los resultados del cálculo de eficiencia y fuerza tractiva para 1ra marcha. Se resaltan los cálculos de eficiencia en el rango de frecuencias de rotación que se está analizando.

Tabla 3.5. Resultados del cálculo de eficiencia mecánica de la transmisión para 1ra marcha.

| Wx | Nex | Mex | V1, m/s | V1, km/h | Efic1 | Pt1 |
|--------|--------|---------|---------|----------|---------------|------------------|
| 47.38 | 67.95 | 1434.13 | 0.33 | 1.19 | 0.8169 | 167363.64 |
| 68.82 | 128.48 | 1866.78 | 0.48 | 1.73 | 0.8171 | 217889.49 |
| 90.27 | 186.75 | 2068.91 | 0.63 | 2.27 | 0.8171 | 241494.62 |
| 104.72 | 220.02 | 2101.00 | 0.73 | 2.64 | 0.8171 | 245241.95 |
| 123.92 | 260.36 | 2101.00 | 0.87 | 3.12 | 0.8171 | 245241.21 |
| 143.12 | 300.69 | 2101.00 | 1.00 | 3.61 | 0.8171 | 245240.48 |
| 160.00 | 336.16 | 2101.00 | 1.12 | 4.03 | 0.8171 | 245239.83 |
| 197.47 | 337.12 | 1707.13 | 1.38 | 4.98 | 0.8170 | 199240.50 |
| 218.92 | 337.12 | 1539.93 | 1.53 | 5.52 | 0.8169 | 179712.43 |
| 240.36 | 337.12 | 1402.56 | 1.68 | 6.06 | 0.8169 | 163668.32 |
| 261.80 | 337.12 | 1287.68 | 1.83 | 6.60 | 0.8168 | 150252.15 |

Para los cálculos se asumirá $\eta_0 = 0.8171$. Por todo lo anterior, la única variable en la integración, para determinar el área bajo la curva en este rango de frecuencias de rotación es el torque, cuya expresión, dada la caída de la curva de fuerza tractiva, es la propuesta por Aranzola Rodríguez (expresión 2.4), la cual puede expresarse en función de la velocidad.

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

$$a = \frac{(e_n - 1)^2}{e_M - 1}; \quad b = \frac{e_n^2 + 1 - 2 \cdot E}{e_M - 1}; \quad c = e_n^2; \quad V_N = W_N \cdot r_d \cdot i_{ci}$$

$$\text{Por tanto: } \int_{V_{m\acute{i}n}}^{V_M} P_{tx} \cdot dV = \frac{\eta_0}{r_d \cdot i_{ci}} \cdot \int_{V_{m\acute{i}n}}^{V_M} M_{ex} \cdot dV \quad (3.1)$$

Se designa:

$$\begin{aligned} M_{em\acute{a}x} \cdot a / V_N &= D \\ c / V_N^2 &= A \\ b / V_N &= B \\ 1 &= C \\ V_M &= W_M \cdot r_d \cdot i_{ci} \end{aligned}$$

Como D = constante, sale fuera de la integral, que quedaría como:

$$\int_{V_{\min}}^{V_{M1}} P_{tx} \cdot dV = \frac{\eta_0 \cdot M_{em\acute{a}x} \cdot a}{V_N \cdot r_d \cdot i_{ci}} \cdot \int_{V_{\min}}^{V_{M1}} \frac{V}{AV^2 + BV + C} \cdot dV \quad (3.2)$$

Dónde: V_{M1} - es la velocidad que se obtiene con el menor valor de W_M

La integral se resuelve de la forma siguiente:

$$\int_{V_{\min}}^{V_{M1}} \frac{V}{AV^2 + BV + C} \cdot dV = \frac{1}{2 \cdot A} \cdot \log|AV^2 + BV + C| - \frac{B}{2 \cdot A} \cdot \int_{V_{\min}}^{V_{M1}} \frac{dV}{AV^2 + BV + C} \quad (3.3)$$

Dentro de esta solución, la integral:

$$\int_{V_{\min}}^{V_{M1}} \frac{dV}{AV^2 + BV + C} = \frac{1}{\sqrt{B^2 - 4AC}} \cdot \log \left| \frac{2AV + B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2AV + B + \sqrt{B^2 - 4AC}} \right| \quad \text{Para } B^2 > 4AC \quad (3.4)$$

$$\int_{V_{\min}}^{V_{M1}} \frac{dV}{AV^2 + BV + C} = \frac{1}{\sqrt{4AC - B^2}} \cdot \arctg \frac{2AV + B}{\sqrt{4AC - B^2}} \quad \text{Para } B^2 < 4AC \quad (3.5)$$

2.-En el rango de frecuencias de rotación a torque máximo constante ($M_{em\acute{a}x}$):

En este rango de frecuencias de rotación la fuerza tractiva permanece prácticamente constante, pues el torque es constante y la baja frecuencia de rotación reduce las variaciones en la eficiencia mecánica de la transmisión (Ver expresión 1.15). En la tabla 3.5, anteriormente mostrada, se resalta la variación de la fuerza tractiva en el rango de frecuencias de rotación analizado. Puede observarse también, que por las razones expuestas la η_0 es prácticamente constante.

Por tanto, la determinación de P_{tx} se reduce a:

$$\int_{V_{M1}}^{V_{M2}} P_{tx} \cdot dV = \frac{\eta_0 \cdot M_{ex}}{r_d \cdot i_{ci}} \cdot \int_{V_{M1}}^{V_{M2}} dV = \frac{\eta_0 \cdot M_{ex}}{r_d \cdot i_{ci}} \cdot (V_{M2} - V_{M1}) \quad (3.6)$$

Dónde: V_{M2} – es la velocidad que se obtiene con el mayor valor de W_M

3.-En el rango de frecuencias de rotación a potencia máxima constante ($N_{em\acute{a}x}$):

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

En este rango, el torque se calcula según:

Si bien en la 1ra marcha, por lo mostrado en la tabla 3.5, la eficiencia se mantiene, al igual que en los casos anteriores, prácticamente constante, en el resto de las marchas no sucede así, por tanto, vamos a buscar una expresión válida para todas las marchas.

$$P_{tx} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_0}{r_d \cdot i_{ci}} = \frac{M_{ex} \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci}} - (2 + 0.09 \cdot V) \cdot G \cdot 10^{-3} = \frac{N_{ex} \cdot \chi \cdot 10^3}{V} - (2 + 0.09 \cdot V) \cdot G \cdot 10^{-3}$$

Con esta expresión de P_{tx} la integral queda como:

$$\int_{V_1}^{V_2} P_{tx} \cdot dx = N_{ex} \cdot \chi \cdot 10^3 \cdot \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} - 2 \cdot 10^{-3} \cdot G \cdot \int_{V_1}^{V_2} dV - 9 \cdot 10^{-5} \cdot G \cdot \int_{V_1}^{V_2} V \cdot dV \quad (3.7)$$

$$\int_{V_1}^{V_2} P_{tx} \cdot dx = N_{ex} \cdot \chi \cdot 10^3 \cdot \log(V_2 - V_1) - 2 \cdot 10^{-3} \cdot G \cdot (V_2 - V_1) - 4.5 \cdot 10^{-5} (V_2^2 - V_1^2) \quad (3.8)$$

A continuación se realiza una definición de los límites de integración para la primera marcha y para el resto de las marchas.

| Para la 1ra marcha: | |
|------------------------------|--|
| V_1 | - es la velocidad obtenida para la mayor W_M , o sea, es igual a V_{M2} . |
| V_2 | - es la velocidad que se obtiene para la $W_{m\acute{a}x}$, es decir, para la mayor W_N . |
| Para el resto de las marchas | |
| V_1 | - es la velocidad máxima de la marcha precedente ($V_{m\acute{a}x\ i-1}$) |
| V_2 | - es la velocidad máxima de la marcha en cuestión ($V_{m\acute{a}x\ i}$) |

A continuación se muestran los resultados del cálculo del coeficiente de aprovechamiento del área ideal para el vehículo analizado, en el cual $B^2 < 4AC$.

Tabla 3.6. Resultados de la determinación de las áreas reales e ideales bajo las curvas

| Área real | 1ram | 2dam | 3ram | 4tam | 5tam | 6tam | 7mam | 8vam |
|------------|-------------------|----------|----------|----------|----------|----------|---------|----------|
| Área 1 | 419761.27 | | | | | | | |
| Área 2 | 98876.28 | | | | | | | |
| Área 3 | 52503.74 | 44916.55 | 44890.49 | 42918.11 | 49926.85 | 45090.07 | 45517.3 | 43732.26 |
| Área total | 888132.95 | | | | | | | |
| Área ideal | 1258375.40 | | | | | | | |

Con estos resultados se calcula el coeficiente de aprovechamiento del área que mostramos en la tabla 3.7. Las expresiones para la determinación del coeficiente de recubrimiento y el de selectividad no sufren alteración.

Tabla 3.7. Coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión en ambos vehículos

| Indicador | Vehículo original | | Vehículo modificado | |
|-----------|-------------------|----------|---------------------|----------|
| | Calculado | Estándar | Calculado | Estándar |
| S_a | 70.58 | 76.08 | 81.98 | 82.91 |
| S_o | 60.58 | 67.61 | 55.67 | 56.82 |
| S_e | 120.13 | 56.91 | 53.98 | 47.26 |

En cuanto al coeficiente de aprovechamiento del área ideal:

- En el vehículo original, el coeficiente brinda resultados menores que los estándares en un 7.79%. Se obtiene una buena adecuación a la característica ideal desde la marcha 3ra a la 8va, pero la separación en las marchas 1ra y 2da en relación con la ideal, provoca que estos

valores no sean más altos, dada la importancia que tiene la característica real de 1ra marcha en la determinación del coeficiente.

- La diferencia que se establece con el estándar en el vehículo remodelado, es de -1.13%, lo cual se considera favorable, pues se encuentra en el rango de $\pm 5\%$, considerado como adecuado.
- En valores absolutos el vehículo remodelado posee mayor coeficiente que el vehículo original.

En cuanto al coeficiente de recubrimiento:

- Tanto en el vehículo original como en el remodelado, el coeficiente brinda resultados menores que los estándares.
- La diferencia es mayor en el caso del vehículo original (-11.59%), en lo cual incide su mayor rango de frecuencias de rotación y el comportamiento de las curvas de 1ra y 2da marcha, que son marchas intermedias, por lo cual se considera no dificulte el confort en los cambios de marcha.
- En el vehículo remodelado la diferencia es pequeña (-2.06%), que se encuentra dentro del $\pm 5\%$ que se considera adecuado.

En cuanto al coeficiente de selectividad:

- En ambos vehículos se logran mayores valores que en el estándar, siendo muy superiores en el vehículo original dado la forma de su curva de torque, que incide directamente en la de fuerza tractiva. En este caso se logra un montaje entre curvas que garantiza valores mayores del 100%
- Este coeficiente tiene gran incidencia en el consumo y en la posibilidad de alcanzar mayores velocidades de movimiento.
- No obstante lo anterior, el coeficiente de selectividad alcanza altos valores en el vehículo remodelado (+12%).

3.5.-Definición de los regímenes más adecuados de movimiento.

En las tablas 2 y 3 del Anexo 2, se muestran los resultados del cálculo del consumo de combustible en la marcha superior para ambos vehículos, dado que la marcha superior es directa y no tiene objetivo presentar la 7ma marcha, que es una marcha intermedia. Se muestran también las curvas de consumo recorrido en la 8va marcha, para el vehículo original (figura 3 del Anexo 2) y el vehículo modificado (figura 4 del Anexo 2). El consumo recorrido de combustible se calcula según las expresiones mostradas en el epígrafe 1.4.

De las mismas se evidencia:

En el vehículo original:

- La fila ennegrecida en la tabla 1 del Anexo 2, muestra un régimen imposible de alcanzar, dado que el coeficiente de aprovechamiento de la potencia se hace mayor que la unidad.

- Dadas sus mejores cualidades dinámicas, el trabajo en **8va marcha** se realiza con coeficientes de aprovechamiento de la potencia relativamente bajos hasta velocidades próximas a los 70 km/h. Por ello los indicadores de consumo de combustible que se alcanzan en todo el rango de velocidades son relativamente altos (Tabla 1 del Anexo 2).
- Los menores valores de consumo recorrido se alcanzan para velocidades entre 20 m/s (72 km/h) y 23 m/s (82.8 km/h) con A_p entre 0.60 a 0.848, lo cual se corresponde con los rangos que la bibliografía establece para alcanzar los mínimos valores de consumo de combustible.
- El menor consumo recorrido se alcanzan para la velocidad de 79 km/h (52.07 L/100km) con un coeficiente de aprovechamiento de la potencia $A_p = 0.70$
- La figura 3 del Anexo 2 muestra el comportamiento del consumo recorrido y la línea de puntos vertical indica la velocidad máxima de movimiento en esa marcha.

En el vehículo remodelado:

- Dados los menores indicadores de salida del motor alcanza mejores indicadores de aprovechamiento de la potencia en **8va marcha** (Tabla 2 del Anexo 2), que en el vehículo original.
- Las dos filas ennegrecidas muestran los regímenes de movimiento imposibles de alcanzar, dado que el coeficiente de aprovechamiento de la potencia se hace mayor que la unidad.
- La característica de consumo recorrido en este vehículo es prácticamente ascendente, razón por la cual no puede hablarse de un consumo mínimo. (Ver figura 4 del Anexo 2)
- Para un amplio rango de velocidades de movimiento el vehículo remodelado alcanza menores valores del indicador de consumo recorrido, dado sus mayores A_p .

Para lograr mayor claridad en la explicación, a continuación, para ambos vehículos, original y remodelado, en las figuras 3.3 y 3.4 se muestra el comportamiento en 8va marcha de la fuerza tractiva y la resistencia sumaria (figura 3.3) y del consumo recorrido (figura 3.4), en forma gráfica.

En la figura 3.3 se aprecia que en 8va marcha, para gran parte del rango de velocidades de movimiento el vehículo original presenta apreciable mayor reserva de fuerza tractiva que el vehículo remodelado. Por esta razón sus coeficientes de aprovechamiento de la potencia en un amplio rango de velocidades de movimiento son relativamente bajos.

En la figura 3.4 junto con las curvas de consumo recorrido de combustible en 8va marcha para el vehículo original y el remodelado, se muestran unas líneas verticales, que indican la velocidad máxima para cada vehículo: la línea discontinua para el vehículo remodelado y la continua para el original.

Debido a la forma de la curva del torque en el motor original, apreciable en la figura 3.1, en un determinado rango de velocidades el coeficiente de aprovechamiento de la potencia es bajo y por ello el consumo es mayor en el vehículo original que en el remodelado. Para velocidades por encima de los 68 km/h, se hace menor en el vehículo original debido a favorables valores del

coeficiente de aprovechamiento de la potencia. Debido a los menores indicadores de salida, la velocidad máxima del vehículo remodelado es menor que del vehículo original.

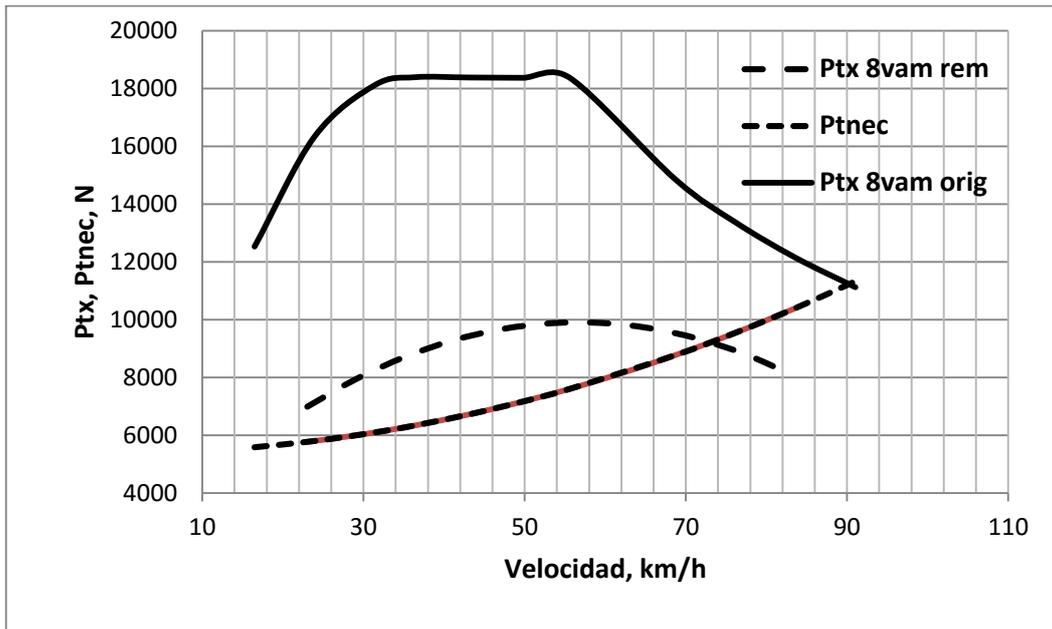


Fig. 3.3. Balance de fuerza tractiva y resistencia sumaria para ambos vehículos en 8va marcha.

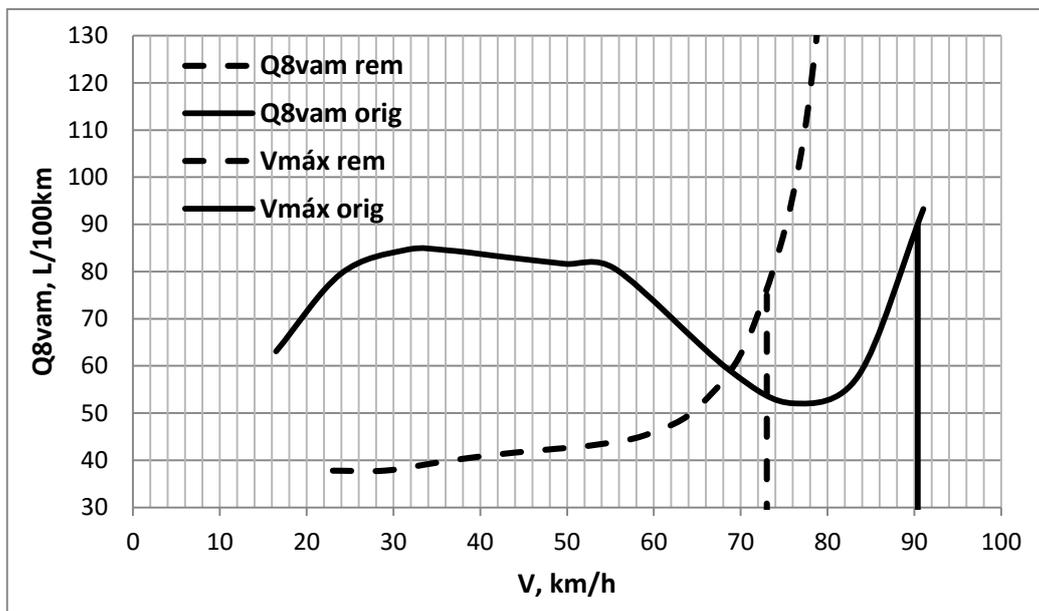


Fig. 3.4. Comportamiento del consumo recorrido en 8va marcha para ambos vehículos

Puede verse la tendencia del consumo del vehículo original a continuar descendiendo hasta la velocidad de 79 km/h en que alcanza el mínimo consumo en 8va marcha.

Ahora bien, dado que el rendimiento tiene gran incidencia en los costos, independientemente del costo del combustible, que es un elemento dentro de los costos de operación, el vehículo original puede alcanzar en la marcha superior velocidad máxima de 90.5 km/h (25.14 m/s).

En el caso del vehículo remodelado, en marcha superior, puede alcanzar una velocidad máxima de 73 km/h (20.28 m/s). Estas velocidades máximas están determinadas por el método gráfico (Ver figuras 5 y 6 del Anexo 2)

Hay que recalcar que esta valoración se realiza en condiciones críticas, es decir, para las cargas máximas del remolque (carga útil de 30t), por lo que con cargas más moderadas el vehículo remodelado puede alcanzar mayores velocidades.

3.6. El análisis de los indicadores dinámicos de la máquina automotriz.

En este epígrafe las capacidades máximas de aceleración se determinan por las expresiones de la 2.12-2.22 propuestas en este trabajo. El resto de los indicadores se calculan por las expresiones normales presentadas en el epígrafe 1.6.

A continuación los resultados obtenidos:

| Parámetro | Vehículo original | Vehículo remodelado |
|---|-------------------|---------------------|
| $dV/dt_{m\acute{a}x}$, m/s^2 | 0.4203 | 0.2246 |
| $\alpha_{m\acute{a}x}$, grados | 32.28 | 16.58 |
| $dV/dt_{m\acute{a}xms}$, m/s^2 | 1.7915 | 0.0724 |
| $dV/dt_{m\acute{a}x60\text{ km/h}}$, m/s^2 | 1.1813 | 0.0448 |

Como es de suponer los parámetros dinámicos del vehículo original son superiores a los del vehículo remodelado: mayor capacidad de aceleración en diferentes condiciones y mayores pendientes a ascender a partir del reposo. No obstante, si partimos de las grandes cargas para las cuales se calculan estos parámetros podemos evaluar de satisfactorios también los resultados alcanzados por el vehículo remodelado.

3.7.-Evaluación de las cualidades de estabilidad de la máquina automotriz

Como no existe una diferencia sensible de peso entre el motor original y el remodelado, no existe necesidad de realizar comprobaciones de estabilidad, pues para las grandes cargas que soporta el conjunto, cualquier variación de peso en el motor, no altera sensiblemente las reacciones en los apoyos ni las coordenadas del centro de gravedad.

No obstante, como no se han podido adquirir las reglamentaciones referentes a las velocidades críticas en curvas, aplicadas nacionalmente, no se puede definir en los proyectos, si hay violaciones con referencia a lo establecido. Por ello, adjuntamos en la tabla 3 del Anexo I, una norma internacional para carreteras y autopistas.

3.8.-Determinación de las cualidades de frenado de la máquina automotriz.

El vehículo original estaba concebido para transportar las grandes cargas que hemos empleado en los cálculos precedentes, luego siendo las velocidades posibles de movimiento menores en el

vehículo remodelado que en el original, no existiendo variaciones sensibles de carga en los puentes ni de las coordenadas del centro de gravedad con el cambio de motor, no existe necesidad de realizar comprobaciones de cualidades de frenado.

3.9.-Cálculos de resistencia en el vehículo remodelado.

La remotorización se realiza sin necesidad de realizar modificaciones constructivas, por lo que resulta innecesario realizar cálculos de comprobación de resistencia en la adaptación.

Los elementos del sistema de transmisión en el vehículo remodelado estarán sometidos a menores cargas que en el vehículo original, dado los menores parámetros de salida del motor Weichai 615.14, por lo que resulta innecesario realizar re-cálculos del embrague, caja de velocidad, barra de transmisión o puente motriz.

En las figuras 1-8 del Anexo 3, se muestran fotos con detalles del vehículo remodelado

3.10.-Conclusiones parciales.

Al finalizar el capítulo se concluye:

- El comportamiento de la característica exterior de velocidad del motor IVECO Cursor 13, como Common Rail, en este caso es más claro. En otros casos, dada lo complejo de la característica exterior de velocidad, se hace necesario contar con el gráfico de comportamiento.
- A pesar de que decrecen las cualidades dinámicas en el vehículo remodelado, la remodelación propuesta es factible técnicamente, no representando un problema para la circulación vehicular. El vehículo remodelado puede cumplir sus funciones, aún en las peores condiciones de carga.
- Lo anterior se hace más patente, cuando recordamos que el análisis anterior se ha realizado para un vehículo en condiciones extremas de carga (30 t de carga útil y más de 44 t de peso total), lo que asegura mejores condiciones de movimiento, para condiciones de carga menos exigentes. En el peor de los casos, la reducción de velocidad de movimiento resulta dentro de límites razonables para vehículos con tales condiciones de carga.
- Como se reducen los parámetros de salida del motor, no se modifica sistema de transmisión, peso ni estructura del vehículo, se prescinde por tanto, de los análisis de estabilidad, frenado y resistencia mecánica.

CONCLUSIONES GENERALES

Al concluir el trabajo se concluye:

- El trabajo de diploma cumple con los objetivos propuestos.
- La redefinición de los acápites contentivos del proyecto, es más racional y adecuado a las necesidades y evita la repetición de conclusiones.
- La definición de nuevos rangos de variación de los coeficientes de elasticidad, si bien no definitiva, constituye un paso de avance, al mostrar rangos de variación más atemperados a los motores modernos.
- En el trabajo se muestra una de las dificultades fundamentales con los Common Rail, que es el cálculo del coeficiente de aprovechamiento del área ideal, dado que la forma atípica de la curva de torque, y por tanto, de las curvas de fuerza tractiva en cada una de las marchas, obliga a desarrollar soluciones individuales en la integración del área bajo las curvas reales en cada una de las marchas.
- La utilización de este vehículo como estudio de caso, responde a la presencia cada día más frecuente de motores Common Rail con características semejantes, luego los desarrollos realizados, pudieran servir como modelos para motores con características exteriores de velocidad semejantes.
- Las nuevas expresiones utilizadas para el cálculo de la capacidad de aceleración en diferentes condiciones, muestran su validez, al no existir contradicciones entre el valor de la capacidad máxima de aceleración en marcha superior y la capacidad de aceleración determinada para 60 km/h en esa marcha.

RECOMENDACIONES

Al concluir el trabajo se realizan las siguientes recomendaciones:

- Aplicar las modificaciones introducidas en los nuevos proyectos que se ejecuten.
- El motor IVECO Cursor 13, no incluido en la base de datos, dadas sus características de funcionamiento, rebasa incluso los nuevos estándares establecidos para los coeficientes de elasticidad, lo que indica la necesidad de continuar ampliando la base de datos con motores modernos, en lo fundamental Common Rail, para arribar al establecimiento de rangos de variación más adecuados.
- Utilizar la nueva base de datos que se elabore para redefinir los estándares de los coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión.
- Introducir el ciclo básico modificado, como método para evaluar comparativamente los vehículos originales contra los remodelados.
- Crear una base de datos de vehículos ligeros, para ampliar el trabajo que se viene realizando con los vehículos pesados a los ligeros.

BIBLIOGRAFÍA

- Aragón Marrero, R. (1988). *Metodología de evaluación técnica de oferta de automóviles de carga* (Tesis en opción al grado científico de Dr. En Ciencias Técnicas). Instituto Superior Técnico José Antotnio Echevarría, Habana, Cuba.
- Aranzola Rodríguez, M. J. (2011). *Modelación Matemática de las características exteriores de velocidad de los motores de combustión interna diesel* (Tesis en opción al grado académico de Master en Matemática Aplicada.). Universidad de Cienfuegos «Carlos Rafael Rodríguez», Facultad de Ingeniería, Departamento de Matemáticas.
- Camión Argentino. (2012). Datos técnicos del camión IVECO Eurocargo 170E21. Camión Argentino. Recuperado a partir de <http://camionargentino.blogspot.com/2012/03/iveco-eurocargo-170e22170e22t.html>
- Cárdenas Garnier, M. (2008). Criterios y metodología para la determinación de los parámetros dinámicos y cinemáticos para la remotorización. *Ingeniería Mecánica, ISPJAE*, (No. 2), 29-34.
- Castellanos Alonso, J. (2015). *Cálculo y diseño de la transmisión de un automóvil* (Tesis de Grado en Ingeniería Mecánica). Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial, Bilbao, España.
- Chacón Yanez, G. P., & Toapanta Toapanta, S. O. (2009). *Evaluación técnica de la remotorización del camión Kamaz con motor y caja de velocidades Mercedes Benz* (Trabajo de grado en opción del título de Ingeniero Mecánico). Universidad de Pinar del Río «Hermanos Saíz Montes de Oca», Pinar del Río, Cuba.
- Del Sol Morales, A. (2014). *Coeficientes de evaluación de la relación motor-sistema de transmisión* (esis en opción al título de Ingeniero Mecánico). Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos Cuba.
- Echaveguren, T., & Arellano, D. (2015). Análisis estadístico de la velocidad de operación de vehículos pesados en pendientes ascendentes. *Obras y Proyectos*, (No. 18), 1-22.

- FD Power. (2007). Diesel engine for vehicle: Cummins, IVECO, Deutz, Isuzu y Perkins. FD Power LTd. Recuperado a partir de • <http://www.diesel-engine.cn/vehicle-diesel-engine.htm>
- FENERCOM. (2014). *Guía de eficiencia energética en la movilidad y en el transporte urbano*. España: Fundación de Energía de la Comunidad de Madrid. Recuperado a partir de <http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-de-Eficiencia-Energetica-en-la-Movilidad-y-el-Transpsorte-Urbano-fenercom-2014.pdf>
- Flores Corzo, V. (2014). ¿Qué son las reformas de importancia en el vehículo? *Circula seguro, publicación sobre seguridad vial*, 1-4.
- Fuentes Vega, J. R., Cogollos Martínez, J. B., Millo Carmenate, V., & Pérez Gálvez, R. (2015). Modelación matemática de ciclos de viaje e indicadores dinámicos y de consumo para vehículos pesados. En *Ponencia*. Instituto Politécnico Nacional, Ciudad México.
- Fuentes Vega, J. R., Cogollos Martínez, J. B., & Pérez Gálvez, R. (2010). *Eficiencia energética en el Transporte Automotor*. Habana, Cuba: Félix Varela.
- Fuentes Vega, José R., Pérez Gálvez, R., Millo Carmenate, V., & Cogollos Martínez, J. B. (2017b). *Remotorización del camión cuña International Pro Sleeper con el motor diesel Weichai 615.44*. (Proyecto de remodelación) (p. 35). Cienfuegos Cuba: Universidad de Cienfuegos.
- Fuentes Vega, José R., Pérez Gálvez, R., Millo Carmenate, V., & Cogollos Martínez, J. B. (2017c). *Remotorización del camión Zil-130 con el motor diesel Yuchai YC6108Q*. (Proyecto de remodelación) (p. 34). Cienfuegos Cuba: Universidad de Cienfuegos.
- Fuentes Vega, José Ramón, Pérez Gálvez, R., Millo Carmenate, V., & Cogollos Martínez, J. B. (2017a). *Remodelación del Kamaz 740.31 con un furgón de paredes aislantes para la transportación de productos lácteos*. (Proyecto de remodelación) (p. 36). Cienfuegos, Cuba: Universidad de Cienfuegos.
- Fuentes Vega, J.R., Pérez Gálvez, R., Cogollos Martínez, J. B. imero., & Botana Beltrán, L. O. (2016). Determinación teórica de la frecuencia de rotación mínima en movimiento estable, su

- aplicación. (pp. 1-10). Presentado en Taller Internacional de Energía y Medio Ambiente, Universidad de Cienfuegos: Universo Sur.
- Jazar, Reza N. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and applications*. New York, E. U.: Springer.
- Litvinov, A. S., & Farovin, Y. E. (1989). *El automóvil: : Teoría de cualidades de explotación*. Moscú, URSS: Construcción de Maquinarias.
- López Milán, E., & Méndez Calzadilla, E. (2008). La Remotorización diesel en los camiones Zil 130: un análisis técnico de factibilidad. *Revista Ciencia Holguín*, XIV(No. 2), 7-16.
- Marimón Entenza, M., Hernández Suárez, L. R., Aguiar Trujillo, L., & Serradet Gómez, Y. (2013). Contaminación del medio ambiente y remotorización. *Revista Científica Avances*, 15(No. 2), 207-2014.
- Martesans Parellada, A. (2008). Eficiencia energética. *Habitat*. Recuperado a partir de <http://habitat.aq.upm.es/temas/a-eficiencia-energetica.html>
- Martínez Rodríguez, J. (2016). *Optimización de las relaciones de transmisión de un vehículo de competición utilizando el software AVL Cruise* (Master en Ingeniería de Automoción). Escuela Ingenierías Industriales, Valladolid, España.
- Mastinu, Giampiero, & Ploechl, Manfred. (2014). *Road and off-road vehicle system dynamics Handbook*. Florida, United State: CRC Press and Taylor & Francis Group.
- Millo Carmenate, V. (2003). *Establecimiento de criterios para la selección y/o comparación de camiones diesel* (Tesis en opción al grado científico de Doctor en Ciencias Técnicas (Ph.D)). Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos, Cuba.
- Mirabal Consuegra, J. L. (2015). *Coefficientes de evaluación de la relación motor-sistema de transmisión* (Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico). Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos, Cuba.
- Pacejka, Hans B. (2012). *Tire and vehicle dynamics* (3ra ed.). UK: Elsevier.

- Pérez Gálvez, R. (2007). *Modelación de ciclos de viaje e indicadores dinámicos y de consumo para vehículos pesados* (Tesis en opción al título de Dr. en Ciencias Técnicas (Ph.D.)). Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos, Cuba.
- Pérez Gálvez, R., Fuentes Vega, J. R., Cogollos Martínez, J. B., & Toledo Borrego, A. (2010). Evaluación de la eficiencia energética de vehículos pesados en el ciclo de movimiento básico modificado. *Revista Ingeniería Mecánica*, 13(No. 1), 49-58.
- Plá de la Rosa, J. L. (2007). Políticas de ahorro energético en el sector del transporte. *Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, de la Secretaría de Ahorro de Energía del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio*, 1-30.
- Popp, Karl, & Schiehlen, Werner. (2010). *Ground vehicle dynamics*. Germany: Springer.
- Rafael, M., Lozano, A., Cervantes, J., Mucino, V., & López-Cajún, C. S. (2009). A method for powertrain selection of heavy-duty vehicles with fuel savings. *Inder Science Online*, 18-29.
- Rafael Morales, M. Y., & Cervantes de Gortari, J. (2004). La selección del tren motriz basado en la eficiencia energética para vehículos de servicio pesado. *Ingeniería, Investigación y Tecnología*, V(001), 49-58.
- Real Decreto 866. (2016). *Manual de reformas de vehículos* (Ministerio de Industria, Energía y Turismo). España.
- Rill, Georg. (2003). *Vehicle dynamics*. Germany. Recuperado a partir de <http://homepages.fh-regensburg.de/%7Erig39165/>
- Salazar Vilches, rafael. (2016). *Cálculo y diseño de la transmisión de un coche* (Tesis de Grado en Ingeniería Mecánica). Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial, Bilbao, España.
- Trentadue, C., & Carranza, H. (2014). La eficiencia energética en el transporte, un megayacimiento posible. *Petrotecnica*, 14-37.
- USI. (2010). Eficiencia energética en el transporte de carga por carretera. *Boletín FAL, Unidad de Servicios de Infraestructura*, No. 281(No. 1), 8.

Vázquez Vega, D., Fabela Gallegos, M. J., & Martínez Madrid, M. (2004). *Revisión documental sobre la evaluación del comportamiento dinámico de vehículos pesados*. Instituto Mexicano del Transporte: Publicación Técnica.

Wallentowitz, Henning. (2004). *Longitudinal dynamics of vehicles* (4ta edición). Germany: Staff. Recuperado a partir de <http://www.ika.rwth-aachen.de>

WWF. (2010). *Planeta Vivo. Informe 2010*. España: WWF España. Recuperado a partir de http://assets.panda.org/downloads/informe_planeta_vivo_2010.pdf

WWF. (2015). *Informe Planeta Vivo 2014* (WWF España). España: Global Footpring Network. Recuperado a partir de http://www.footprintnetwork.org/.../Informe-PlanetaVivo2014_LowRES.pdf

ANEXO 1

Tabla 1. Datos vehículo original y de la remodelación necesarios para el cálculo

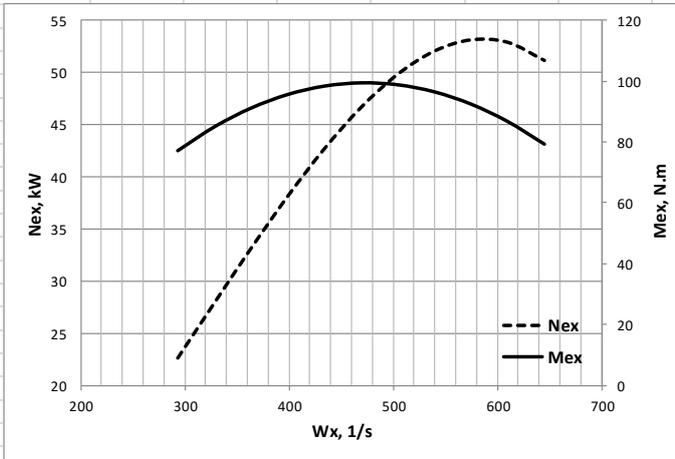
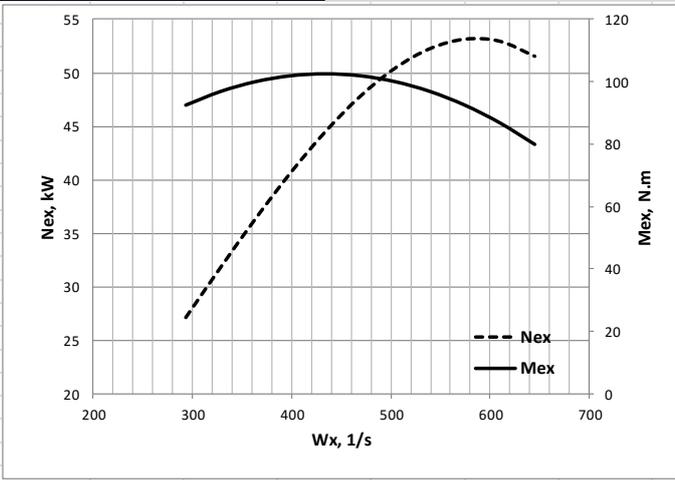
| Datos generales del vehículo original | |
|--|----------------|
| Tipo de vehículo | Camión cuña |
| Marca | International |
| Modelo | Pro Sleeper |
| Fórmula de ruedas | 6x4 |
| Motor original | |
| Motor | Diesel |
| Marca y modelo | Cummins M 11 |
| Potencia máxima en ficha técnica del fabricante ($N_{emáxfab}$), kW | 312.8 |
| Frecuencia de rotación a potencia máxima (n_N), rpm | 2100 |
| Torque máximo en ficha técnica del fabricante ($M_{emáxfab}$), N.m | 2101.521 |
| Frecuencia de rotación a torque máximo (n_M), rpm | 1200 |
| Peso del motor, kg | 937 |
| Norma de ensayo utilizada en pruebas de banco | SAE |
| Consumo específico de combustible a potencia máxima (g_{eN}), g/kW.h | 196.19 |
| Dimensiones (Longitud, ancho y altura), m | 1.33x0.83x0.93 |
| Relaciones de transmisión de la caja de velocidad y puente motriz | |
| Caja de Velocidad EatonFuller, Manual 10 marchas, Modelo FRO-17210C | |
| Relación de transmisión de 1ra marcha (i_{sI}) | 0.0912 |
| Relación de transmisión de 2da marcha (i_{sII}) | 0.1222 |
| Relación de transmisión de 3ra marcha (i_{sIII}) | 0.1647 |
| Relación de transmisión de 4ta marcha (i_{sIV}) | 0.2242 |
| Relación de transmisión de 5ta marcha (i_{sV}) | 0.3012 |
| Relación de transmisión de 6ta marcha (i_{sVI}) | 0.4082 |
| Relación de transmisión de 7ma marcha (i_{sVII}) | 0.5464 |
| Relación de transmisión de 8va marcha (i_{sVIII}) | 0.7353 |
| Relación de transmisión de 9na marcha (i_{sIX}) | 1.0000 |
| Relación de transmisión de 10ma marcha (i_{sX}) | 1.3699 |
| Puente motriz Meritor RS23-186 | |
| Relación de transmisión del puente motriz (i_m) | 0.1629 |
| Peso | |
| Peso total del conjunto (G), N (con carga útil de 30t) | 461070 |
| Tren de rodaje | |
| Número de ruedas del remolque | 12 |
| Diámetro de la llanta (D_o), plg | 22.5 |
| Ancho del perfil del neumático (b_o), plg | 11 |
| Dimensiones | |
| Vía (B), m | 2.42 |
| Altura total (H), m | 3.9 |

| Motor propuesto para la re-motorización | |
|--|----------------|
| Motor | Diesel |
| Marca y modelo | Weichai 615.44 |
| Potencia máxima en ficha técnica del fabricante ($N_{emáxfab}$), kW | 236 |
| Frecuencia de rotación a potencia máxima (n_N), rpm | 2200 |
| Torque máximo en ficha técnica del fabricante ($M_{emáxfab}$), N.m | 1250 |
| Frecuencia de rotación a torque máximo (n_M), rpm | 1400-1600 |
| Peso del motor, kg | 909.92 |
| Norma de ensayo utilizada en pruebas de banco | ISO |
| Consumo específico de combustible a potencia máxima (g_{eN}), g/kW.h | 218 |
| Dimensiones (Longitud, ancho y altura), m | 1.55x0.67x0.96 |

Tabla 2: Hojas de cálculo de relaciones de transmisión

| Cálculos | | | |
|---|-----------------|--------|--------|
| Operaciones iniciales | | | |
| Kc | 0.94 | | |
| Nemáx | 53.20 | | |
| WN | 586.43 | | |
| Memáx | 99.45 | | |
| WM | 356.05 | | |
| Vmáx | 40.28 | | |
| Coefficientes de elasticidad | | | |
| MeN | 90.73 | | |
| eM | 1.10 | | |
| en | 1.65 | | |
| E | 1.81 | | |
| AMe | 9.62 | | |
| Cálculo de coeficientes según Aragón | | | |
| CoefC1A | 0.07779 | | |
| CoefC2A | 2.84441 | | |
| CoefC3A | 1.92221 | | |
| C1A+C2A-C3A | 1.00000 | | |
| Cálculo de coeficientes según Litvinov | | | |
| CoefC1L | -0.59902 | | |
| CoefC2L | 4.19804 | | |
| CoefC3L | 2.59902 | | |
| C1L+C2L-C3L | 1.00000 | | |
| Wmáx | 645.07 | | |
| landa | 0.13 | | |
| rd | 0.301 | rpm | |
| Wmín | 293.22 | 2800 | |
| AW | 35.19 | | |
| Característica exterior (Aragón) | | | |
| Wx | Nex | Mex | Memáx |
| 293.22 | 27.12 | 92.49 | 99.452 |
| 328.40 | 31.82 | 96.88 | WM |
| 363.59 | 36.37 | 100.02 | 356.05 |
| 398.77 | 40.63 | 101.90 | |
| 433.96 | 44.49 | 102.52 | |
| 469.14 | 47.80 | 101.89 | |
| 504.33 | 50.44 | 100.01 | |
| 539.52 | 52.26 | 96.87 | |
| 574.70 | 53.14 | 92.47 | |
| 609.89 | 52.95 | 86.82 | |
| 645.07 | 51.55 | 79.91 | |
| 356.05 | Memáx calculado | 99.45 | |
| Característica exterior (Litvinov) | | | |
| Wx | Nex | Mex | Memáx |
| 293.22 | 22.62 | 77.14 | 99.452 |
| 328.40 | 27.91 | 84.99 | WM |
| 363.59 | 33.14 | 91.15 | 356.05 |
| 398.77 | 38.13 | 95.61 | |
| 433.96 | 42.69 | 98.37 | |
| 469.14 | 46.65 | 99.44 | |
| 504.33 | 49.83 | 98.81 | |
| 539.52 | 52.05 | 96.47 | |
| 574.70 | 53.13 | 92.45 | |
| 609.89 | 52.89 | 86.72 | |
| 645.07 | 51.15 | 79.29 | |
| 356.05 | Memáx calculado | 89.98 | |
| Litvinov (L) o Aragón (A) | | | |
| CoefC1 | 0.077793803 | A | |
| CoefC2 | 2.844412393 | | |
| CoefC3 | 1.922206197 | | |

$\lambda = 0,12-0,14$ para automóviles ligeros
 $\lambda = 0,09-0,11$ para vehículos pesados
 $\lambda = 0,20-0,25$ para neumáticos de arco.

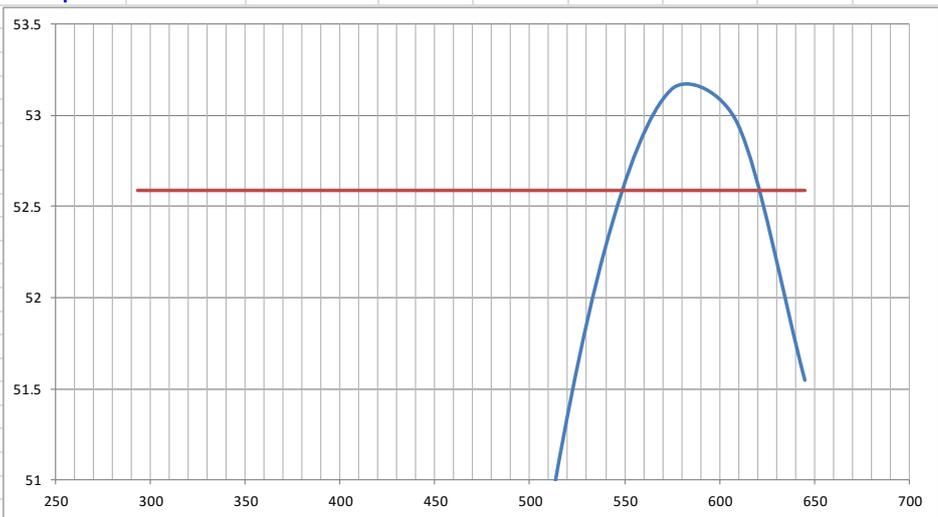


| | |
|----------|--------|
| m | 0.7 |
| Kaer | 0.5465 |
| NeneVmáx | 52.59 |

| | |
|-----------------|-----------------|
| vehículo ligero | vehículo pesado |
| 0,7-0,85 | 0,9-1 |

Relación de transmisión total en marcha superior

| | |
|----------|-------|
| Wx | Nex |
| 293.22 | 27.12 |
| 328.40 | 31.82 |
| 363.59 | 36.37 |
| 398.77 | 40.63 |
| 433.96 | 44.49 |
| 469.14 | 47.80 |
| 504.33 | 50.44 |
| 539.52 | 52.26 |
| 574.70 | 53.14 |
| 609.89 | 52.95 |
| 645.07 | 51.55 |
| NeneVmáx | |
| 293.22 | 52.59 |
| 645.07 | 52.59 |



| | |
|-----|-----|
| WV1 | 550 |
| WV2 | 620 |

| | |
|----------|--------|
| WV1/WN | 0.9379 |
| WV2/WN | 1.0572 |
| Se asume | 620 |
| icsup | 0.2158 |

| | |
|------------------------------|---------------|
| Velocidad máxima elevada | 0,95-1,05 |
| Alta reserva de potencia | 1,05-1,2 |
| Menor consumo de combustible | menor de 0,95 |

Relación de transmisión principal

| | |
|---------------|--------|
| Se asume isms | 1 |
| im | 0.2158 |

| Tipo de vehículo | Características | isms |
|------------------|--|-------------|
| Ligeros | Populares de tracción trasera, sobre todo con CV de 4m | 1 |
| | De tracción trasera, con criterio de ahorro de combustible | 1/(0.7-0.8) |
| | Tracción delantera, motor transversal, CV de 2 ejes | 1/(0.9-1.0) |
| | Tracción delantera, motor lineal | 1/(0.6-0.7) |
| Pesados | Con 5 marchas podemos encontrar | 1 |
| | Con CV de 5 o más marchas es más común | 1/(0.6-0.8) |

Relación de transmisión de 1ra marcha

| | |
|--------------------|--------|
| alfamáx en rad | 0.4363 |
| Tracción trasera | |
| isl | 0.2341 |
| Tracción delantera | |
| isl | 0.2344 |
| Escoge TT o TD | |
| isl | 0.2341 |

Aprovechamiento óptimo de P_{μ} (Tracción delantera)

$$i_{sl} \geq \frac{M_{emax} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_m \cdot P_{\mu}}$$

Vencer pendientes elevadas (Tracción trasera)

$$i_{sl} = \frac{M_{emax} \cdot \eta_o \cdot \sqrt{1 + tg^2 \alpha}}{G \cdot r_d \cdot i_m \cdot (f + tg \alpha)}$$

Número de relaciones de transmisión en la CV

| | |
|------------|--------|
| Is | 4.2714 |
| q | 1.6471 |
| m primaria | 3.9097 |
| Se asume m | 4 |
| Se asume a | 1.1 |

$$m = \frac{\log I_s}{\log q} + 1$$

$$a = 1,05-1,15$$

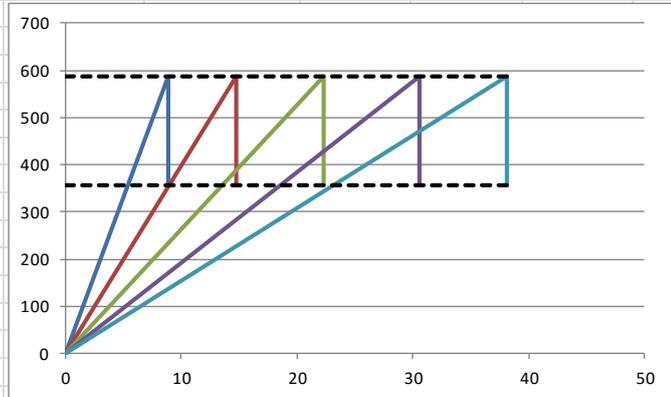
| | | |
|-------|------------|-----------|
| | 10 marchas | 8 marchas |
| GOST | 1.225 | |
| Otras | 1.34-1.36 | 1.40 |

| 3 marchas | 4 marchas | 5 marchas | $i_{ssup} \neq 1 : 1$ | $i_{ssup} = 1 : 1$ |
|------------|------------|------------|------------------------------|-----------------------|
| i_{sIII} | i_{sIV} | i_{sV} | i_{ssup} | 1 |
| i_{sII} | i_{sIII} | i_{sIV} | i_{ssup} / K_t | $1 / K_t$ |
| i_{sI} | i_{sII} | i_{sIII} | $i_{ssup} / K_t^2 \cdot a$ | $1 / K_t^2 \cdot a$ |
| | i_{sI} | i_{sII} | $i_{ssup} / K_t^3 \cdot a^3$ | $1 / K_t^3 \cdot a^3$ |
| | | i_{sI} | $i_{ssup} / K_t^4 \cdot a^6$ | $1 / K_t^4 \cdot a^6$ |

| | 6 marchas | 5 marchas | 4 marchas | 3 marchas |
|-----------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| Kt | 1.1262 | 1.2461 | 1.4750 | 1.9705 |
| isl | 0.2341 | 0.2341 | 0.2341 | 0.2341 |
| islI | 0.3509 | 0.3883 | 0.4178 | 0.5075 |
| islII | 0.5260 | 0.5855 | 0.6780 | 1.0000 |
| islV | 0.7168 | 0.8025 | 1.0000 | |
| islV | 0.8880 | 1.0000 | | |
| islVI | 1.0000 | | | |

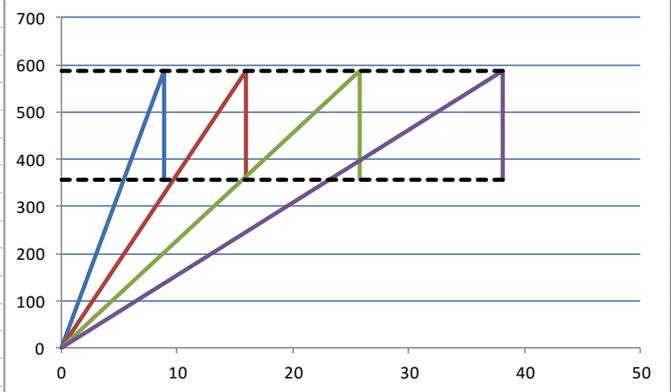
| im | 0.2158 | | |
|-------|--------|-------|--------|
| 0 | 0 | 0 | 586.43 |
| 8.92 | 586.43 | 38.10 | 586.43 |
| 8.92 | 356.05 | | |
| | | 0 | 356.05 |
| 0 | 0 | 38.10 | 356.05 |
| 14.79 | 586.43 | | |
| 14.79 | 356.05 | | |
| | | 0 | 0 |
| 22.30 | 586.43 | | |
| 22.30 | 356.05 | | |
| | | 0 | 0 |
| 30.57 | 586.43 | | |
| 30.57 | 356.05 | | |
| | | 0 | 0 |
| 38.10 | 586.43 | | |
| 38.10 | 356.05 | | |

5 marchas



| | | | |
|-------|--------|-------|--------|
| 0 | 0 | 0 | 586.43 |
| 8.92 | 586.43 | 38.10 | 586.43 |
| 8.92 | 356.05 | | |
| | | 0 | 356.05 |
| 0 | 0 | 38.10 | 356.05 |
| 15.92 | 586.43 | | |
| 15.92 | 356.05 | | |
| | | 0 | 0 |
| 25.83 | 586.43 | | |
| 25.83 | 356.05 | | |
| | | 0 | 0 |
| 38.10 | 586.43 | | |
| 38.10 | 356.05 | | |

4 marchas



| | | | |
|-------|--------|-------|--------|
| 0 | 0 | 0 | 586.43 |
| 8.92 | 586.43 | 38.10 | 586.43 |
| 8.92 | 356.05 | | |
| | | 0 | 356.05 |
| 0 | 0 | 38.10 | 356.05 |
| 19.33 | 586.43 | | |
| 19.33 | 356.05 | | |
| | | 0 | 0 |
| 38.10 | 586.43 | | |
| 38.10 | 356.05 | | |

3 marchas

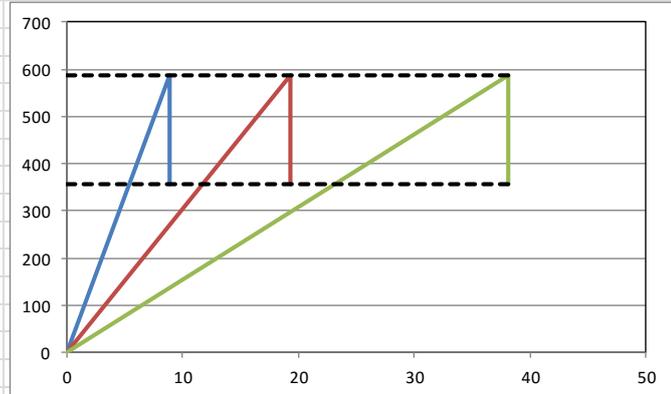


Tabla 3: Radios mínimos y peraltes a adoptar en carreteras (Norma 3.1-IC, 2000)

| Grupo 1 Autopistas, autovías, vías rápidas y carreteras C-100 | | | Grupo 2 Carreteras C-80, C-60 y C-40 | | |
|--|--------------|--------------|--|--------------|--------------|
| <i>v (km/h)</i> | <i>r (m)</i> | <i>p (%)</i> | <i>v (km/h)</i> | <i>r (m)</i> | <i>p (%)</i> |
| 80 | 250 | 8,00 | 40 | 50 | 7,00 |
| 85 | 300 | | 45 | 65 | |
| 90 | 350 | | 50 | 85 | |
| 95 | 400 | | 55 | 105 | |
| 100 | 450 | | 60 | 130 | |
| 105 | 500 | | 65 | 155 | |
| 110 | 550 | | 70 | 190 | |
| 115 | 600 | | 75 | 225 | |
| 120 | 700 | | 80 | 265 | |
| 125 | 800 | | 7,51 | 85 | |
| 130 | 900 | 6,97 | 90 | 350 | |
| 135 | 1050 | 6,25 | 95 | 410 | 6,50 |
| 140 | 1250 | 5,49 | 100 | 485 | 5,85 |
| 145 | 1475 | 4,84 | 105 | 570 | 5,24 |
| 150 | 1725 | 4,29 | 110 | 670 | 4,67 |

ANEXO 2

Tabla 1. Datos del vehículo IVECO Cursor original y del motor propuesto para la remotorización

| Datos generales del vehículo original | |
|--|--------------------|
| Tipo de vehículo | Camión cuña |
| Marca | IVECO |
| Modelo | Cursor |
| Fórmula de ruedas | 6x4 |
| Motor original | |
| Motor | Diesel Common Rail |
| Marca y modelo | Cursor 13 |
| Potencia máxima en ficha técnica del fabricante ($N_{emáxfab}$), kW | 353 |
| Frecuencia de rotación a potencia máxima (n_N), rpm | De 1530 hasta 2500 |
| Torque máximo en ficha técnica del fabricante ($M_{emáxfab}$), N.m | 2200 |
| Frecuencia de rotación a torque máximo (n_M), rpm | De 1000 hasta 1550 |
| Peso del motor, kg | 937 |
| Norma de ensayo utilizada en pruebas de banco | SAE |
| Consumo específico de combustible a potencia máxima (g_{eN}), g/kW.h | 198 |
| Relaciones de transmisión de la caja de velocidad | |
| Relación de transmisión de 1ra marcha (i_{sI}) | 0.0725 |
| Relación de transmisión de 2da marcha (i_{sII}) | 0.1054 |
| Relación de transmisión de 3ra marcha (i_{sIII}) | 0.1531 |
| Relación de transmisión de 4ta marcha (i_{sIV}) | 0.2188 |
| Relación de transmisión de 5ta marcha (i_{sV}) | 0.3311 |
| Relación de transmisión de 6ta marcha (i_{sVI}) | 0.4808 |
| Relación de transmisión de 7ma marcha (i_{sVII}) | 0.6993 |
| Relación de transmisión de 8va marcha (i_{sVIII}) | 1.0000 |
| Puente motriz | |
| Relación de transmisión del puente motriz (i_m) | 0.1789 |
| Peso | |
| Peso total del conjunto (G), N (con carga útil de 30t) | 449101.8 |
| Tren de rodaje | |
| Número de ruedas del remolque | 12 |
| Diámetro de la llanta (D_o), plg | 22.5 |
| Ancho del perfil del neumático (b_o), plg | 11 |
| Dimensiones | |
| Vía (B), m | 2.0 |
| Altura total (H), m | 3.9 |
| Motor propuesto para la re-motorización | |
| Motor | Diesel |
| Marca y modelo | Weichai 615.44 |
| Potencia máxima en ficha técnica del fabricante ($N_{emáxfab}$), kW | 236 |

| | |
|--|-----------|
| Frecuencia de rotación a potencia máxima (n_N), rpm | 2200 |
| Torque máximo en ficha técnica del fabricante ($M_{emáxfab}$), N.m | 1250 |
| Frecuencia de rotación a torque máximo (n_M), rpm | 1400-1600 |
| Peso del motor, kg | 909.92 |
| Norma de ensayo utilizada en pruebas de banco | ISO |
| Consumo específico de combustible a potencia máxima (g_{eN}), g/kW.h | 218 |

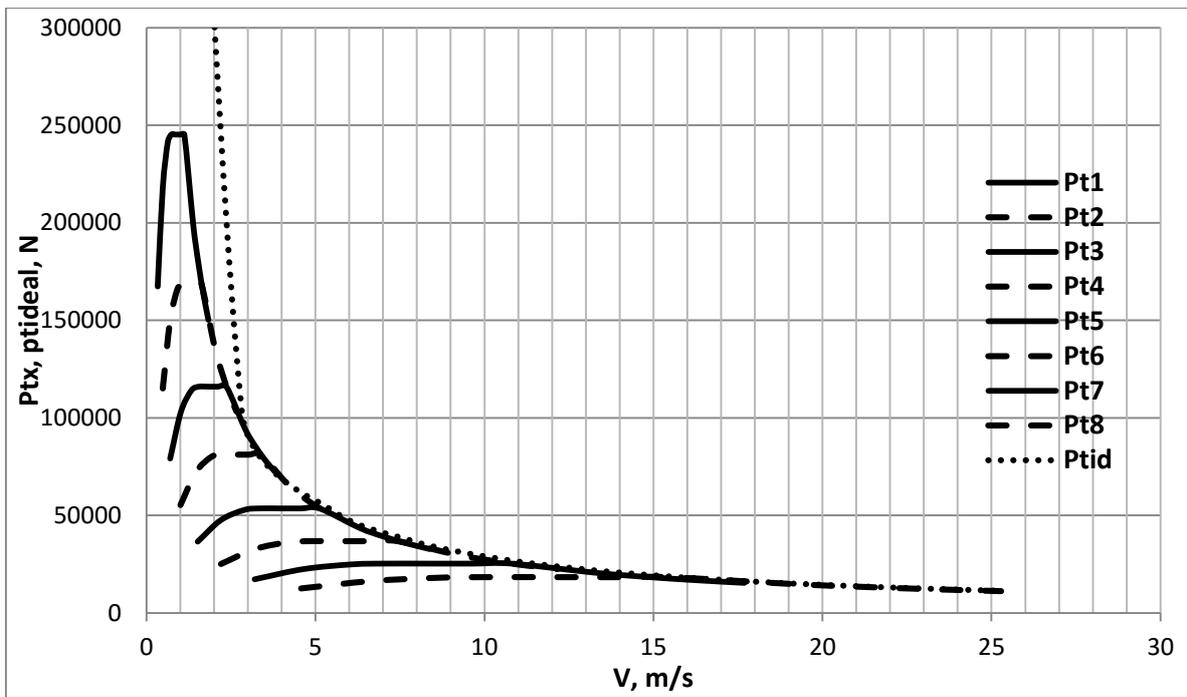


Fig.1. Característica tractiva del vehículo original

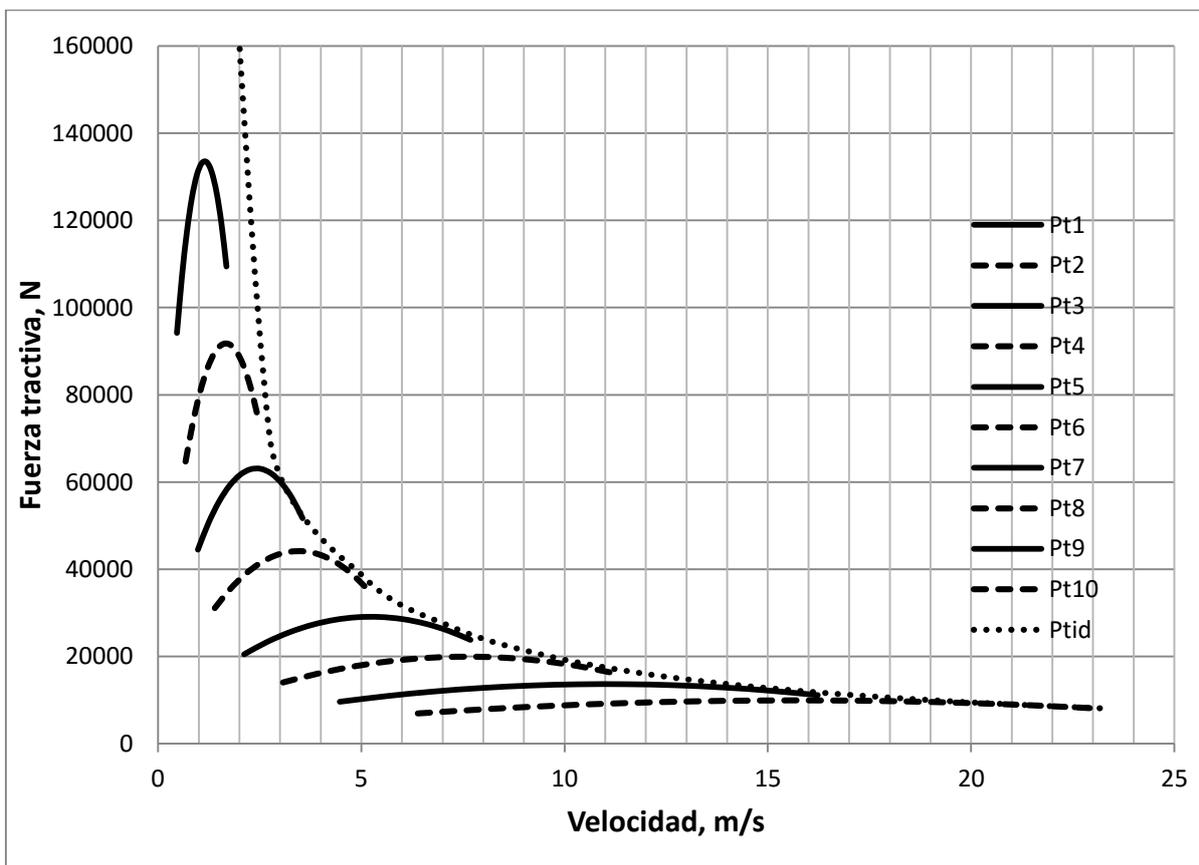


Fig. 2. Característica tractiva del vehículo remodelado

Tabla 2: Resultados del vehículo original en 8va marcha

| Wx | Nex | Mex | V8, m/s | V8, km/h | Efic8 | Pt8 | Pc | Pa | Pgan | Ptnec8 | Apot | Ka8 | Kn8 | ge8 | Q8, l/100km |
|---------------|---------------|----------------|----------------|-----------------|---------------|-----------------|---------------|----------------|----------------|-----------------|--------------|-------------|-------------|---------------|--------------------|
| 47,38 | 67,95 | 1434,13 | 4,58 | 16,48 | 0,8439 | 12528,95 | 736,40 | 128,69 | 4718,68 | 5583,77 | 0,446 | 1,36 | 1,11 | 298,64 | 63,09 |
| 68,82 | 128,48 | 1866,78 | 6,65 | 23,93 | 0,8456 | 16341,44 | 746,27 | 271,51 | 4781,91 | 5799,69 | 0,355 | 1,71 | 1,07 | 363,15 | 79,52 |
| 90,27 | 186,75 | 2068,91 | 8,72 | 31,39 | 0,8459 | 18116,60 | 759,78 | 467,04 | 4868,48 | 6095,30 | 0,336 | 1,79 | 1,04 | 367,61 | 84,57 |
| 104,72 | 220,02 | 2101,00 | 10,12 | 36,42 | 0,8457 | 18392,62 | 770,94 | 628,60 | 4940,00 | 6339,53 | 0,345 | 1,76 | 1,01 | 352,89 | 84,46 |
| 123,92 | 260,36 | 2101,00 | 11,97 | 43,10 | 0,8452 | 18382,50 | 788,32 | 880,23 | 5051,40 | 6719,95 | 0,366 | 1,67 | 0,99 | 327,01 | 83,01 |
| 143,12 | 300,69 | 2101,00 | 13,83 | 49,77 | 0,8447 | 18372,38 | 808,63 | 1174,13 | 5181,51 | 7164,26 | 0,390 | 1,57 | 0,97 | 301,48 | 81,64 |
| 160,00 | 336,16 | 2101,00 | 15,46 | 55,64 | 0,8443 | 18363,48 | 828,89 | 1467,42 | 5311,35 | 7607,67 | 0,414 | 1,47 | 0,96 | 279,66 | 80,46 |
| 197,47 | 337,12 | 1707,13 | 19,08 | 68,67 | 0,8410 | 14862,67 | 881,94 | 2235,30 | 5651,30 | 8768,54 | 0,590 | 0,95 | 0,95 | 177,61 | 59,12 |
| 218,92 | 337,12 | 1539,93 | 21,15 | 76,13 | 0,8389 | 13373,57 | 917,30 | 2747,07 | 5877,86 | 9542,24 | 0,714 | 0,76 | 0,96 | 143,37 | 52,07 |
| 240,36 | 337,12 | 1402,56 | 23,22 | 83,59 | 0,8367 | 12148,13 | 956,30 | 3311,55 | 6127,76 | 10395,61 | 0,856 | 0,76 | 0,97 | 146,21 | 58,00 |
| 261,80 | 337,12 | 1287,68 | 25,29 | 91,05 | 0,8343 | 11121,58 | 998,94 | 3928,74 | 6400,99 | 11328,67 | 1,019 | 1,08 | 1,00 | 215,12 | 93,26 |

Tabla 3: Resultados del vehículo remodelado en 8va marcha.

| Wx | Nex | Mex | V8, m/s | V8, km/h | Efic8 | Pt8 | Pc | Pa | Pgan | Ptnec8 | Apot | Ka8 | Kn8 | ge8 | Q8, l/100km |
|--------|--------|---------|---------|----------|--------|---------|--------|---------|---------|----------|-------|------|------|--------|-------------|
| 63,44 | 53,42 | 842,12 | 6,39 | 23,01 | 0,8351 | 6981,22 | 744,84 | 250,84 | 4772,76 | 5768,44 | 0,826 | 0,74 | 1,07 | 171,45 | 37,81 |
| 80,13 | 76,63 | 956,32 | 8,07 | 29,06 | 0,8364 | 7939,94 | 755,16 | 400,24 | 4838,90 | 5994,30 | 0,755 | 0,73 | 1,03 | 165,31 | 37,83 |
| 96,83 | 101,49 | 1048,17 | 9,75 | 35,11 | 0,8370 | 8709,22 | 767,88 | 584,39 | 4920,42 | 6272,70 | 0,720 | 0,75 | 1,01 | 165,27 | 39,55 |
| 113,52 | 126,88 | 1117,67 | 11,44 | 41,17 | 0,8372 | 9289,05 | 783,01 | 803,28 | 5017,33 | 6603,62 | 0,711 | 0,76 | 0,98 | 163,16 | 41,09 |
| 130,22 | 151,68 | 1164,81 | 13,12 | 47,22 | 0,8371 | 9679,44 | 800,53 | 1056,92 | 5129,62 | 6987,07 | 0,722 | 0,75 | 0,97 | 158,33 | 42,20 |
| 146,91 | 174,76 | 1189,60 | 14,80 | 53,28 | 0,8367 | 9880,39 | 820,46 | 1345,31 | 5257,29 | 7423,06 | 0,751 | 0,73 | 0,95 | 152,80 | 43,28 |
| 163,60 | 195,02 | 1192,04 | 16,48 | 59,33 | 0,8359 | 9891,90 | 842,78 | 1668,44 | 5400,34 | 7911,57 | 0,800 | 0,73 | 0,95 | 150,75 | 45,55 |
| 180,30 | 211,33 | 1172,13 | 18,16 | 65,39 | 0,8348 | 9713,96 | 867,51 | 2026,32 | 5558,78 | 8452,61 | 0,870 | 0,77 | 0,95 | 160,08 | 51,75 |
| 196,99 | 222,58 | 1129,87 | 19,84 | 71,44 | 0,8333 | 9346,57 | 894,63 | 2418,95 | 5732,60 | 9046,18 | 0,968 | 0,94 | 0,96 | 197,10 | 68,32 |
| 213,69 | 227,63 | 1065,25 | 21,53 | 77,49 | 0,8312 | 8789,75 | 924,16 | 2846,32 | 5921,80 | 9692,28 | 1,103 | 1,40 | 0,98 | 298,27 | 111,05 |
| 230,38 | 225,38 | 978,28 | 23,21 | 83,55 | 0,8283 | 8043,48 | 956,09 | 3308,44 | 6126,38 | 10390,91 | 1,292 | 2,53 | 1,00 | 552,92 | 221,47 |

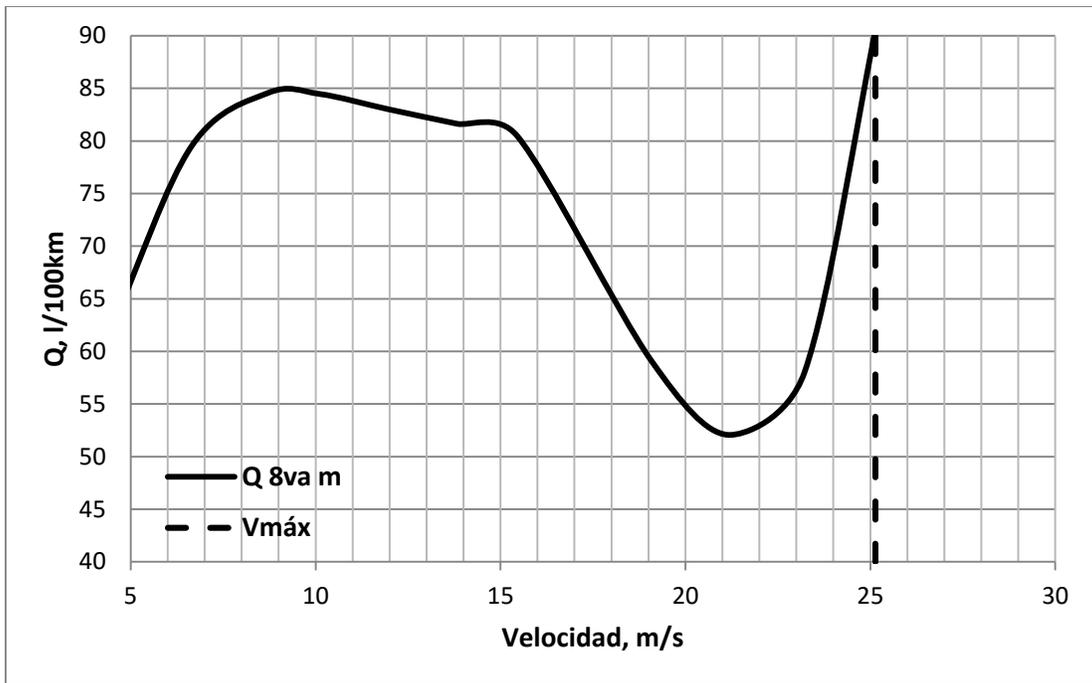


Fig. 3. Curvas de consumo recorrido del vehículo original en 8va marcha

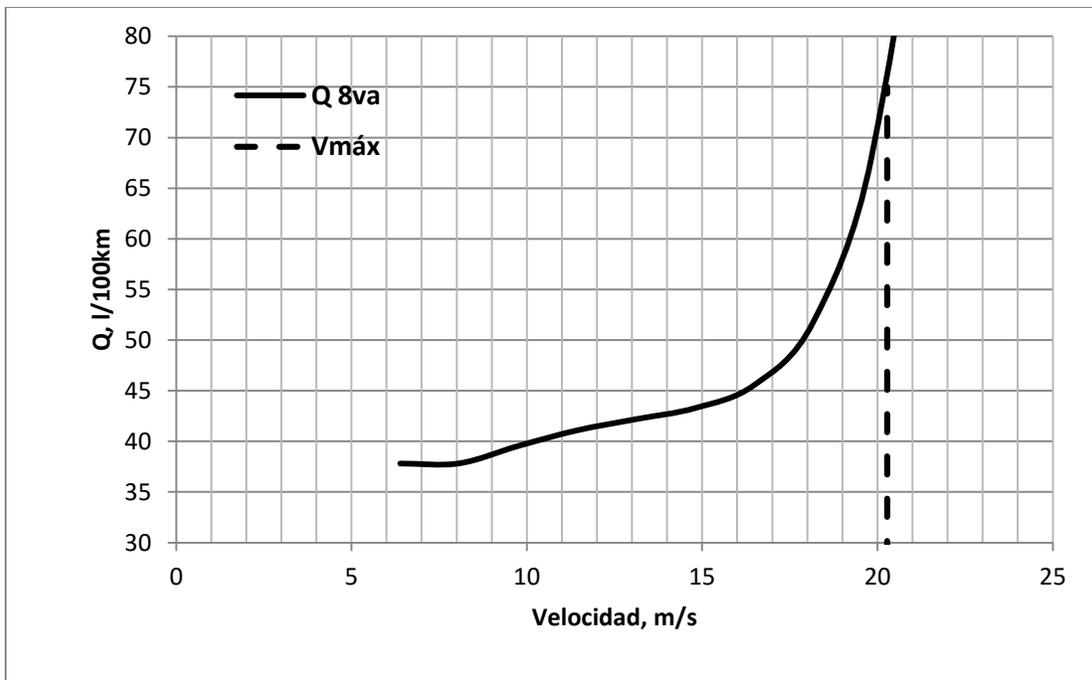
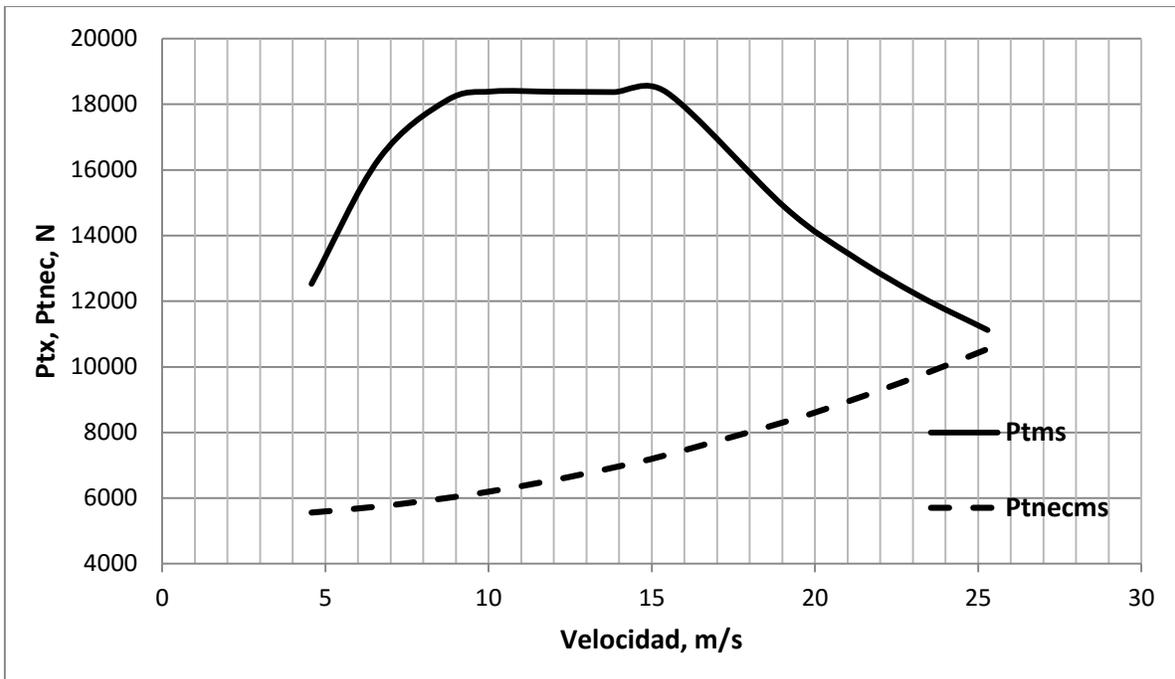
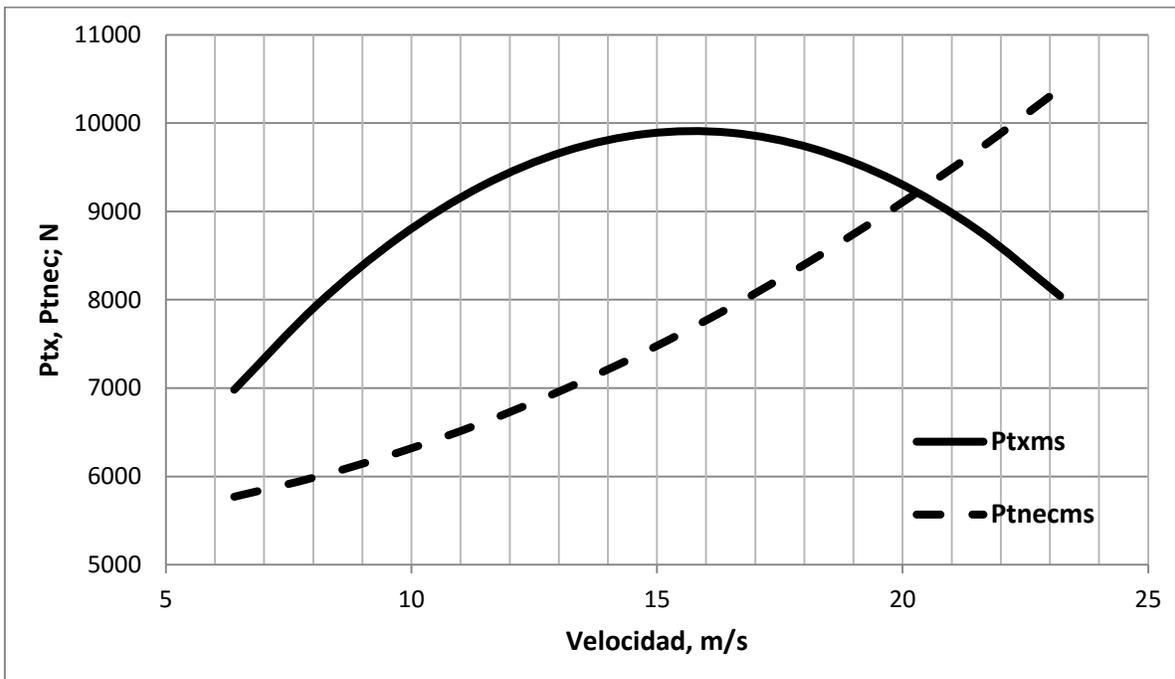


Fig. 4. Curvas de consumo recorrido del vehículo remodelado en 8va marcha



**Fig. 5. Determinación de la velocidad máxima en el vehículo original con carga útil 30 t.
(25.14 m/s o 90.5 km/h)**



**Fig. 6. Determinación de la velocidad máxima en el vehículo remodelado con carga útil 30 t.
(20.28 m/s o 73 km/h)**

ANEXO 3



Fig. 1. Vista frontal de vehículo remodelado



Fig. 2. Vista lateral de vehículo remodelado

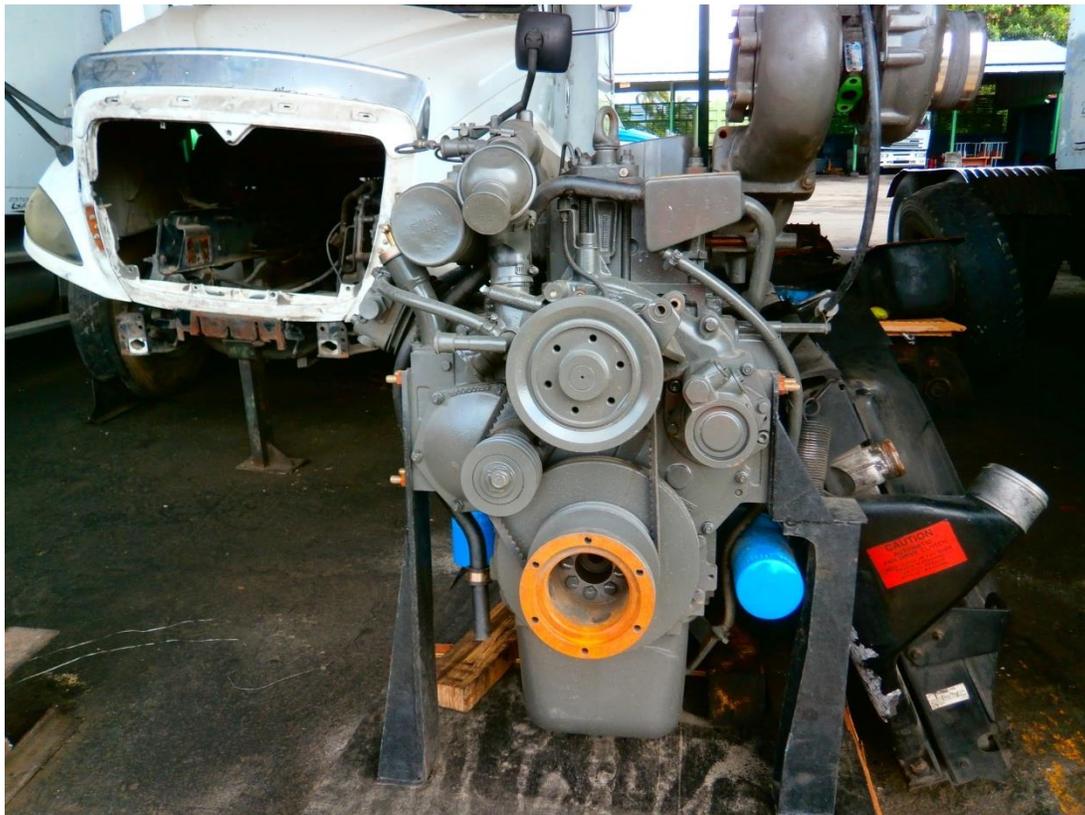


Fig 3. Vista frontal del Motor Weichai 615.44



Fig. 4 Motor Weichai 615.44 con la caja de velocidad del camión IVECO



Fig. 5 Detalle de remodelación



Fig. 6 Detalle de remodelación



Fig. 7 Detalle de remodelación



Fig. 8 Detalle de remodelación