



TÍTULO: INDICADORES DE
ELASTICIDAD DE LOS VEHÍCULOS
CON MOTORES DE POTENCIA Y
TORQUE CONSTANTE

Tutor: Dr. C. José R. Fuentes Vega

Autor: Manuel Alejandro Cortizo Socorro

Cienfuegos 2023

RESUMEN

En el presente trabajo se aborda en primer lugar un estudio sobre los indicadores de elasticidad del motor. El estudio contempla la redefinición de los indicadores de elasticidad convencionales en los motores con rangos de variación de la frecuencia de rotación con $M_{em\acute{a}x}$ constante y $N_{em\acute{a}x}$ y $M_{em\acute{a}x}$ constantes, a partir de conservar la esencia de las definiciones originales.

Propone un nuevo indicador de elasticidad, el denominado elasticidad de torque constante, que refleja una de las características fundamentales de tales motores, si bien simple, novedoso como indicador.

Clasifica los motores diésel en 3 grupos: convencionales, con $M_{em\acute{a}x}$ constante, con $N_{em\acute{a}x}$ constante y con $N_{em\acute{a}x}$ y $M_{em\acute{a}x}$ constantes y establece los rangos de variación de los indicadores de elasticidad de tales motores, con excepción del de $N_{em\acute{a}x}$ constante, por no contar con cantidad suficiente de tales motores.

Los rangos de variación se presentan con un histograma y polígono de frecuencias, lo cual permite mejores opciones para la toma de decisiones.

Se da inicio al trabajo de definición de los modelos que describan el comportamiento de tales motores, iniciando con el de $M_{em\acute{a}x}$ constante. Con la ayuda del software Web Plot Digitizer-4.5 se determinan las coordenadas de un grupo de características exteriores de velocidad, las que se llevan al Curve Expert determinar los modelos que mejor las describen. A partir de ello, se definen 3 posibles métodos que conduzcan a la definición de tales modelos, de la forma más simple posible.

ABSTRACT

This work first addresses a study on engine elasticity indicators. The study contemplates the redefinition of conventional elasticity indicators in engines with rotation frequency variation ranges with constant M_{max} and constant N_{max} and M_{max} , by preserving the essence of the original definitions.

It proposes a new elasticity indicator, the so-called constant torque elasticity, which reflects one of the fundamental characteristics of such engines, although simple, novel as an indicator.

It classifies diesel engines into 3 groups: conventional, with constant M_{max} , with constant N_{max} and with constant N_{max} and M_{max} and establishes the variation ranges of the elasticity indicators of such engines, with the exception of constant N_{max} , due to lack of quantity. enough of such engines.

The variation ranges are presented with a histogram and frequency polygon, which allows better options for decision making.

The work of defining the models that describe the behavior of such engines begins, starting with that of constant M_{max} . With the help of the Web Plot Digitizer-4.5 software, the coordinates of a group of external velocity characteristics are determined, which are taken to the Curve Expert to determine the models that best describe them. From this, 3 possible methods are defined that lead to the definition of such models, in the simplest way possible.

Contenido

Resumen.....	II
Introducción.....	1
Capítulo I. Estudios documentales.....	6
1.1. Introducción.....	6
1.2. Los motores diésel en los vehículos pesados.....	6
1.2.1. Las particularidades de sus características exteriores de velocidad.....	8
1.2.2 Los índices de elasticidad en los motores diésel.....	11
1.2.3. Los modelos en uso para la determinación de sus parámetros de salida. Dificultades y pasos a seguir.....	13
1.3 Aspectos de la dinámica vehicular.....	15
1.3.1 Fuerzas actuantes sobre el vehículo en movimiento. Balance de fuerzas y ecuación de movimiento.....	16
1.3.2 La eficiencia de los sistemas de transmisión.....	24
1.3.3. La característica tractiva y los coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión.....	25
1.4. La Remotorización Vehicular.....	29
1.5.-Conclusiones parciales.....	33
Capítulo II. Bases de datos y desarrollo teórico del trabajo investigativo.....	35
2.1.-Introducción.....	35
2.2.-La base de datos de motores diésel.....	35
2.3.- Los indicadores de elasticidad en los motores diésel con torque constante y con potencia y torque constante.....	38
2.3.1.-Los índices de elasticidad en motores con potencia y torque constante.....	38
2.3.2.-Los índices de elasticidad en motores con $M_{em\acute{a}x} = \text{constante}$	41
2.3.3. Propuesta de nuevo indicador de elasticidad.....	42
2.3.4.-Sobre el establecimiento de los rangos de variación de los índices de elasticidad....	44
2.4.- Particularidades de los modelos que describen el comportamiento de la potencia y el torque en motores con $N_{em\acute{a}x}$ y/o $M_{em\acute{a}x}$ en amplios rangos de variación de la frecuencia de rotación.....	46
2.5.-Conclusiones parciales.....	48
Capítulo III: Análisis de resultados.....	49
3.1.-Introducción.....	49
3.2.-Los rangos de variación de los índices de elasticidad en los motores diésel. Valoración comparativa.....	49

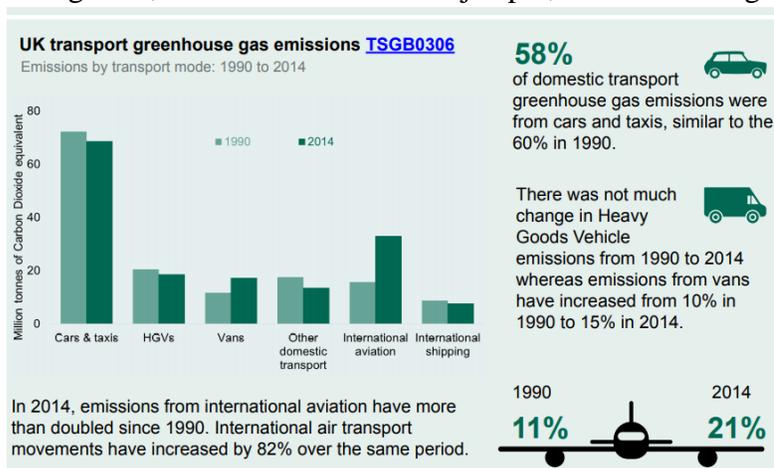
3.2.1.-Coeficientes de elasticidad en el grupo de los motores convencionales.	49
3.2.2.-Coeficientes de elasticidad en el grupo de los motores con torque máximo constante.	56
3.2.3.-Coeficientes de elasticidad en el grupo de los motores con torque máximo y potencia máxima constantes.	63
3.2.4.-Coeficiente de elasticidad de torque constante (e_{CT}).....	72
3.3.-Propuestas de solución a los modelos que describen el comportamiento de las características exteriores de velocidad de los motores con rangos de variación de la frecuencia de rotación a torque constante.	76
3.4. Conclusiones parciales.....	81
Conclusiones generales	83
Recomendaciones	84
Bibliografía.....	85
Anexos.....	88

INTRODUCCIÓN

La población mundial crece a un ritmo acelerado, y con el mismo, se incrementan considerablemente las demandas energéticas. Solo el sector transporte consume alrededor de 2.500 millones de toneladas equivalentes de petróleo (MTEP), casi un tercio del consumo final de energía mundial, abastecido principalmente por derivados de petróleo (Trentadue & Carranza, 2014). Dentro del sector del transporte, alrededor del 70% del consumo recae en el transporte automotor: ómnibus, camiones y principalmente vehículos ligeros.

De igual modo, también aumentan los problemas causados por contaminación, especialmente en los centros urbanos, donde cada vez más, el tráfico ocupa más espacio físico. La contaminación del aire tiene su causa en la concentración de sustancias nocivas en la atmósfera, las cuales causan daños a la salud humana, animal y vegetal (Tamayo Pacheco, 2014).

En la figura 1, se muestra a modo de ejemplo, la emisión de gases de efecto invernadero en



Reino Unido, emisión que guarda correspondencia con los niveles de consumo de combustible, de cada uno de los modos de transporte,

Fig. 1. Emisión de gases de efecto invernadero en

Reino Unido. Fuente: Anderson, 2016

De ahí, que los retos que la industria automotriz está afrontando en estos momentos sean multifactoriales, es decir, provienen de diferentes áreas, tanto tecnológicas asociadas a la industria en sí, como sociales. Dentro de estos retos, por mencionar uno, se encuentra la necesidad de reducir el consumo de combustible en los vehículos, y la cantidad de gases contaminantes producto de la combustión, además de maximizar la eficiencia y el rendimiento en la conversión del combustible a energía (Mora Quijano, et al., 2022).

En otro sentido, se impone el logro de una mayor eficiencia energética en el transporte automotor, que puede lograrse, entre otros, con el uso de vehículos con tecnología avanzada; con la optimización en el uso de los modos de transporte; con el mejoramiento vial y la gerencia del tránsito y con la renovación de la flota en uso o, en su defecto, la remodelación de la misma. Dentro de la remodelación, resalta la remotorización como la de más frecuente empleo.

Mejorar la eficiencia de funcionamiento de un vehículo con la remotorización, implica lograr parámetros de salida similares o mejores a los iniciales, para lo cual se requiere de una evaluación, lo más integral posible, de las variantes de remotorización, de modo que se garanticen adecuados indicadores de desempeño del vehículo remodelado, sin afectar la seguridad de su movimiento (Pérez García, 2022).

En Cuba se dan características especiales para la remotorización. En primer lugar, no siempre es posible buscar el motor idóneo para sustituir el original, pues el país no tiene acceso a todos los mercados, ni a todo tipo de motores por las restricciones económicas a las que se enfrenta. Luego, hay necesidad de buscar lo mejor, dentro de lo accesible.

En segundo lugar, la remotorización no se reduce a vehículos pesados, como generalmente sucede en otros países, sino que se extiende a los vehículos ligeros y con características muy propias: contempla también vehículos ligeros fabricados en décadas precedentes a los 90 y una gran cantidad de las remotorizaciones se producen con sustitución de motor de gasolina por diésel. Esto obliga a sustituir el embrague y en ocasiones, incluso, algún que otro conjunto del sistema de transmisión.

La remotorización, en cualquiera de sus variantes, debe cumplir con un grupo importante de requisitos que garanticen la seguridad del movimiento, para el propio vehículo y para los que transitan por las diferentes vías. De igual modo, el nuevo motor debe garantizar similares parámetros de salida que el motor original, y por ser más moderno, debe garantizar adecuados indicadores de consumo de combustible. Para lograrlo, no basta con seleccionar un motor de igual potencia máxima. Igual potencia puede traducirse en mayor torque y menos frecuencia de rotación o viceversa; diferentes indicadores de elasticidad del motor, de consumo específico de combustible; diferentes requerimientos de servicio técnico; diferente tipo de combustible y calidad de fabricación, entre otros. Se requiere de

una cierta compatibilidad entre motor y sistema de transmisión. Se requiere, en definitiva, de una evaluación integral y rigurosa de la propuesta de remotorización. Para lograrlo se necesita de indicadores adecuados, es decir, aquellos que posibiliten la evaluación de las cualidades de explotación imprescindibles, entre las cuales se resaltan las cualidades dinámicas, de economía de consumo y seguridad del movimiento (Cabeza Núñez, 2022).

Las diferencias señaladas con anterioridad, algunas de las cuales marcadas por la obsolescencia tecnológica, requieren de la creación una base de datos que posibilite la actualización, en períodos pertinentes de tiempo, de los rangos de variación de los indicadores y, cuando se estime conveniente, el establecimiento de estándares diferenciados, para determinados tipos de motores o vehículos.

A partir de los 90 del pasado siglo, que empieza a proliferar el uso de motores diésel con control electrónico de la inyección, los denominados Common Rail, surgen motores cuyas características exteriores de velocidad se diferencian en forma notable de los motores tradicionales, con bomba de alta presión convencional, con presiones de inyección que apenas rebasan los 220kg/cm^2 y accionamiento mecánico de válvulas e inyectores. Existían diferencias tan marcadas en las características exteriores de velocidad, que resultaba imposible encontrar un modelo que mostrara, aunque fuera de forma aproximada, el comportamiento de la potencia y el torque, en el rango de trabajo del motor.

Más recientemente, con el desarrollo alcanzado y la experiencia en aplicación de múltiples variantes, empiezan a introducirse con mayor frecuencia motores diésel en cuyas características exteriores de velocidad, el torque máximo, la potencia máxima, o el torque máximo y la potencia máxima, se muestran constantes en un rango de variación de frecuencia de rotación. Ello obliga a revisar la definición de algunos indicadores, como es el caso de los indicadores de elasticidad del motor y a pensar en la posibilidad de definir nuevos indicadores específicos para estos tipos de motores, de modo que posibiliten una evaluación rigurosa.

Los modelos convencionales que describen el comportamiento de la potencia y el torque en motores de combustión interna y los indicadores de elasticidad que los evalúan, no resultan adecuados para describir el comportamiento de motores diésel Common Rail, con rangos de variación de la frecuencia de rotación a torque máximo y/o potencia máxima constante.

En relación con lo anteriormente expuesto, se declara como **problema de investigación** el siguiente:

Se carece de indicadores de elasticidad que describan de manera adecuada el comportamiento de los motores de potencia y torque constante.

Como **hipótesis** se define:

La adecuación de los indicadores de elasticidad y sus rangos de variación en los motores diésel con rangos de variación de la potencia y/o torque máximo constantes y la definición de las vías para establecer modelos que describan el comportamiento de los mencionados motores, contribuirá al desarrollo de una evaluación rigurosa de las propuestas de remotorización.

El **objetivo general** del trabajo de investigación:

Definir los indicadores de elasticidad y sus rangos de variación para los motores diésel con rangos de variación de la potencia y/o torque máximo constantes y las vías para establecer modelos que describan el comportamiento de los mencionados motores.

Los **objetivos específicos**:

- **Clasificar los motores en correspondencia con sus características, en una base de datos ampliada de motores diésel con y sin control electrónico de la inyección.**
- **Definir los coeficientes de elasticidad, de modo que respondan a las características de estos nuevos motores diésel.**
- **Establecer rangos de variación de los coeficientes de elasticidad para cada categoría de clasificación, de modo que se visualice su composición interna.**
- **Proponer las vías para la determinación de los modelos que representen el comportamiento de del torque en función de la frecuencia de rotación.**

La **fundamentación** del trabajo investigativo:

El presente trabajo tributa a un trabajo doctoral, que se enmarca dentro de la línea de eficiencia energética que se desarrolla en la facultad de mecánica de la Universidad “Carlos Rafael Rodríguez”.

Aborda la actualización de los rangos de variación de los coeficientes de elasticidad, realizando una diferenciación de los mismos, aún dentro de los propios motores diésel. Se fundamenta en características específicas que presentan los motores diésel que poseen rangos de variación de la frecuencia de rotación con potencia máxima o torque máximo constantes o ambos en un mismo motor y en la necesidad de establecer rangos de variación de los coeficientes más adecuados a la evolución que han tenido los motores diésel, con independencia de que posean o no control electrónico de la inyección.

Esto es necesario, pues los rangos de variación que se utilizan en el país para evaluar las características de los motores, los originales del vehículo y los que se proponen para la remotorización, datan de mediados de la década de los 70.

Por otro lado, el comportamiento de sus características exteriores de velocidad hace factible la determinación de los modelos capaces de describirlo y el auge que alcanzan estos motores en la actualidad hacen necesaria la tarea de abordar su determinación.

El trabajo tiene, por tanto, importancia metodológica, científica, económica y medioambiental. Lograr la esperada eficiencia energética, adecuados indicadores de consumo de combustible, y por ende, bajos indicadores de contaminación, dependerá de cuan adecuado sea el motor para el vehículo a remodelar.

Se cuenta con todo lo necesario para el desarrollo del trabajo. Los datos que aportará el trabajo son de utilidad inmediata y el trabajo doctoral al cual tributa, es de gran importancia para la rigurosa e integral evaluación de las variantes de remotorización.

CAPÍTULO I. ESTUDIOS DOCUMENTALES

1.1. Introducción

En este capítulo se abordan, de manera concreta, los fundamentos teóricos y metodológicos que hoy se utilizan para evaluar las remodelaciones vehiculares, específicamente, en vehículos pesados con motores Diesel. 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.

1.2. Los motores diésel en los vehículos pesados

La creciente demanda de energía y el hecho de que el petróleo, que es la fuente de energía más utilizada en vehículos pesados, tiene una reserva limitada, ha llevado a los investigadores a buscar fuentes de energía nuevas y renovables. En este contexto, los biocombustibles como el biodiésel y los bioalcoholes se han estudiado y utilizado en motores de combustión interna durante mucho tiempo. Sin embargo, con los avances tecnológicos, la producción y el uso de dichos combustibles alternativos en diferentes tecnologías de motores sigue siendo un tema de investigación (İlçin & Altun, 2021).

El ahorro de energía y la reducción de emisiones son muy urgentes para los motores de combustión interna. Las tecnologías de turbo compresión y recirculación de gases de escape son muy importantes para reducir las emisiones y el ahorro de combustible de los motores de combustión interna. Varias tecnologías de pos tratamiento en motores de combustión interna tienen diferentes requisitos para las tasas de recirculación de gases de escape (Zhu et al., 2020).

El objetivo propuesto por la UE de reducir en aproximadamente un 4% / año las emisiones de CO₂ de los motores de combustión interna durante los próximos años hasta 2030, requiere aumentar la eficiencia del motor y, en consecuencia, mejorar la tecnología (Ortenzi et al., 2018).

Según Soca Cabrera, et al. (2019), los motores diésel modernos se utilizan en gran parte del equipamiento mundial, sobre todo, son las principales fuentes de energía disponibles para el transporte automotriz personal y comercial y cada vez tienen mayor popularidad. Los motores diésel funcionan con un combustible, que se produce a partir de petróleo crudo. Este hecho genera tres preocupaciones principales para su uso sostenible en el transporte:

- La limitada reserva mundial de petróleo crudo. El petróleo crudo cubre aproximadamente el 37% de las demandas de energía del mundo.
- En el proceso químico de transformación de la energía química del combustible en trabajo mecánico el diésel produce principalmente CO_2 , NO_x , CO , HC no quemado y emisiones de PM (humo). Estas emisiones contribuyen negativamente al cambio climático global; la contaminación del aire, agua y suelo; así como sus efectos directos sobre la salud.
- La gran cantidad mundial de combustible que consumen los motores diésel. El 81% de la energía utilizada para el transporte por carretera la consumen motores diésel. Además, lo consumen el transporte ferroviario y naval, así como la generación de electricidad, entre otros. De tal suerte, que, si se lograra producir un combustible diésel alternativo eficiente, el uso de motores diésel seguirá siendo un problema. Por esta razón, la reducción del consumo de combustible del motor diésel a los límites mínimos posible debe ser prioritario, tanto desde el punto de vista del diseño, como de la utilización de estas máquinas.

El motor diésel es la fuente energética fundamental de vehículos de transporte, de generadores de electricidad y de un sin número de máquinas, ya sea de faenas de construcción, agrícolas, etc. El liderazgo se lo debe en gran medida, a sus parámetros de salida y a la eficiencia en el consumo de combustible, que repercute en costos de operación menores que un motor de gasolina comparable. Sin embargo, contamina, por lo cual es necesario crear las condiciones para que el impacto medioambiental sea el mínimo posible. El desarrollo del motor diésel ha apuntado a obtener mayor potencia por menos combustible. En la actualidad un motor diésel utiliza solo un 70% del combustible que utilizaría un motor a gasolina de características similares para una misma potencia. Sin embargo, la robustez necesaria lo hace más costoso y pesado, además produce menos poder

por unidad desplazada que un motor de gasolina. La difusión de la llama de la combustión diésel es más lenta lo que limita la velocidad máxima de operación.

La evolución de la gestión del sistema de inyección, depende del comportamiento, prestaciones y emisiones regidas por las normas contaminantes locales o internacionales, para calibrar el software del motor de acuerdo con la gama y requerimiento del mercado. El control de la inyección electrónica del motor, debe ser capaz de mejorar el rendimiento del motor, la combustión y controlar las emisiones de los motores de encendido por compresión. La tecnología de inyección directa Common Rail, ofrece posibilidades ilimitadas al controlar los parámetros de inyección de combustible, ya que estos sistemas son bastante complejos y utilizan una gran cantidad de sensores, hardware y circuitos que precisan el requerimiento de flexibilización de los motores (Guerra Naranjo et al, 2021).

Se puede destacar también como aspecto a favor, en comparación con los motores de gasolina, que estos motores poseen una mayor resistencia al calor, tienen una mayor vida útil debido a su menor desgaste y a su capacidad para funcionar con combustible de menor calidad, son más respetuosos con el medio ambiente, ya que emiten menos dióxido de carbono y otros contaminantes, son más fáciles de mantener debido a su menor complejidad y a la disponibilidad de piezas de repuesto asequible.

1.2.1. Las particularidades de sus características exteriores de velocidad.

La característica exterior de velocidad muestra el comportamiento de la potencia, el torque y el consumo específico de combustible con máximo suministro de combustible en el rango de trabajo del motor desde la frecuencia de rotación mínima estable a la frecuencia de rotación máxima. La figura 1.1, muestra la característica exterior de velocidad del motor diésel Cummins C300-20.

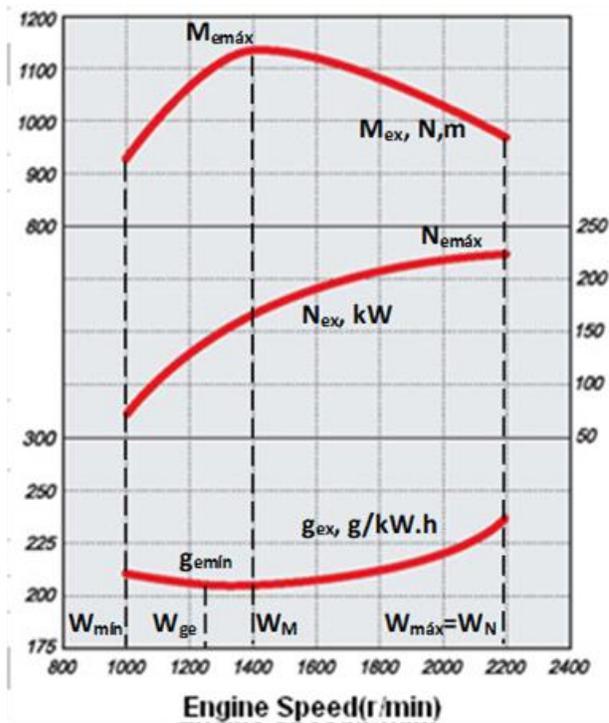


Fig. 1.1. Característica exterior de velocidad del Cummins C300-20.

Fuente: Catálogo de motores Cummins.

Los parámetros, potencia efectiva máxima ($N_{emáx}$), torque máximo ($M_{emáx}$), mínimo consumo específico de combustible ($g_{emín}$) y las respectivas frecuencias de rotación del árbol cigüeñal a que se alcanzan (W_N , W_M y W_{ge}), son elementos importantes en la determinación de un sin número de indicadores, que valoran el desempeño

no sólo del motor sino también del propio vehículo y cuan adecuada es una fuente energética para un vehículo en cuestión: índices de elasticidad, potencia específica, capacidad de aceleración del vehículo, 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 (Fuentes-Vega et al, 2014).

Noten que, en los motores actuales, el $g_{emín}$ se alcanza muy próximo al punto de $M_{emáx}$. Anteriormente el $g_{emín}$ se encontraba muy próximo a la $N_{emáx}$. Esto tiene incidencia en los estilos de conducir, pues ahora se realizan los cambios de marcha sin necesidad de grandes incrementos en la frecuencia de rotación del motor, a partir del ralentí.

Las características exteriores de velocidad pueden ser obtenidas por vía experimental o teórica. Los bancos de ensayo, de diferente tipo, para la determinación experimental de la característica exterior de velocidad, son equipos muy costosos. Por tal razón, cuando el fabricante no las suministra, las empresas explotadoras del transporte, se ven imposibilitadas de utilizar la vía experimental. Se impone en estos casos utilizar la vía teórica. Pero en este caso, dado el desarrollo vertiginoso que han experimentado los motores en los últimos tiempos, no existen en la literatura a nuestro alcance, modelos que

posibiliten determinarlas con exactitud adecuada. Por otro lado, las características parciales, no cuentan con modelos que posibiliten determinarlas combustión exactitud, ni medios que le permitan al conductor identificarlas en dependencia de la posición del pedal de suministro de combustible. Por ende, 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 (Fuentes-Veg, et al, 2014).

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 estable. 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 ($W_{m\acute{a}x}$) para los motores diésel ha sido tradicionalmente concebida como: $W_{m\acute{a}x} = W_N$ (1.1)

La frecuencia de rotación mínima ($W_{m\acute{i}n}$), en vehículos pesados, se determina a partir de la ecuación propuesta por Mirabal Consuegra (2015): $W_{m\acute{i}n} = \frac{1}{a \cdot e_M + b \cdot r_d \cdot i_{ci}}$ (1.2)

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 en metros

a, b – son coeficientes adimensionales del modelo matemático

El radio dinámico se determina por la conocida expresión: $r_d = \left[\frac{D_0}{2} + b_o \cdot (1 - \lambda) \right] \cdot 0.0254$

(m) (1.3)

Dónde: D_0, b_o – son correspondientes, 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

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

$$N_{ex} = N_{em\acute{a}x} \cdot \left[C_1 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) + C_2 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 - C_3 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^3 \right] \text{ (kW)} \quad (1.4)$$

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

$$M_{ex} = \frac{N_{ex} \cdot 10^3}{W_x} = M_{eN} \cdot \left[C_1 + C_2 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) - C_3 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] \text{ (N.m)} \quad (1.5)$$

$$\text{Siendo: } M_{eN} = \frac{N_{em\acute{a}x} \cdot 10^3}{W_N} \quad (1.6)$$

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

1.2.2 Los índices de elasticidad en los motores diésel.

El índice de elasticidad de torque (e_M), se expresa por la relación entre el torque máximo

$$(M_{em\acute{a}x}) \text{ y el torque a potencia máxima } (M_{eN}): \quad e_M = \frac{M_{em\acute{a}x}}{M_{eN}} \quad (1.7)$$

La elasticidad de torque expresa el grado de adaptabilidad 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. Para el caso de los motores diésel se estableció un rango de variación entre 1.05 - 1.15.

El índice de elasticidad de frecuencia de rotación (e_n) se determina por la relación entre la frecuencia de rotación a potencia máxima (W_N) y la frecuencia de rotación a torque máximo (W_M):

$$e_n = \frac{W_N}{W_M} \quad (1.8)$$

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. Fue establecido un rango de variación que oscila entre 1.4 - 2.0, válido para motores de gasolina y diésel.

El índice de elasticidad total del motor (E), se expresa por el producto de la elasticidad de torque por la de frecuencia de rotación: $E = e_M \cdot e_n$ (1.9)

Para fines de tracción, el mejor motor es aquel que posea mejores índices de elasticidad. El rango de variación de E fue establecido entre 1.5 - 2.5.

Los rangos de variación de los índices de elasticidad datan de la década del 70, del siglo anterior. Con el desarrollo que han experimentado los motores, se hace imprescindible actualizarlos. En ese sentido se ha trabajado en esta universidad, pero el propio trabajo ha mostrado la necesidad de establecer rangos de variación específicos para diferentes tipos de motores diésel.

Como anteriormente se expuso, a partir de los índices de elasticidad se pueden determinar por cálculo los coeficientes C_1 , C_2 y C_3 utilizados para la determinación teórica de la característica exterior de velocidad.

Para los motores diésel, Aragón Marrero (1988), en su tesis de doctorado, propone las siguientes ecuaciones: $C_1 = \frac{E \cdot e_n - 2E + 1}{(e_n - 1)^2}$; $C_2 = \frac{2E - 2e_n}{(e_n - 1)^2}$; $C_3 = \frac{E \cdot e_n - e_n^2}{(e_n - 1)^2}$ (1.10)

Por otra parte, Litvinov & Farovin (1989), proponen las siguientes ecuaciones para los mismos motores:

$$C_1 = 1 - \frac{A_{Me}}{100} \cdot \frac{e_n(2 - e_n)}{(e_n - 1)^2}; \quad C_2 = 2 \cdot \frac{A_{Me}}{100} \cdot \frac{e_n}{(e_n - 1)^2}; \quad C_3 = \frac{A_{Me}}{100} \cdot \left(\frac{e_n}{e_n - 1} \right)^2 \quad (1.11)$$

Donde A_{Me} es el Coeficiente de Adaptabilidad del Motor. $A_{Me} = (e_M - 1) \cdot 100$
(1.12)

Cabe destacar que las expresiones, tanto de Litvinov & Farovin como las de Aragón, ofrecen iguales resultados en los motores diésel, por lo cual se puede emplear cualquiera de las dos.

Los parámetros de salida del vehículo como el torque y la potencia se diferencian de los que indica el fabricante en su documentación, pues han sido determinados en bancos de pruebas de motores, cumpliendo estándares internacionales según el país de procedencia, en los cuales prescriben el desarrollo de las pruebas prescindiendo de uno u otro componente del motor. Por lo cual, es necesario afectar estos valores por el coeficiente de

Tipo de Norma	Kc
GOST (Rusia y Europa del Este)	0.93-0.95
DIN (Alemania)	0.95-0.96
SAE (Estados Unidos)(Vieja)	0.86-0.88
SAE (Estados Unidos)(Nueva)	0.95-0.96
ISO (Japón)	0.95-0.96

corrección K_c (Tabla 1.1)

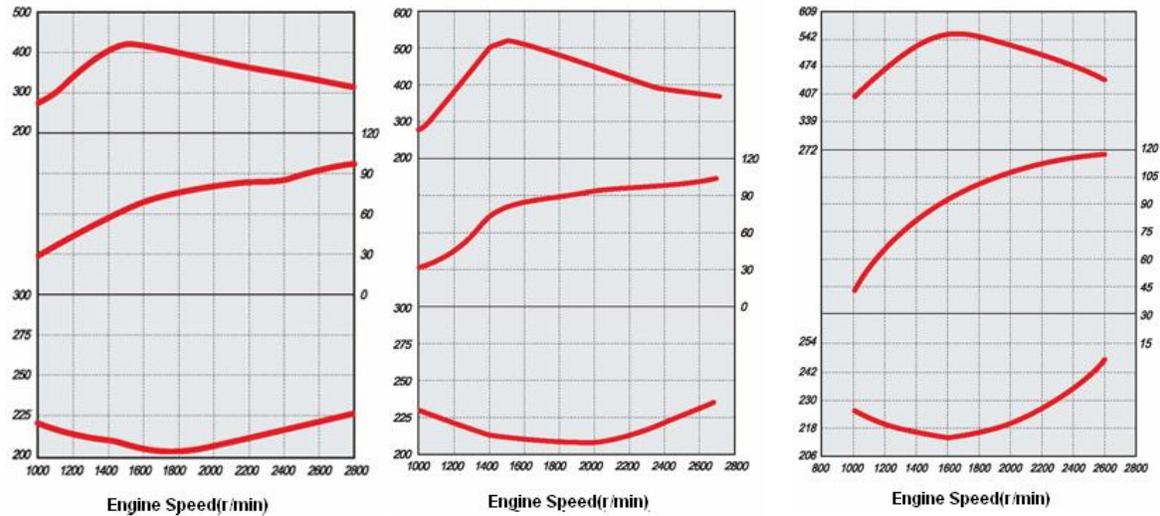
Tabla 1.1. Coeficiente de corrección según normativa de ensayos. Fuente: Ilarionov, 1985

Para comprobar la veracidad de los resultados del cálculo teórico, se comparan los resultados obtenidos con los valores $M_{e\text{ máx}}$ (afectado por el coeficiente de corrección) y W_M que ofrece el fabricante.

1.2.3. Los modelos en uso para la determinación de sus parámetros de salida.

Dificultades y pasos a seguir.

A la par del perfeccionamiento de los motores diésel tradicionales, se desarrolló el control electrónico de la inyección, los motores Common Rail, y empezaron a surgir características exteriores de velocidad que se diferencian notablemente de las tradicionales. Se encuentran modelos aparentemente diferentes, de una misma firma, que son el mismo motor con diferente entrega cíclica de combustible (Fig. 1.2)



EQB 125-20

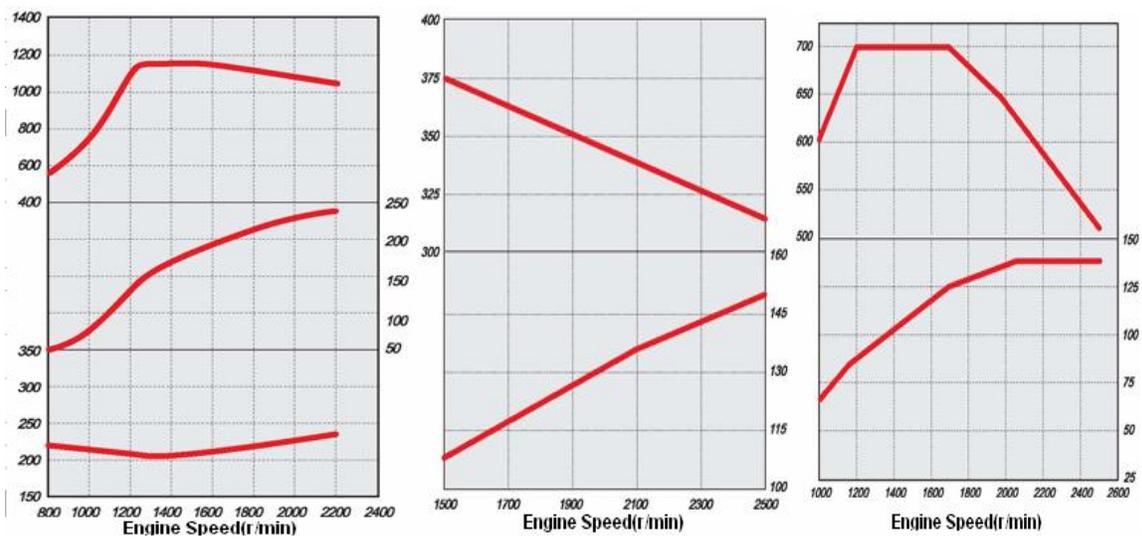
EQB 140-20

EQB 160-20

Fig. 1.2 Motores de la familia EQB, o sea, el mismo motor con diferente regulación de suministro de combustible. Fuente: Catálogo de motores Cummins

Esto es cómodo para el fabricante, pues facilita la fabricación y suministro de piezas de repuesto. No así para el comprador, que puede estar utilizando un motor de 92 HP, que tiene una estructura diseñada para entregar 175 HP.

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



C325-20 Cummins

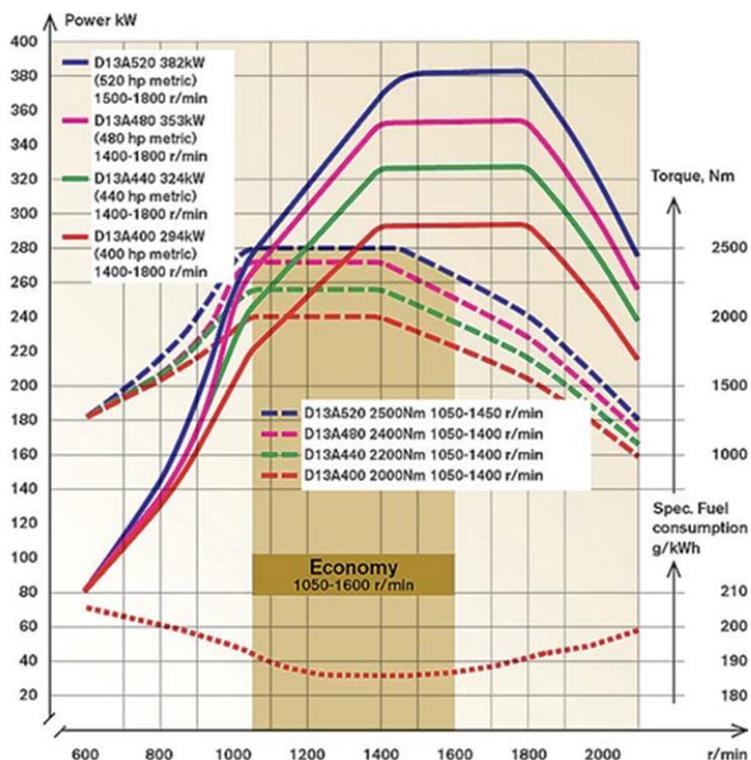
BGe 150-30 Cummins

ISBe 185-30 Cummins

Figura 1.3 Características exteriores de velocidad de diferentes motores Common Rail de Cummins. Fuente: Catálogo de motores Cummins.

Estas diferencias impiden encontrar un modelo que represente fielmente el comportamiento de tales motores, por lo que nos obliga a seguir utilizando los modelos tradicionales.

En los últimos tiempos se hacen más comunes los motores que se fabrican con potencia y torque constantes o sólo con torque constante, en amplios rangos de variación de la frecuencia de rotación. Estos brindan una característica con cierto grado de uniformidad, lo



que debe facilitar un tanto la búsqueda de los modelos que describan su comportamiento. Se ratifica, los modelos, porque en cada motor, se emplean varios modelos para describir su comportamiento. En la figura 1.4, un ejemplo de 4 modelos de motor D13A.

Fig. 1.4. Característica exterior de velocidad del motor D13A. Fuente: Catálogo del motor.

1.3 Aspectos de la dinámica vehicular.

El estudio de la dinámica del vehículo se inicia con la rueda, pues en las mismas se aplica la fuerza motriz, la de adherencia, la de frenado y reacciones y resistencias que aparecen en el diagrama del cuerpo libre del vehículo. Son las ruedas, además, elementos de apoyo del vehículo, que soportan el peso del mismo, parte importante del sistema de suspensión y amortiguación de cargas dinámicas y le aseguran además la posibilidad de marcha y de

maniobra. Por otra parte, el neumático debe reunir características apropiadas como las de resistencia al desgaste, resistencia a las sollicitaciones dinámicas, poca resistencia a la rodadura y las indispensables de seguridad.

1.3.1 Fuerzas actuantes sobre el vehículo en movimiento. Balance de fuerzas y ecuación de movimiento.

En la figura 1.5, se muestran las fuerzas y momentos que actúan sobre una máquina automotriz, que se mueve en la condición más general del movimiento, es decir, traccionando un remolque, por una pendiente, con velocidad variable.

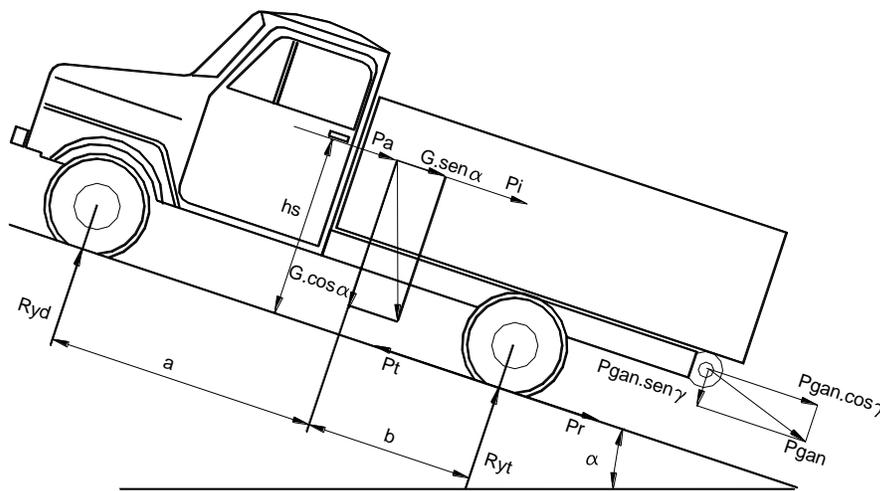


Fig. 1.5. Fuerzas que actúan sobre el vehículo en la condición más general del movimiento.

Fuente: Fuentes Vega et al., 2014.

Dónde: G , $G \cdot \sin \alpha$, $G \cdot \cos \alpha$ - peso total de la máquina automotriz equipada completamente y sus componentes paralela a la superficie de apoyo y perpendicular a la misma, respectivamente.

h_s , a , b - coordenadas que determinan la posición del centro de gravedad.

a_h , h_h - coordenadas que determinan la posición del punto de enganche.

R_{yd} , R_{yt} - reacciones normales a la superficie de apoyo del camino en los puentes delantero y trasero, respectivamente.

P_r - Fuerza de resistencia al rodamiento.

P_a - componente longitudinal de la resistencia total del aire.

P_i - Fuerza total de inercia durante el movimiento no uniforme.

P_t - Fuerza tractiva.

P_{gan} , $P_{gan} \cdot \sin\alpha$, $P_{gan} \cdot \cos\alpha$ - fuerza en el gancho o fuerza de tiro y sus componentes: perpendicular a la superficie de apoyo y paralela a la misma.

α - ángulo de inclinación de la vía.

La fuerza de inercia (P_i), actúa sobre el vehículo cuando la velocidad del mismo no es constante. Es una de las resistencias fundamentales que actúan durante su movimiento en condiciones urbanas, donde son más frecuentes los movimientos de impulso y deceleración, que tan significativo efecto ejercen sobre el consumo de combustible. Se considera aplicada en el centro de gravedad del vehículo, paralela a la superficie de apoyo y en dirección opuesta a la aceleración del sistema, o sea, contraria al movimiento del vehículo en los procesos de impulso y a favor del movimiento del mismo en el proceso de frenado o de deceleración.

La siguiente ecuación determina la fuerza de inercia total de la máquina automotriz, durante el período de movimiento no uniforme, ya sea en proceso de impulso o en de deceleración, cuando se encuentra acoplado el sistema de transmisión al motor.

$$P_i = \frac{G}{g} \cdot \delta \cdot \frac{dV}{dt} \quad (1.13)$$

El parámetro δ se denomina **coeficiente de las masas reducidas**, representa físicamente, en cuanto se incrementa la inercia de traslación, producto de la inercia de las masas con rotación no uniforme, lo que indica que el coeficiente de las masas reducidas debe ser siempre mayor que la unidad. Este coeficiente se determina a partir de los datos generales del vehículo y de los momentos de inercia de las piezas giratorias. En él inciden fundamentalmente la inercia del volante, de las ruedas y de los elementos fundamentales del sistema de transmisión, si bien estos últimos son despreciados por algunos autores. Su valor en vehículos diferentes con transmisiones similares no varía en amplios límites, por ello es factible la utilización de expresiones empíricas. $\delta = 1.04 + \frac{A_\delta}{i_{Si}^2}$ (1.14)

La resistencia al camino (P_c) es la suma de la resistencia al rodamiento (P_r) y la debida a la inclinación de la vía o resistencia a la pendiente (P_α). $P_c = P_r + P_\alpha$ (1.15)

Para los cálculos prácticos, se calcula una sola resistencia al rodamiento para todo el vehículo, la cual se aplica en la superficie de contacto de la rueda con el suelo, paralela a la superficie del mismo, en cualquiera de sus puentes. $P_r = f \cdot G \cdot \cos \alpha$ (1.16)

Dónde: $G \cdot \cos \alpha$ - es la componente del peso total del vehículo, perpendicular a la superficie de apoyo.

f - es el coeficiente de resistencia al rodamiento, que se establecen en el contacto con el suelo de las ruedas.

En los casos, como el mostrado en la Figura 1, en que la fuerza del gancho (P_{gan}) tiene una componente perpendicular a la superficie de apoyo, dicha componente suma su efecto a la componente del peso en la deformación del neumático, por ello el valor de P_r se calcula según:

$$P_r = f \cdot (G \cdot \cos \alpha + P_{gan} \cdot \sen \delta) \quad (1.17)$$

Donde: δ es el ángulo que forma la barra de tiro con la superficie de apoyo.

Generalmente la posición de la barra de tiro se considera paralela al camino, ya que en el caso en que esta inclinación es pequeña, puede considerarse: $P_{gan} \cdot \sen \delta = 0$

La componente del peso paralela al camino ($G \sen \alpha$) se denomina resistencia a la pendiente (P_α).

$$P_\alpha = G \cdot \sen \alpha \quad (1.18)$$

Sustituyendo 1.16 y 1.18 en 1.15, se tiene: $P_c = G(f \cdot \cos \alpha + \sen \alpha)$ (1.19)

El signo + corresponde al movimiento ascendente del vehículo. En movimiento descendente el signo cambia. La P_c se puede también representarse en función del coeficiente de resistencia al camino (ψ):

$$P_c = G \cdot \psi \quad (1.20)$$

O en función de la pendiente de la vía (p, %): $P_c = \frac{G \cdot (f + p)}{\sqrt{1 + p^2}}$ donde: $p = \text{tg} \alpha$ (1.21)

Cuando la pendiente es relativamente pequeña (menor del 5%): $P_c = G \cdot (f + p)$
(1.22)

La resistencia al aire o aerodinámica (P_a) es la fuerza que actúa sobre un cuerpo al moverse a través del aire. Generalmente actúa en sentido opuesto a la velocidad del vehículo, y está aplicada en un punto denominado metacentro, cuyas coordenadas sólo pueden determinarse por vía experimental, pues depende de la configuración del vehículo, por lo que para los cálculos prácticos se considera que está aplicada en el centro de gravedad. En los vehículos pesados, sobre todo en los de grandes dimensiones, la P_a tiene valores significativos, aún para relativamente bajas velocidades. Para los cálculos prácticos se puede utilizar con bastante exactitud la siguiente expresión: $P_a = K \cdot F \cdot V^2$ (1.23)

Dónde: K - es el coeficiente aerodinámico, y es equivalente a la fuerza de resistencia del aire que actúa en un m^2 de área de la máquina automotriz, para una velocidad de 1 m/s, $\text{N} \cdot \text{s}^2 / \text{m}^4$.

F - es el área frontal proyectada del vehículo en un plano perpendicular a la velocidad de movimiento, m^2 .

El valor de F puede determinarse de forma aproximada para vehículos pesados según:

$$F = m \cdot B \cdot H; (\text{m}^2) \quad (1.24)$$

Dónde: m - coeficiente de aprovechamiento del área, es decir, nos da la medida de cuanto se aproxima el área frontal proyectada del vehículo al área del rectángulo que representa el producto de $B \cdot H$. $m = 0.9 - 1$ para vehículos pesados

B, H : vía y altura total del vehículo, respectivamente, m

Para una densidad del aire constante de 1.225 kg/m^3 a nivel del mar, se pueden considerar los siguientes resultados:

Tabla 1.2. Valores promedios del coeficiente aerodinámico y del área frontal proyectada en vehículos pesados. Fuente: Castillo et al., 2020

Tipo de Vehículo	Modelo	K (N·s ² /m ⁴)	F (m ²)
Ómnibus	Con capot	0.45 - 0.55	4.5 - 6.5
	Sin capot	0.35 - 0.45	-
Camiones	Cama abierta	0.50 - 0.70	3.0 - 5.0
	Tipo furgón	0.50 - 0.60	-

La resistencia aerodinámica de los remolques se considera incrementando la correspondiente al vehículo remolcador. Se puede asumir que la existencia de un remolque incrementa la resistencia al aire del remolcador en un 25%, y que dos remolques pueden representar incrementos hasta de un 40%. En condiciones de vías magistrales, la resistencia al aire de estos vehículos puede consumir hasta un 50% de la potencia del motor.

La magnitud P_a en tales casos, puede disminuirse en estos vehículos con la utilización de deflectores. Por ejemplo, un camión de 20t, circulando a velocidades entre 60-80 km/h con deflectores, puede ahorrar entre 2,5-3,5% de combustible. Una simple variación de las dimensiones, ubicación o forma del deflector fuera de lo óptimo empeora bruscamente su efectividad. Se plantea, que los deflectores deben utilizarse cuando la altura del remolque supera la altura de la cabina en más de un metro y cuando la velocidad promedio de movimiento es relativamente elevada, lo cual se corresponde con condiciones de carretera. Son mucho más efectivos para largas distancias de recorrido, en las cuales es posible mantener una velocidad elevada de movimiento de forma estable, durante tiempo prolongado.

La fuerza de tiro o fuerza en el gancho (P_{gan}), surge debido a la acción del remolque traccionado. Supongamos un remolque en su condición más general de movimiento, es decir, subiendo pendientes con velocidad variable y suponiendo que el ángulo de la barra de tiro con la superficie de movimiento es cero o despreciable. La fuerza en el gancho en este caso se calcula según:

$$P_{gan} = P_{rr} + P_{\alpha r} + P_{ir} = G_r \cdot (f \cdot \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha) + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r \cdot \frac{dV}{dt} \quad (1.25)$$

Donde: P_{rr} , $P_{\alpha r}$, P_{ir} -son correspondientemente la resistencia al rodamiento, a la pendiente y de inercia del remolque.

G_r - es el peso total del remolque

δ_r - es el coeficiente de las masas reducidas del remolque.

El coeficiente de las masas reducidas del remolque se diferencia del correspondiente al vehículo, dado que el remolque no posee volante ni sistema de transmisión, sólo posee

$$\delta_r = 1 + \frac{1}{r_{dr}^2} \cdot \frac{g}{G_r} \cdot \sum_n^1 I_{kr} \quad (1.26)$$

sistema de rodaje. Por tanto:

dónde: I_{kr} -es el momento de inercia de una rueda del remolque.

La fuerza tractiva (P_t), es la fuerza motriz del movimiento, que surge como un producto de la interacción rueda-superficie de apoyo, cuando hacia el puente se transmite un momento motriz. Como fuerza motriz es la encargada de vencer todas las resistencias que se produzcan durante el movimiento en las condiciones dadas. Su magnitud se calcula

$$\text{según: } P_{tx} = \frac{M_m}{r_d} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_0 \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{ci}} \quad (1.27)$$

Dónde: M_m - es el momento aplicado a la rueda motriz, N.m

η_0, η_s -son respectivamente, la eficiencia mecánica de la transmisión y la eficiencia de patinaje.

r_d – es el radio dinámico, o sea, el de la rueda deformada bajo carga y en movimiento, m

En condiciones normales de movimiento $\eta_s = 0.9-1.0$, por ello, para los cálculos prácticos, en condiciones normales de movimiento, $\eta_s \cong 1$.

$$\text{El radio dinámico se calcula según: } r_d = \left[\frac{D_0}{2} + b_0 \cdot (1 - \lambda) \right] \cdot 0.0254, \text{ m} \quad (1.28)$$

Dónde: D_0 y b_0 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

$\lambda = 0,12-0,14$ para vehículos ligeros y $\lambda = 0,09-0,11$ para vehículos pesados

La expresión 1.27 se aplica para máquinas automotrices que en su sistema de transmisión no poseen conjuntos hidrocínicos. Su valor máximo no depende únicamente del torque transmitido por el motor y de la marcha conectada en la caja de velocidades, sino que también depende de la interacción rueda-suelo, que se expresa a través de la fuerza de adherencia.

$$P_{tx\text{máx}} = \frac{M_{ex\text{máx}} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{ci}} \leq P_\mu = G_i \cdot \mu \quad (\text{para tracción trasera}) \quad (1.29)$$

$$P_{tx\text{máx}} = \frac{M_{ex\text{máx}} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{ci}} \leq P_\mu = G_d \cdot \mu \quad (\text{para tracción delantera}) \quad (1.30)$$

Si denominamos $P_{t\text{nec}}$ a la fuerza tractiva que es necesario generar en las ruedas para vencer las resistencias al movimiento, o lo que es lo mismo, la resistencia sumaria de movimiento, y P_{tx} a la fuerza tractiva que es capaz de generar el conjunto motor-sistema de transmisión.

$$\text{Entonces la ecuación de movimiento se define como: } P_{t\text{nec}} \leq P_{tx} \leq P_\mu \quad (1.31)$$

Es decir, la fuerza tractiva debe ser superior o igual a las resistencias sumarias, pero inferior o igual a la fuerza de adherencia, para que se produzca el movimiento sin elevado patinaje, por cuanto el patinaje, en pequeñas proporciones siempre está presente en el movimiento de toda máquina automotriz.

En resumen, considerando la condición más general del movimiento en una máquina automotriz de ruedas, es decir, en pendiente ascendente, con velocidad variable y traccionando un remolque, tal y como se muestra en la figura 1.5 y considerando $\gamma = 0$ en la barra de tiro, la sumatoria de fuerzas en un eje paralelo al camino, nos muestra el balance de fuerzas del vehículo en movimiento:

$$\sum F_x = 0; \quad P_t - P_r - P_\alpha - P_a - P_i - P_{gan} = 0 \quad (1.32)$$

Sustituyendo en el balance de fuerzas, agrupando y despejando, se llega a la denominada

$$\text{Ecuación General del Movimiento: } \frac{dV}{dt} = \frac{P_{tx} - (G + G_r) \cdot (f \cdot \cos \alpha + \text{sen} \alpha) - P_a}{\frac{G}{g} \cdot \delta + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r} \quad (1.33)$$

Del análisis de esta ecuación, podemos concluir que:

- a) Para que exista aceleración, tiene que existir una diferencia entre la fuerza tractiva, que genera el conjunto motor-sistema de transmisión, y las resistencias sumarias al movimiento.
- b) Cuando el valor de P_{tx} excede el valor sumario de las resistencias al movimiento, estamos en presencia de un movimiento acelerado. Cuando el valor de P_t es igual al valor sumario de las resistencias, $dV/dt = 0$, el vehículo se mueve con movimiento uniforme ($V_x = cte$). Cuando el valor de P_{tx} es inferior al valor sumario de las resistencias al movimiento, estamos en presencia de un movimiento decelerado. De igual forma, cuando no existe P_{tx} y sólo actúan las resistencias se produce un movimiento decelerado.
- c) A mayor masa del vehículo y del remolque, existe más estabilidad en el movimiento, o sea, cualquier variación de las resistencias al movimiento o de la fuerza tractiva, provoca menos alteración en el régimen de movimiento de la máquina automotriz, es decir, posee mayor inercia.

Si definimos: $\frac{P_t - P_a}{G + G_r} = D$, y denominamos a D como **factor dinámico**, tendremos:

$$\frac{1}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta_z} \cdot [D - (f \cdot \cos \alpha + \text{sen} \alpha)] = \frac{1}{\delta_z} \cdot (D - \Psi) \quad (1.34)$$

Esta es la denominada **Ecuación Adimensional del Movimiento** de la máquina automotriz de ruedas con una fuerza de tiro. Esta ecuación es muy utilizada, por su simplicidad, en múltiples trabajos de modelación matemática.

El factor dinámico es una magnitud adimensional, que se utiliza para comparar las cualidades dinámicas de vehículos con diferente peso. Note que relaciona dos magnitudes: fuerza tractiva y resistencia aerodinámica del vehículo con el peso. Tanto P_t como P_a están condicionadas por el régimen de trabajo del motor y la relación de transmisión conectada en el vehículo, y su diferencia es mayor, en la medida en que es más adecuado el diseño del vehículo. Para iguales capacidades de carga, en el vehículo y el remolque, tanto G como G_r nos muestran el buen diseño del conjunto.

Cuando el vehículo se mueve con velocidad constante: $D - \psi = 0$, es decir, $D = \psi$. Esta condición se utiliza en algunas representaciones gráficas, para mostrar las condiciones viales, a través del valor del factor dinámico.

1.3.2 La eficiencia de los sistemas de transmisión.

Varios factores inciden en la construcción de un vehículo, pero sin lugar a dudas, uno de los más importantes, es la posibilidad de alcanzar mayor eficiencia en la transmisión de potencia. Todas las piezas y conjuntos, que toman parte en la transmisión de potencia, desde el embrague hasta las ruedas motrices del vehículo, componen el sistema de transmisión. La mayor influencia en la magnitud de la eficiencia mecánica de la transmisión, la poseen las características constructivas del sistema, por ejemplo, la existencia o no de conjuntos que trabajan con patinaje continuo, la ubicación relativa del motor con respecto al puente motriz y el número de puentes motrices; los cuales son los que más influencia poseen en la eficiencia de la transmisión, desde el punto de vista constructivo.

Por ende, no toda la potencia generada en el motor (N_{ex}) se emplea en vencer las resistencias al movimiento, sino que una parte de esta, se gasta en vencer las pérdidas que se generan en el mecanismo de transmisión, como es: el vencimiento de la fricción en las ruedas dentadas de la caja de velocidad, caja de transferencia y transmisión principal; en las articulaciones de la transmisión cardánica; en la junta homocinética; en los rodamientos y prensaestopas y en el vencimiento de la fricción de las ruedas dentadas sobre el aceite y su dispersión, entre otras. De tal forma, la potencia que llega a las ruedas (N_r) es afectada por la eficiencia del conjunto sistema de transmisión: $N_r = N_{ex} \cdot \eta_o$ (1.35)

En la medida que aumentan las pérdidas de potencia en la transmisión, menor será el valor de la eficiencia mecánica de la transmisión (η_o), y por tanto, menor será N_r .

La determinación de la eficiencia mecánica del sistema de transmisión es muy importante, puesto que interviene en toda una serie de cálculos prácticos, como, por ejemplo, en la determinación de la fuerza tractiva (P_t) y de la potencia necesaria en el motor para vencer las resistencias al movimiento (N_{nec}).

En su trabajo doctoral Pérez Gálvez (2007), propone y valida experimentalmente, una expresión para el cálculo de la eficiencia mecánica de la transmisión, que contempla la marcha conectada, la fórmula de ruedas, la posición relativa del motor con relación al puente motriz; las pérdidas hidráulicas y la carga a que se somete el sistema. $\eta_o = \chi -$

$$\frac{(2+0.09 \cdot V_x) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot 10^{-3}}{M_{ex}} \quad (1.36)$$

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

$$\chi = 0.98^k \cdot 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n \quad (1.37)$$

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

En el caso de la característica ideal, la fuente energética es ideal, es decir, entrega potencia máxima constante en todo el rango de frecuencias de rotación. Al ser ideal la fuente, el vehículo no necesita de una caja de velocidad, pero sí transmitir la potencia del motor a los semiejes, por lo tanto, el sistema de transmisión debe constar al menos con una transmisión cardánica y un par cónico. De tal forma, en la expresión 1.36 y 1.37: $M_{ex} =$

$N_{em\acute{a}x} \cdot 10^3 / W_x$; $i_{ci} = 1$; $k = 0$, y l, m y n toman el valor de acuerdo a la fórmula del vehículo en la variante de marcha directa.

Para facilitar la determinación de la eficiencia, Pérez Gálvez confeccionó una tabla que toma en consideración la fórmula de ruedas, el número de puentes transmitiendo potencia, posición relativa del motor respecto al puente motriz y marcha conectada en la determinación de los coeficientes k, l, m y n.

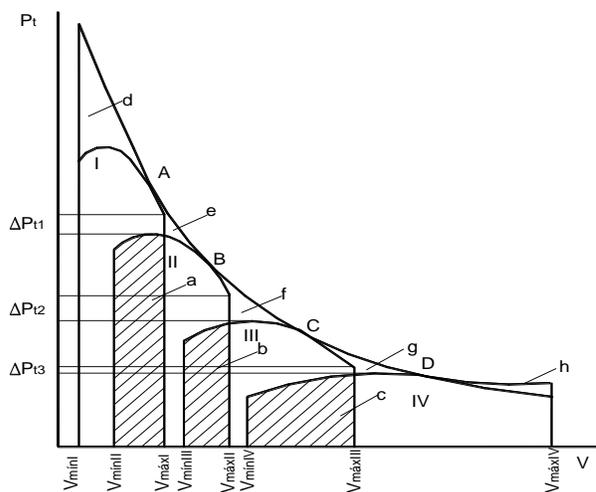
1.3.3. La característica tractiva y los coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión.

La característica tractiva generalmente se presenta como una dependencia $P_{tx} = f(V_x)$ o $D = f(V_x)$, pudiendo incluir la dependencia de la fuerza tractiva ideal contra velocidad de movimiento ($P_{tideal} = f(V_x)$). Un simple análisis de la misma 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 realizar una valoración con mayor objetividad, se hace necesario cuantificar las cualidades explotativas mencionadas. 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 del vehículo (Millo Carmenate, 2003; Pérez Gálvez, 2007).

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 una caja de velocidad de 4 marchas. Fuente: Fuentes Vega et al., 2015

Las áreas de ausencia de potencia nos muestran, desde la velocidad mínima de movimiento estable en 1ra marcha ($V_{mínI}$) hasta la velocidad máxima en marcha superior ($V_{máxIV}$), 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 $V_{\min I}$.

Las áreas de ausencia de potencia se valoran a partir del **coeficiente de aprovechamiento del área ideal** (S_a), el cual en su forma elemental se presenta como: $S_a = (A_{real}/A_{ideal}) \cdot 100$ (1.38)

Dónde: A_{real} – es el área sumaria bajo las curvas reales

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

El área bajo las curvas reales se determina según:

$$A_{real} = \int_{V_{\min I}}^{V_{\max I}} P_{txI} \cdot dV + \int_{V_{\max I}}^{V_{\max II}} P_{txII} \cdot dV + \int_{V_{\max II}}^{V_{\max III}} P_{txIII} \cdot dV + \dots + \int_{V_{\max i-1}}^{V_{\max i}} P_{tx i} \cdot dV \quad (1.39)$$

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

El área bajo la curva ideal por su parte:

$$A_{ideal} = \int_{V_{\min I}}^{V_{\max ms}} P_{tideal} \cdot dV = \int_{V_{\min I}}^{V_{\max ms}} \frac{N_{em\acute{a}x} \cdot \eta_{oid} \cdot 10^3}{v} \cdot dV \quad (1.40)$$

La solución de la integral es:

$$\int_{V_{\min I}}^{V_{\max ms}} P_{tideal} \cdot dV = \left[(10^3 \cdot \chi \cdot N_{em\acute{a}x}) - (2 \cdot G) \right] \cdot \log \frac{V_{\max ms}}{V_{\min I}} - 0.09 \cdot (V_{\max ms} - V_{\min I}) \quad (1.41)$$

Note que la solución de la expresión 1.39 depende del comportamiento de la curva de torque del motor. De ahí la importancia de encontrar modelos que representen adecuadamente el comportamiento de las curvas de torque en los nuevos motores.

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 lo dificultan extraordinariamente. Cuando 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.

El solape entre marchas se evalúa del **coeficiente de recubrimiento** (S_o), que es la relación entre la suma de los rangos de velocidades que se solapan en cada marcha ($\sum \Delta V$) y la suma de los rangos de variación de las velocidades en cada marcha para ese vehículo ($\sum \Delta V_T$):

$$S_o = \sum \Delta V / \sum \Delta V_T = \sum_{i=2}^m (V_{max\ i-1} - V_{min\ i}) / \sum_{i=1}^m (V_{max\ i} - V_{min\ i}) \quad (1.42)$$

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. Esta tiene gran incidencia en las cualidades dinámicas y de consumo de la máquina automotriz.

Sean las características tractivas de dos vehículos iguales (figura 1.7), 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 y 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 de la Ecuación Adimensional Movimiento (expresión 1.34): $\frac{1}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta_z} \cdot (D - \Psi)$, cuando la velocidad es constante, que es nuestro caso, $D = \psi$, por lo que la escala de D, representa el coeficiente de resistencia al camino.

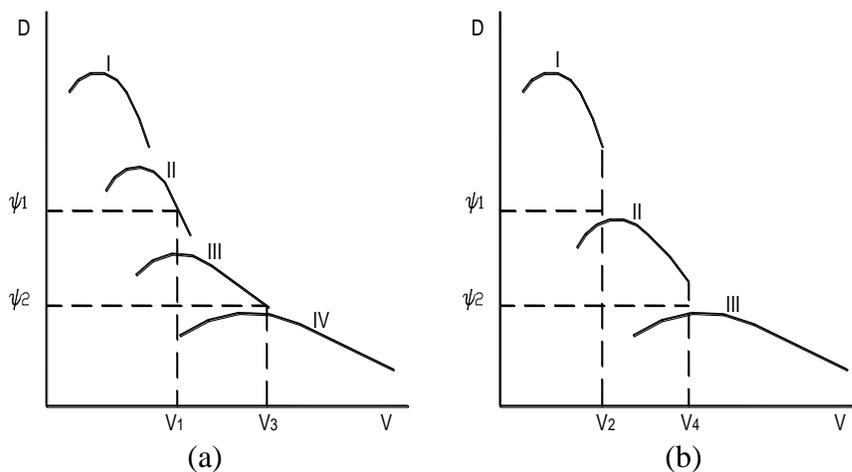


Fig. 1.7. Ejemplo que caracteriza la selectividad de marchas. Fuente: Guerra Pérez, 2018

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. O sea, en la medida que las características reales cubren más el espacio vertical y a cada carga, hay una característica real que le da respuesta, se obtienen mayores velocidades de movimiento y se trabaja con coeficientes de aprovechamiento de la potencia que posibilitan un mejor consumo de combustible.

Port ello, en el caso de la selectividad, se define el **coeficiente de selectividad** (S_e), como el aprovechamiento de las posibilidades tractivas entre el rango de fuerza tractiva:

$$S_e = \frac{(P_{tx \max I} - P_{tv \max MS}) - \sum_{i=2}^m (P_{tv \max i-1} - P_{tx \max i})}{P_{tx \max I} - P_{tv \max MS}} \cdot 100 \quad (1.43)$$

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

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

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.

1.4. La Remotorización Vehicular

La remodelación vehicular, en sus distintas variantes, es una práctica internacional, que se utiliza fundamentalmente, para adecuar vehículos nuevos a funciones para los que no fueron concebidos o para devolverle, en este caso con la remotorización, cualidades de explotación cercanas a las iniciales, a vehículos con largos períodos de explotación, cuyos motores han agotado las posibilidades de reparación general.

Esta práctica a nivel internacional se realiza fundamentalmente en vehículos pesados: camiones y ómnibus de diferente tipo y capacidad de carga. En nuestro país, las condiciones en que se ha desarrollado la economía en el período revolucionario, sometida a

una verdadera guerra económica, ha impuesto características propias a la remodelación vehicular, y dentro de ella, a la remotorización. De hecho, circulan por el país numerosos vehículos cuya fabricación se enmarca entre las décadas del 50 al 90 del pasado siglo. De tal modo, podemos encontrar los siguientes tipos de remotorización:

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

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

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

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

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

Como quiera, que una remotorización se produce en período de tiempo prolongado, después que se han agotado las posibilidades de reparación general del motor, generalmente no se puede remotorizar con el mismo motor, pues las tecnologías cambian rápidamente,

determinados modelos dejan de producirse o por otras circunstancias no ingresan al país. Por ello, las remotorizaciones, como se expresó anteriormente, en ocasiones se acompañan con cambios en el sistema de transmisión, ya sean de caja de velocidad o de transmisión principal, buscando mejorar el desempeño del vehículo remodelado.

Para lograr los resultados deseados, no basta con comparar los parámetros de salida del motor original, con el que fue diseñado el vehículo, y los del motor que se propone para sustituirlo. La simple comparación no es suficiente, se hace necesario, además, evaluar ambos motores con coeficientes que posibiliten aumentar el rigor de la evaluación, y que, de hecho, permitan predecir el comportamiento del vehículo remodelado. A nivel de motor, además de sus parámetros básicos de salida: $N_{em\acute{a}x}$, $M_{em\acute{a}x}$, $g_{em\acute{a}x}$ o g_{eN} , W_N , W_M , es necesario valorar su tecnología, tipo de combustible, dimensiones, peso, entre otros, y por supuesto los índices de elasticidad, que tanto dicen del comportamiento del vehículo. La comparación no debe restringirse a la simple comparación de indicadores, pues pueden existir, como es normal, diferencias en los parámetros de salida, hay que comparar sus valores con estándares internacionales actualizados.

De igual modo, deben compararse las características exteriores de velocidad de ambos motores, en un mismo gráfico, pues esto aporta elementos importantes de valoración.

La construcción de la característica tractiva es un elemento importante por varias razones.

- Permite visualizar en primera instancia las áreas de ausencia de potencia, el solape entre curvas y la selectividad.
- Si se le adjunta el gráfico de $P_{trec} = f(V_x)$, con o sin remolque en el caso de los camiones, puede no sólo determinar la $V_{m\acute{a}x}$ teórica, sino también la real y pueden valorarse las reservas de fuerza tractiva en cada marcha, en las diferentes velocidades de movimiento.
- Los cálculos desarrollados son imprescindibles para determinar el consumo de combustible en cualquier condición de movimiento.

Ahora bien, sobre su base, se visualizan los límites de integración, los rangos de valores necesarios para el cálculo de los coeficientes que valoran la relación motor-sistema de transmisión, que son los elementos que posibilitan la cuantificación de cuan adecuada o no

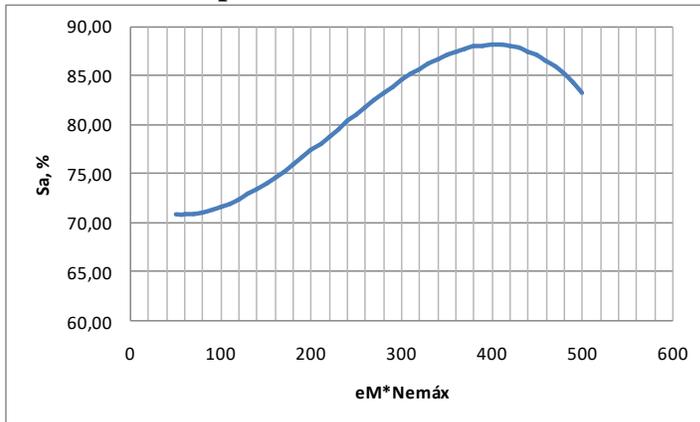
es la remotorización en un determinado vehículo con un determinado sistema de transmisión.

Al igual que en el caso de los indicadores de elasticidad, no basta con comparar los indicadores del vehículo original con los del remodelado, por cuanto al tener parámetros de salida diferentes, tienen que dar diferentes. Hace falta contar con estándares de variación de estos coeficientes establecidos sobre la base de parámetros del vehículo que los determinan.

Mirabal Consuegra (2015), determinó las dependencias funcionales de cada uno de los coeficientes en una base datos de 74 vehículos diésel. Analizó en cada coeficiente los factores que incidían en la magnitud del coeficiente y se determinó la dependencia que mejor establecía el vínculo con el mismo.

De tal modo se obtuvieron los siguientes resultados:

Coefficiente de aprovechamiento del área ideal:



Modelo Polinomial de 3er grado:

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

Donde:

$$a = 72.272045$$

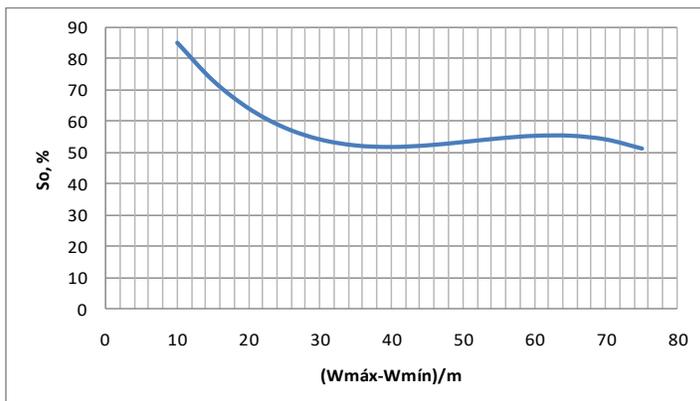
$$b = -0.054507146$$

$$c = 0.00056604024$$

$$d = -8.2605762e-007$$

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

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



Coefficiente de recubrimiento:

Modelo Polinomial de 3er grado:

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

Donde:

$$a = 121.05528$$

$$b = -4.4433993$$

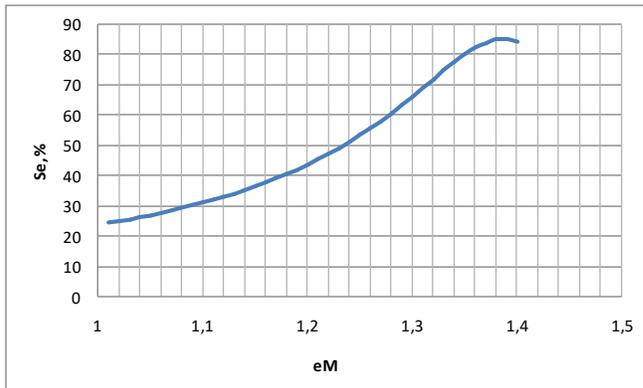
$$c = 0.091638999$$

$$d = -0.00059753197$$

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

Fig. 1.9. Dependencia de $S_o = f\left(\frac{W_{m\acute{a}x} - W_{minL}}{m}\right)$

Coefficiente de selectividad:



Función Racional:

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

Donde:

$$a = 6.649154$$

$$b = -4.2938209$$

$$c = -1.3800692$$

$$d = 0.47941488$$

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

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

Si bien los valores de S y r dan altos en todos los casos, no se buscaba un ajuste a una dependencia, sino un conjunto de parámetros que nos brindara un comportamiento de ley, con relación al coeficiente evaluado.

Se hace necesario perfeccionar el resultado obtenido con la ampliación y actualización de la base de datos de vehículos con motores diésel y valorar la posibilidad de diferenciar algunos casos de vehículos con motores diésel con características específicas.

1.5.-Conclusiones parciales

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

1. La existencia de un grupo importante de motores diésel con rangos de variación de la frecuencia de rotación con torque y/o potencia máxima y torque máximo constantes, con una cierta regularidad en el comportamiento de sus características exteriores de velocidad, posibilita acometer el desarrollo de modelos matemáticos particulares de comportamiento, útiles para un sinnúmero de cálculos de ingeniería.
2. El comportamiento particular, y hasta cierto punto regular, de sus características exteriores de velocidad, aconseja abordar el estudio de sus indicadores de elasticidad,

con la finalidad de introducir modificaciones o proponer nuevos indicadores, que valoren características particulares de estos motores.

3. El avance experimentado en la fabricación de motores de combustión interna en las últimas décadas, y dada la importancia de sus indicadores de elasticidad, no sólo para evaluar los motores en sí, sino para un tanto predecir el comportamiento de los vehículos, aconseja actualizar los rangos de variación de estos indicadores, determinando diferencias entre diferentes tipos de motores diésel.

CAPÍTULO II. BASES DE DATOS Y DESARROLLO TEÓRICO DEL TRABAJO INVESTIGATIVO.

2.1.-Introducción.

Dado a una base de datos confeccionada que permitiera el análisis de las nuevas variantes de motores Diesel, en este capítulo se realiza la clasificación y caracterización de estos motores, junto a una redefinición los indicadores de elasticidad y también, se proponen un nuevo indicador que relacione el rango de frecuencias de rotación en que se mantiene constante el torque máximo con relación al rango fundamental de trabajo del motor, una forma para presentar nuevos rangos de variación de cada uno de los indicadores; así como la definición de vías para el establecimiento de un modelo que describa el comportamiento de las nuevas características exteriores de velocidad.

2.2.-La base de datos de motores diésel.

Para desarrollar este epígrafe se recopiló una base de datos de 924 motores diésel. Dentro de los cuales se incluyeron motores, entre otros, de las siguientes marcas: Caterpillar, Cummins, Deutz, Isuzu, Detroit Diésel, Fiat, Betford, Hino, Hyundai, Iveco, International, Kamaz, Kraz, Yamz, Mercedes Benz, Novistar, Scania, Perkins, VW, Volvo, Yuchai, Astra, DAF y MAN.

Dadas las diferencias existentes entre sus características exteriores de velocidad se procedió a clasificarlas, para determinar coeficientes de elasticidad por cada una de las clasificaciones.

Se denominan **motores convencionales** a motores diésel, tanto anteriores como posteriores a la década de los 90, con sistemas electrónicos de inyección o no, pero que no poseyeran rangos de frecuencias de rotación a torque constante, a potencia constante o a torque y potencia constante.

Se clasificaron además los grupos de motores **con torque constante**, los grupos de motores **con potencia constante** y los grupos de motores con **torque y potencia constantes**.

La clasificación arrojó lo siguiente:

Tabla 2.1. Cantidad de motores según grupo de clasificación.

Grupos de motores diésel	Cantidad
Convencionales	474
Con rangos de variación de la frecuencia de rotación a $M_{em\acute{a}x}$ constante	347
Con rangos de variación de la frecuencia de rotación a $M_{em\acute{a}x}$ y $N_{em\acute{a}x}$ constante	95
Con rangos de variación de la frecuencia de rotación a $N_{em\acute{a}x}$ constante	9

Dada la cantidad de motores del grupo de frecuencia de rotación a N_{ex} constante, no es posible determinar los rangos de variación de los coeficientes de elasticidad correspondientes al mismo, ni integrarlos, por sus características, a ninguno de los grupos establecidos. De no poderse ampliar esta base de datos, ello puede ser indicativo, de que no prosperó como variante.

A continuación, se brinda una caracterización de los diferentes grupos. Para ello, los rangos de variación de cada parámetro se dividirán en 3 partes iguales y se determinará el por ciento de presentación de cada valor dentro del rango:

Motores Convencionales:

Tabla 2.2. Caracterización de la base de datos de motores convencionales. Fuente: Elaboración propia.

Parámetros	1er rango	%	2do rango	%	3er rango	%
Cilindrada, Ls	1.22-7.46	51.28	7.47-13.71	38.40	13.72-19.95	10.3
$N_{em\acute{a}x}$, kW	37-178	54.43	179-319	38.18	180-460	7.38
n_N , rpm	1600-2550	75.70	2551-3500	19.90	3501-4450	4.4
$M_{em\acute{a}x}$, N.m	120-1080	63.08	1081-2040	30.80	2041-3000	6.12
n_M , rpm	900-1400	50.00	1401-1900	43.70	1901-2400	6.30

Por supuesto, hay una relación entre la cilindrada y la potencia máxima del motor. Los rangos más elevados son los menos frecuentes en todos los parámetros.

Motores con torque constante en amplios rangos de variación de la frecuencia de rotación:

Tabla 2.3. Caracterización de la base de datos de motores con rango de frecuencias de rotación a torque máximo constante. Fuente: Elaboración propia.

Parámetros	1er rango	%	2do rango	%	3er rango	%
Cilindrada, Ls	1.9-6.7	52.08	6.8-11.6	31.94	11.7-16.5	15.63
$N_{em\acute{a}x}$, kW	55-203.7	60.81	203.8-358.3	35.73	358.4-512.9	3.17
n_N , rpm	1500-3200	93.66	3201-4800	5.19	4801-6500	0.86
$M_{em\acute{a}x}$, N.m	191.0-1241.5	67.72	1241.5-2292.0	28.24	2292.1-3342.6	3.75
n_{M1} , rpm	900-1800	95.10	1801-2600	4.32	2601-3500	0.29
n_{M2} , rpm	1100-2500	95.97	2501-3800	3.17	3801-5200	0.58

Al igual que el anterior, los rangos menores son los más frecuentes. En materia de frecuencia de rotación los menores rangos son la inmensa mayoría.

Motores con potencia y torque máximos constantes en amplios rangos de variación de la frecuencia de rotación:

Tabla 2.4. Caracterización de la base de datos de motores con rango de frecuencias de rotación a potencia y torque máximos constantes. Fuente: Elaboración propia.

Parámetros	1er rango	%	2do rango	%	3er rango	%
Cilindrada, Ls	3.00-7.00	14.61	7.01-11.00	22.47	11.01-15.01	62.92
$N_{em\acute{a}x}$, kW	102.6-198.9	14.74	198.9-295.3	44.21	295.4-391.7	41.05
n_{N1} , rpm	1400-1900	82.11	1901-2300	14.74	2301-2800	3.16
n_{N2} , rpm	1600-2100	74.74	2101-2600	22.11	2601-3200	3.16
$M_{em\acute{a}x}$, N.m	334.2-1050.5	14.74	1050.5-1766.8	27.37	1766.9-2483.1	57.89
n_{M1} , rpm	860-1100	44.21	1101-1220	42.11	1221-1400	13.68
n_{M2} , rpm	1300-1800	88.42	1801-2300	9.47	2301-2800	2.11

En este grupo de motores los valores medios y altos, de potencia y torque, son los más abundantes, no sucede así con los rangos de frecuencia de rotación.

2.3.- Los indicadores de elasticidad en los motores diésel con torque constante y con potencia y torque constante.

2.3.1.- Los índices de elasticidad en motores con potencia y torque constante.

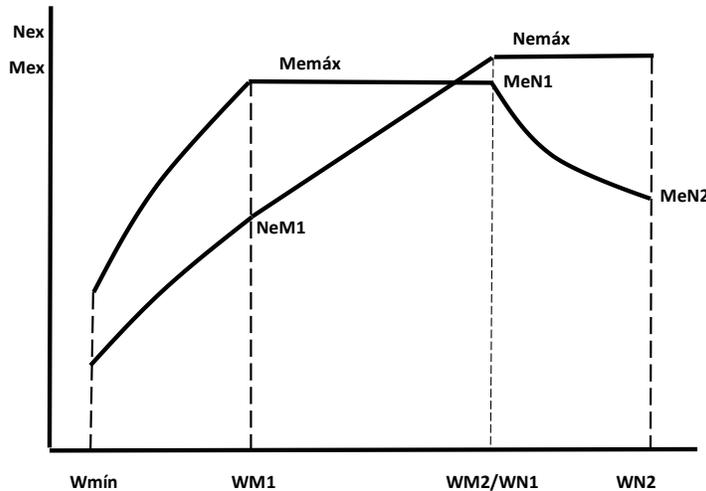


Fig. 2.1. Característica exterior de velocidad de un motor con rangos de frecuencia de rotación a torque y potencia constantes.

Es usual en estos motores, que el fin del rango de frecuencias de rotación a torque máximo, coincide con el inicio del correspondiente a la potencia máxima.

La elasticidad de torque (e_M), está definida convencionalmente como la relación entre el torque máximo y el correspondiente a potencia máxima ($e_{Mconv} = \frac{M_{emáx}}{M_{eN}}$).

En estos motores, atendiendo a su concepción inicial, puesto que existen desde W_{N1} hasta W_{N2} diferentes valores de torque a potencia máxima, se define el coeficiente de elasticidad de torque como: $e_M = \frac{M_{emáx}}{M_{eN2}}$ (2.1)

$$M_{eN2} = \frac{N_{emáx} \cdot 10^3}{W_{N2}}; \quad M_{emáx} = \frac{N_{emáx} \cdot 10^3}{W_{M2}} = \frac{N_{eM1} \cdot 10^3}{W_{M1}} \quad (2.2)$$

Por lo tanto, se determinan los índices de elasticidad sustituyendo $M_{emáx} = \frac{N_{emáx} \cdot 10^3}{W_{M2}}$ (2.3)

$$e_M = \frac{\frac{N_{emáx} \cdot 10^3}{W_{M2}}}{\frac{N_{emáx} \cdot 10^3}{W_{N2}}} = \frac{W_{N2}}{W_{M2}} \quad (2.4)$$

Es decir, la e_M está definida por el rango de frecuencias de rotación a que se alcanza la potencia máxima. Esto es lógico, puesto que el torque se comporta como una hipérbola, en este rango de frecuencias de rotación, y por tal razón, mientras mayor diferencia entre W_{N2}

y W_{M2} , mayor será la elasticidad del motor. Se convierte así, la elasticidad de torque, en una elasticidad de frecuencia de rotación en el rango de trabajo correspondiente a la $N_{em\acute{a}x}$.

Por su parte, la elasticidad de frecuencia de rotación (e_n), está definida convencionalmente como la relación entre las frecuencias de rotación a potencia máxima y torque máximo, las cuales representan el rango fundamental de trabajo del motor ($e_{nconv} = \frac{W_N}{W_M}$).

Puesto que existen, un rango de variación de frecuencias de rotación a potencia máxima como a torque máximo, se define la e_n por aquellas que enmarcan el rango fundamental de trabajo del motor, es decir: $e_n = \frac{W_{N2}}{W_{M1}}$ (2.5)

De tal modo, la elasticidad total será: $E = e_n \cdot e_M = \frac{W_{N2}}{W_{M1}} \cdot \frac{W_{N2}}{W_{M2}} = \frac{W_{N2}^2}{W_{M1} \cdot W_{M2}}$ (2.6)

La elasticidad total, cobra una nueva e importante significación, por cuanto queda definida por la frecuencia de rotación máxima al cuadrado y el producto de las frecuencias de rotación que definen el rango de variación de la frecuencia de rotación a torque constante.

Un análisis de la expresión arroja lo siguiente:

- Los valores de W_{M1} no deben incrementarse. Fue una tendencia la reducción de la frecuencia de rotación a torque máximo, para ampliar el rango fundamental de trabajo del motor, que en este caso queda definido por W_{M1} , dado el efecto positivo que genera en las cualidades dinámicas del vehículo. Incluso, en algunos de estos motores se reduce, hasta el punto de que, W_{M1} coincide con la frecuencia de rotación mínima estable ($W_{mín}$).
- Los motores diésel modernos, han evolucionado hacia un incremento de la frecuencia de rotación máxima, representada en este caso por W_{N2} , con mayor hincapié, por razones lógicas, en los diéseles de vehículos ligeros.
- De tal modo, entre un motor y otro, el incremento de la elasticidad total puede quedar definida, en la medida en que el crecimiento de W_{N2} conduzca a un incremento del rango fundamental del trabajo del motor y del rango de frecuencias de rotación a potencia máxima.

2do: Se determinan los índices de elasticidad sustituyendo $M_{em\acute{a}x} = \frac{N_{eM1} \cdot 10^3}{W_{M1}}$ (2.7)

Con ello la elasticidad de frecuencia de rotación e_n no varía. En el caso de e_M , tenemos:

$$e_M = \frac{\frac{N_{eM1} \cdot 10^3}{W_{M1}}}{\frac{N_{em\acute{a}x} \cdot 10^3}{W_{N2}}} = \frac{N_{eM1}}{N_{em\acute{a}x}} \cdot \frac{W_{N2}}{W_{M1}} = \frac{N_{eM1}}{N_{em\acute{a}x}} \cdot e_n \quad (2.8)$$

Note a e_M definida ahora por el producto entre e_n y la relación entre las potencias que enmarcan el rango de frecuencias de rotación en que el torque es máximo. Como $N_{em\acute{a}x} > N_{eM}$, la anterior relación es menor que la unidad y el aumento de la $N_{em\acute{a}x}$ en relación con N_{eM} , tiende a reducir el valor de e_M . ¿Por qué se expresa que tiende a reducirlo? Bueno, porque ello depende de cómo se comporte el valor de e_n . Por ello, la expresión 2.4, expresa que e_M depende de la relación W_{N2}/W_{M2} , es decir del incremento de la frecuencia de rotación máxima en relación con la máxima frecuencia de rotación a torque máximo, que es la que define el incremento de la $N_{em\acute{a}x}$. Es decir, puede producirse un descenso de la relación $N_{eM}/N_{em\acute{a}x}$, pero si W_{N2}/W_{M2} crece la e_M se incrementa.

En el caso de la elasticidad total, entonces: $E = e_n \cdot e_M = \frac{N_{eM1}}{N_{em\acute{a}x}} \cdot e_n^2 \quad (2.9)$

Note la marcada incidencia de la elasticidad de frecuencia de rotación en la elasticidad total.

Si se iguala 2.6 con 2.9, entonces: $\frac{W_{M2}}{W_{M1}} = \frac{N_{em\acute{a}x}}{N_{eM}} \quad (2.10)$

Lo cual es lógico, pues expresa que el crecimiento de la potencia, a partir de la frecuencia de rotación W_{M1} , es proporcional al crecimiento del intervalo de variación de la frecuencia de rotación a torque máximo.

En el tramo de $M_{ex} = \text{constante}$, la N_{ex} es una recta. Por tanto, podemos plantear:

$$N_{em\acute{a}x} - N_{eM} = m \cdot (W_{M2} - W_{M1}) \quad (2.11)$$

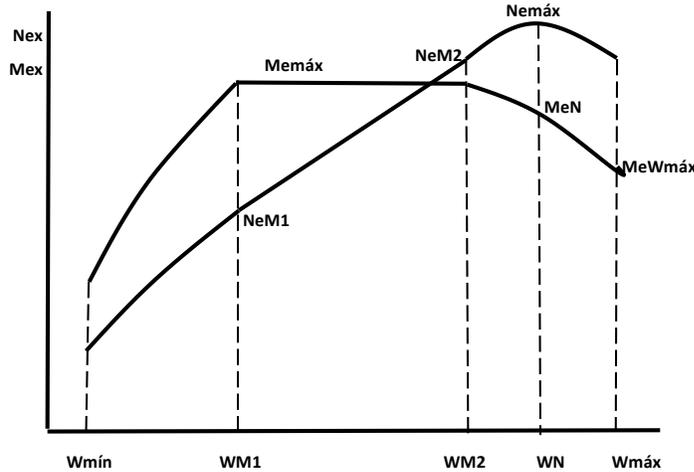
$$m = \frac{N_{em\acute{a}x} - N_{eM1}}{W_{M2} - W_{M1}} = \frac{M_{em\acute{a}x}}{10^3} \cdot \frac{(W_{M2} - W_{M1})}{(W_{M2} - W_{M1})} = \frac{M_{em\acute{a}x}}{10^3} \quad (2.12)$$

Por tanto, en el rango de torque constante, la potencia queda definida como:

$$N_{ex} = \frac{M_{em\acute{a}x}}{10^3} \cdot (W_x - W_{M1}) \quad (2.13)$$

2.3.2.-Los índices de elasticidad en motores con $M_{em\acute{a}x} = \text{constante}$

En estos motores diésel nos encontramos motores cuya $W_{m\acute{a}x} = W_N$ y otros, como el de la



figura, cuya $W_{m\acute{a}x} > W_N$. En ellos, se define:

$$e_M = \frac{M_{em\acute{a}x}}{M_{eN}}; \quad e_n = \frac{W_N}{W_{M1}}; \quad (2.14)$$

$$M_{em\acute{a}x} = \frac{N_{eM2} \cdot 10^3}{W_{M2}} = \frac{N_{eM1} \cdot 10^3}{W_{M1}} \quad (2.15)$$

Fig. 2.2. Característica exterior de velocidad de un motor con rangos de frecuencia de rotación a torque constante.

1ro.- Se determinan los índices de elasticidad considerando que: $M_{em\acute{a}x} = \frac{N_{eM2} \cdot 10^3}{W_{M2}}$ (2.16)

$$e_M = \frac{\frac{N_{eM2} \cdot 10^3}{W_{M2}}}{\frac{N_{em\acute{a}x} \cdot 10^3}{W_N}} = \frac{W_N}{W_{M2}} \cdot \frac{N_{eM2}}{N_{em\acute{a}x}} \quad (2.17)$$

No hay grandes transformaciones, solo se representa la e_M en función de la potencia correspondiente.

$$E = e_n \cdot e_M = \frac{W_N}{W_{M1}} \cdot \frac{W_N}{W_{M2}} \cdot \frac{N_{eM2}}{N_{em\acute{a}x}} = \frac{W_N^2}{W_{M1} \cdot W_{M2}} \cdot \frac{N_{eM2}}{N_{em\acute{a}x}} \quad (2.18)$$

Al analizar las expresiones 2.6 y 2.18, se aprecia la incidencia en la elasticidad total de la relación existente entre la frecuencia de rotación que marca el rango fundamental de trabajo del motor a $N_{em\acute{a}x}$ al cuadrado, con respecto al producto de las frecuencias de rotación que marcan el rango a torque constante. En este último caso, marcado por el inverso del crecimiento de la potencia después de concluido el rango de frecuencias de rotación a torque constante.

2do.-Se determinan los índices de elasticidad considerando: $M_{em\acute{a}x} = \frac{N_{eM1} \cdot 10^3}{W_{M1}}$ (2.19)

$$e_M = \frac{\frac{N_{eM1} \cdot 10^3}{W_{M1}}}{\frac{N_{em\acute{a}x} \cdot 10^3}{W_N}} = \frac{W_N}{W_{M1}} \cdot \frac{N_{eM1}}{N_{em\acute{a}x}} = e_n \cdot \frac{N_{eM1}}{N_{em\acute{a}x}} \quad (2.20)$$

Se evidencia la dependencia de e_M de la elasticidad de frecuencia de rotación y del inverso del crecimiento de la potencia en el rango fundamental de trabajo del motor.

$$E = e_n \cdot e_M = \frac{N_{eM1}}{N_{em\acute{a}x}} \cdot e_n^2 \quad (2.21)$$

Nuevamente en la elasticidad total se muestra la importante influencia de la elasticidad de frecuencia de rotación.

En el tramo de $M_{ex} = \text{constante}$, la N_{ex} es una recta. Por tanto, podemos plantear:

$$N_{eM2} - N_{eM1} = m \cdot (W_{M2} - W_{M1}) \quad (2.22)$$

$$m = \frac{N_{eM2} - N_{eM1}}{W_{M2} - W_{M1}} = \frac{M_{em\acute{a}x}}{10^3} \cdot \frac{(W_{M2} - W_{M1})}{(W_{M2} - W_{M1})} = \frac{M_{em\acute{a}x}}{10^3} \quad (2.23)$$

Por tanto, al igual que en el caso anterior, en el rango de torque constante, la potencia queda definida como:

$$N_{ex} = \frac{M_{em\acute{a}x}}{10^3} \cdot (W_x - W_{M1}) \quad (2.24)$$

2.3.3. Propuesta de nuevo indicador de elasticidad.

En la figura 2.3 se muestra la característica exterior de velocidad del motor de un camión IVECO con un motor Cursor 13, que posee un rango de frecuencias de rotación con $M_{em\acute{a}x}$ y $N_{em\acute{a}x}$ constantes. Se representan, además, las curvas de la potencia necesaria para vencer las resistencias al movimiento que se producen cuando el vehículo transita por una vía asfaltada horizontal (M_{enec1}) y otra vía con pendiente del 1% (M_{enec2}).

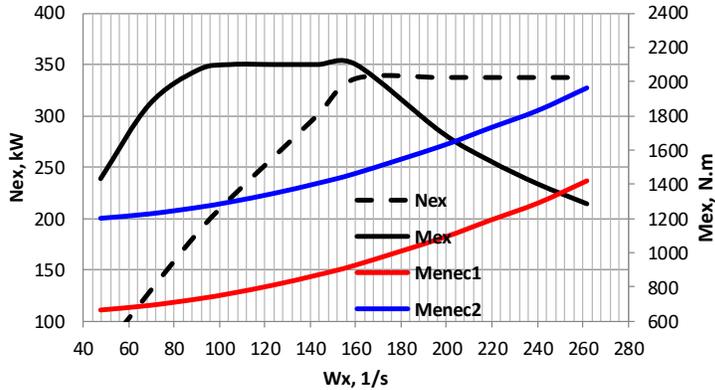
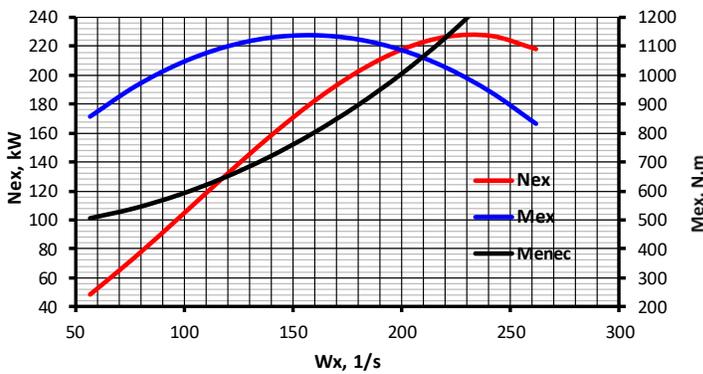


Fig. 2.3. Característica exterior de velocidad del motor Cursos 13, con rangos de frecuencia de rotación a $N_{emáx}$ y $M_{emáx}$ constantes. Fuente: Fuentes Vega et al., 2017.

Por su parte, en la figura 2.4, se representa una característica exterior de velocidad del camión Ford Cargo 2628, con un motor de diésel convencional, al que se le adiciona la dependencia de la potencia necesaria



para vencer las resistencias al movimiento (M_{enec})

Fig. 2.4. Característica exterior de velocidad del motor diésel del Ford Cargo 2628. Fuente: Elaboración propia.

Si se comparan ambas

características, se concluye lo siguiente:

- Si el movimiento se produce a $W_{máx}$ (con máximo suministro de combustible), en el rango fundamental de trabajo del motor, el comportamiento es similar. Hay diferencia marcada de curvatura entre el motor convencional y el que posee $N_{emáx}$ y $M_{emáx}$ constantes en un rango de variación de la frecuencia de rotación, pero no existe tal diferencia en los que poseen solo $M_{emáx}$ constante.
- Cuando el incremento de carga supera en alguna medida el $M_{emáx}$, en el motor convencional se produce el calado del motor, mientras que en los que poseen $M_{emáx}$ constante en cualquiera de sus dos variantes, no hay calado del motor. En un amplio rango de frecuencias de rotación se puede continuar incrementando la carga y la frecuencia de rotación del motor, se reduce en pequeña magnitud, pero ello hace que la carga se reduzca, mientras se mantiene el $M_{emáx}$ generando los mayores esfuerzos tractivos.

- Mientras en los motores convencionales el $M_{em\acute{a}x}$ sólo se produce en un punto, para la frecuencia de rotación W_M , en estos motores se produce para todo un intervalo de frecuencias de rotación
- A todas luces, con esta variante, se amplía el rango fundamental de trabajo del motor.

Es decir, en estos motores con $M_{em\acute{a}x}$ constante en un rango de frecuencia de rotación del motor, hay aspectos relevantes de su trabajo, que no se reflejan con los indicadores de elasticidad convencionales, incluyendo los que han sido adecuados a las características de estos motores.

Por razón, se propone en el marco del trabajo de investigación un nuevo indicador, no registrado en la literatura, el índice de **elasticidad de torque constante** (e_{TC}), el cual relaciona el rango de frecuencias de rotación en que se mantiene constante el torque máximo con relación al rango fundamental de trabajo del motor.

Para el motor con $M_{em\acute{a}x}$ y $N_{em\acute{a}x}$ constantes, en correspondencia con la figura 2.1, sería:

$$e_{TC} = \frac{W_{M2} - W_{M1}}{W_{N2} - W_{M1}} = \frac{W_{M1} \cdot (W_{M2}/W_{M1} - 1)}{W_{M1} \cdot (W_{N2}/W_{M1} - 1)} = \frac{(W_{M2}/W_{M1} - 1)}{(e_n - 1)} \quad (2.25)$$

Para el motor con sólo $M_{em\acute{a}x}$ constante, en correspondencia con la figura 2.2, sería:

$$e_{TC} = \frac{W_{M2} - W_{M1}}{W_N - W_{M1}} = \frac{W_{M1} \cdot (W_{M2}/W_{M1} - 1)}{W_{M1} \cdot (W_N/W_{M1} - 1)} = \frac{(W_{M2}/W_{M1} - 1)}{(e_n - 1)} \quad (2.26)$$

Es decir, en cualquiera de las dos variantes de motores, en que existe $M_{em\acute{a}x}$ constante en un rango de variación de la frecuencia de rotación la expresión es la misma, si bien la elasticidad de frecuencia de rotación (e_n) se determina de forma diferente.

El índice vincula entonces dos aspectos fundamentales: el rango relativo en que se alcanzan las mayores reservas de torque y el rango relativo en el cual se produce un crecimiento lineal de la potencia.

2.3.4.-Sobre el establecimiento de los rangos de variación de los índices de elasticidad.

No se pretende sólo establecer un rango de variación, la utilización de un histograma y polígono de frecuencias en cada caso, nos posibilitará contar con un elemento adicional de

evaluación: las marcas de clases en se alcanzan las mayores frecuencias de presentación, es decir, lo más frecuente dentro de lo más frecuente.

En cada uno de los índices de elasticidad se procederá de la forma siguiente:

1. Se comparará gráficamente el comportamiento de los coeficientes en cada grupo con relación a los rangos de variación que se utilizan en la Metodología para la ejecución de cambios y conversiones a los automóviles, propuesta por el MITRANS (Fernández Tamayo et al, 2018), rango que se delimitará con dos líneas rojas.
2. Se confeccionará un histograma y un polígono de frecuencias de cada coeficiente. De este modo:
 - Se establecerá el rango de variación de cada coeficiente sobre la base del 80% de los resultados más frecuentes.
 - El histograma nos mostrará dentro del rango de variación de cada coeficiente, cuáles son los valores con mayor frecuencia de presentación
3. El número de clases se determinarán por la siguiente expresión: $n_c = 1 + 3.322 \cdot \log_{10}(n_m)$, donde n_m es el número de motores.
4. Una vez definidos los rangos de variación en cada uno de los índices de elasticidad, en los 3 grupos de motores establecidos, se comparan los resultados de cada índice en los 3 grupos de motores para definir si es necesario o no diferenciar los rangos de variación o si se puede adoptar un rango de variación común para todos los motores.
5. Aun cuando los rangos sean iguales, el histograma y el polígono de frecuencias nos mostrarán el comportamiento del coeficiente al interior del rango, lo que se tomará también como criterio para establecer o no un rango común.
6. En el caso del nuevo coeficiente, por ser nuevo no se compara con ningún rango de valores precedentes, sólo se muestran los resultados del procesamiento del mismo, en los dos grupos que poseen rangos de frecuencia de rotación con torque constante por separado. En función del comportamiento, debe decidirse si establecer un solo rango de valores o dos rangos, uno para cada grupo.

2.4.- Particularidades de los modelos que describen el comportamiento de la potencia y el torque en motores con $N_{em\acute{a}x}$ y/o $M_{em\acute{a}x}$ en amplios rangos de variaci3n de la frecuencia de rotaci3n.

Las figuras 2.1 y 2.2, muestran el comportamiento del torque y la potencia en estos tipos de motores. Con una forma tan irregular de comportamiento, no es posible encontrar un modelo 3nico que los describa; hacen faltan dos o tres modelos con tal objetivo.

En los motores con rangos de frecuencia de rotaci3n con torque y potencia constantes, la dificultad mayor estriba en el modelo que describe el rango de frecuencias de rotaci3n que va desde la frecuencia de rotaci3n m3nima estable hasta la frecuencia de rotaci3n en que comienza el rango de torque constante ($W_{m3n} - W_{M1}$), tanto para la potencia como para el torque.

En los motores con rango de frecuencia de rotaci3n a torque constante, es necesario definir el modelo que describa el rango de frecuencias de rotaci3n ($W_{m3n} - W_{M1}$), adem3s del correspondiente al rango ($W_{M2} - W_{m\acute{a}x}$).

Se trabajar3 inicialmente con los motores con rangos de frecuencia de rotaci3n a torque constante, pues existe la posibilidad de que el modelo que se defina aqu3, satisfaga tambi3n al rango de frecuencias de rotaci3n ($W_{m3n} - W_{M1}$), de los motores con rangos de frecuencia de rotaci3n a potencia y torque constante.

En segundo lugar, se trabajar3 en los modelos del torque $M_{ex} = f(W_x)$, buscando el que los defina con mayor exactitud. Ello est3 determinado por lo siguiente:

- La expresi3n de potencia en di3sel es una curva ascendente, que generalmente no posee m3ximo, a diferencia del caso de gasolina, que s3 lo posee. Se dice generalmente, porque en los motores modernos hay curvas de potencia di3sel que tienen un m3ximo, pero s3lo se descubre cuando vemos la caracter3stica exterior de velocidad experimental. No hay especificaciones en la ficha t3cnica que te lo indique.
- En motores convencionales la curva de torque posee un m3ximo, claramente definido, y tiene definido otro punto caracter3stico evidente, o sea, el de torque a potencia m3xima, lo cual facilita el trabajo desde el punto de vista matem3tico. En este caso, se cuenta con dos puntos con torque conocido, los puntos extremos del tramo a torque constante, a las

frecuencias de rotación W_{M1} y W_{M2} , y otro punto con torque conocido, que es el de torque a potencia máxima (M_{eN}). Lo cual, como se expresó anteriormente, se espera facilite el trabajo desde el punto de vista matemático.

- Las expresiones convencionales muestran mayor ajuste en las curvas de potencia, pues su confección permite un ajuste exacto en el punto de potencia máxima. Las mayores inexactitudes se presentan en la modelación de las curvas de torque, encontrándose frecuentemente que no existe coincidencia entre los valores de torque máximo y la frecuencia de rotación a que se alcanza el mismo, en los datos que aporta el fabricante, por tanto, es en estas donde debemos comprobar la efectividad del modelo propuesto en su comparación con los convencionales.
- Por último, el torque del motor en característica exterior de velocidad aparece en múltiples expresiones utilizadas para cálculos dinámicos, muy vinculados a la fuerza tractiva (P_{txi}) que es capaz de generarse en las diferentes marchas.

Una vez definido el modelo más apropiado, es conveniente entonces, corroborar también su ajuste con respecto a la dependencia de potencia.

Las características exteriores de velocidad obtenidas de diferentes sitios WEB, se encuentran en diferentes formatos, por tanto, se utilizará un software digitalizador de imágenes (Web Plot Digitizer-4.5), para obtener las coordenadas de sus puntos característicos fundamentales. Para ello, se marca el origen de coordenadas, se le asigna el valor que le corresponde en la figura y un valor en cada eje (preferiblemente extremo, para disminuir el error). Establecidos los puntos que identifican la escala en el eje de coordenadas, se procede a marcar puntos con el cursor sobre cada curva, para definir las coordenadas de los mismos. El número de puntos estará en correspondencia con la complejidad de la característica en cuestión.

Las coordenadas obtenidas se llevan al software Curve Expert 1.4, en juegos de datos de cada motor por separado. Se analizan los modelos que mejor definen las dependencias, y se ordenan los que mejor ajustan del 1 al 10, seleccionando dentro de ellos, aquellos cuyos modelos no generen grandes dificultades en el procesamiento matemático, y que presenten ajustes semejantes a otros modelos de menor complejidad.

Al concluir con todos los motores, esto permitirá evaluar que modelos responden en mayor medida a los datos extraídos, con la finalidad de seleccionar los mejores modelos, en cuanto a ajuste de las curvas de torque, para del conjunto de motores objeto de análisis.

Los resultados que se obtengan definirán los métodos que se van a emplear para la obtención de los coeficientes que identifican al modelo, por ejemplo, los coeficientes C_1 , C_2 y C_3 empleados en los modelos convencionales, para motores de gasolina y diésel, que se determinan en función de los coeficientes de elasticidad del motor.

De la documentación del fabricante, es necesario conocer los valores de $N_{em\acute{a}x}$ y $M_{em\acute{a}x}$, así como las frecuencias de rotación a que se alcanzan (W_N y W_M) y la procedencia de los motores, a fin de determinar los coeficientes de corrección (K_c), y con estos datos, determinar por vía teórica los coeficientes de elasticidad de los motores.

2.5.-Conclusiones parciales.

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

- Se logra una redefinición de los coeficientes de elasticidad, conservando la esencia de los mismos
- Se define un nuevo coeficiente, el coeficiente de torque constante, que un tanto caracteriza las particularidades de estos tipos de motores.
- Las expresiones obtenidas deben ser de utilidad cuando se elaboren los modelos de comportamiento de la característica exterior de velocidad de tales motores.
- La forma propuesta para presentar los rangos de variación de cada uno de los indicadores contribuirá en mayor medida a la toma de decisiones, al presentar no sólo el rango de variación, sino también lo más frecuente dentro del rango de variación.
- Dada la complejidad de comportamiento de las características exteriores de velocidad de estos motores, la propuesta realizada, conducirá a la definición de vías para el establecimiento de un modelo que describa con precisión adecuada su comportamiento.

CAPÍTULO III: ANÁLISIS DE RESULTADOS.

3.1.-Introducción.

En este capítulo se aplica la metodología con los cambios introducidos en los indicadores de elasticidad para la confección de los rangos de variación, realizándose una valoración comparativa con los actualmente utilizados y se propone la solución a los modelos que describen el comportamiento de las características exteriores de velocidad de los motores con rangos de variación de la frecuencia de rotación a torque constante.

3.2.-Los rangos de variación de los índices de elasticidad en los motores diésel.

Valoración comparativa.

3.2.1.-Coeficientes de elasticidad en el grupo de los motores convencionales.

Los rangos de variación de los diferentes coeficientes de elasticidad en este grupo, se confeccionaron con una base de datos de 474 motores. Para los coeficientes de elasticidad de este grupo de motores el número de clases (N_c) es: $N_c = 1 + 3.322 \cdot \log_{10}(474) = 9.89$. Por tanto, se tomarán 10 intervalos.

Coeficiente de elasticidad de torque (e_M)

En la figura 3.1 se muestra el comportamiento del coeficiente de elasticidad de torque en los 474 motores convencionales, en relación con el intervalo establecido de variación del coeficiente para todos los motores diésel (Fernández Tamayo et al, 2018).

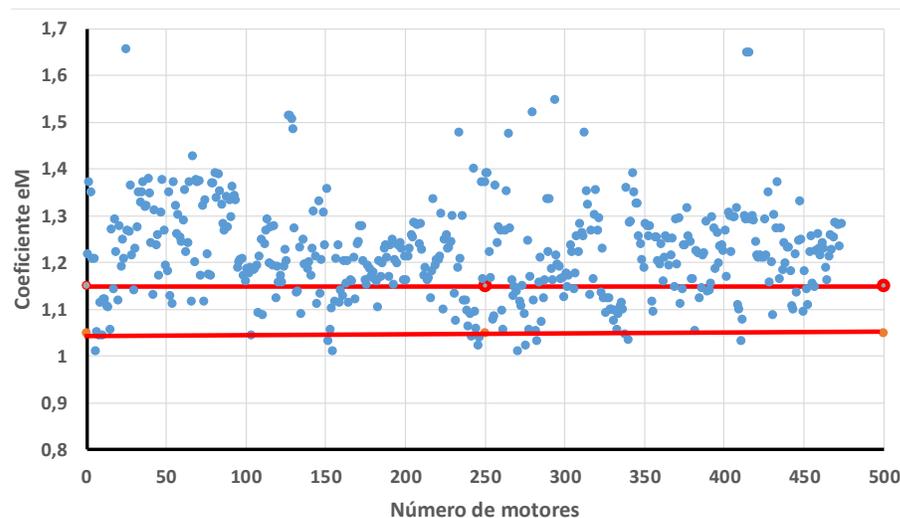


Fig. 3.1.
Comportamiento del coeficiente de elasticidad de torque (e_M) en relación con el rango establecido.

El gráfico, nos muestra la

necesidad urgente de actualizar los rangos de variación de e_M . Sólo los coeficientes de 98

motores están dentro del rango establecido (20.67%). La mayor parte de los coeficientes excede al rango de variación establecido.

Total de Valores	474
80%	379,2
Diferencia	94,8
Extremos	47,4
Número de Clases	9,88893565
Mínimo	1,17096738
Máximo	3,6665048
Rango	2,49553743

En la tabla 3.1 se muestrean los datos iniciales para la confección del histograma y polígono de frecuencias.

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

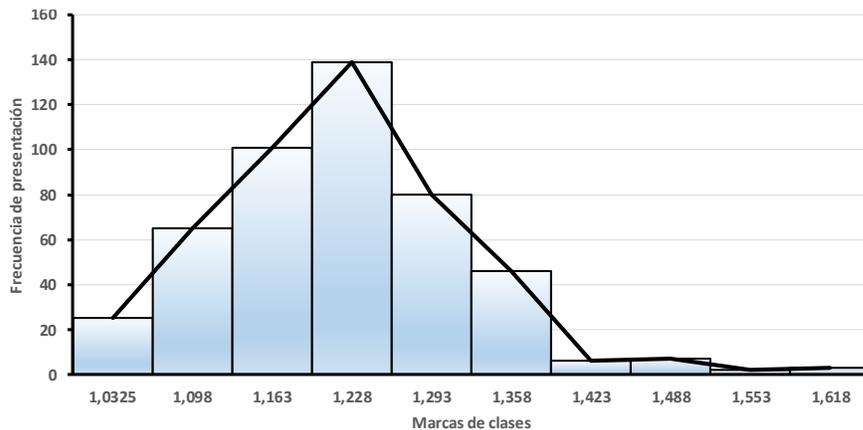
En la misma se representa el número de valores que representan el 80% del total; la diferencia, que es el resultado de la resta del 80% de los valores al total de valores; los extremos que representan los valores que hay que reducir en los valores mínimos y máximos para establecer el rango de variación del coeficiente; el número de clases calculado; los valores máximo y mínimo dentro del intervalo.

Partiendo de los datos de la tabla 3.1, se confecciona la tabla 3.2 y con ella el histograma y polígono de frecuencias (fig. 3.2).

Tabla 3.2. Intervalos de clases, frecuencias y marcas de clase para la confección del histograma y polígono de frecuencias del coeficiente e_M .

	Intervalos		Frecuencia	%	Marcas de Clase
	Inferior	Superior			
1	1,15	1,41	4	0,84	1,280
2	1,42	1,67	65	13,71	1,545
3	1,68	1,93	163	34,39	1,805
4	1,94	2,19	151	31,86	2,065
5	2,20	2,45	69	14,56	2,325
6	2,46	2,71	13	2,74	2,585
7	2,72	2,97	3	0,63	2,845
8	2,98	3,23	2	0,42	3,105
9	3,24	3,49	1	0,21	3,365
10	3,50	3,75	3	0,63	3,625
			474		

En la figura 3.2 se muestra el histograma y polígono de frecuencias de e_M en motores convencionales



convencionales

Fig. 3.2.
Histograma y polígono de frecuencias para la e_M en motores convencionales

La figura muestra un corrimiento de los valores hacia la izquierda. Con la excepción de los últimos 4 intervalos de clases, puede decirse que hay una distribución relativamente simétrica. Los intervalos del 3-5, contemplan el 67.5% de los valores (1.131-1.325), lo cual es importante a la hora de valorar que tan representativo es un valor de e_M dentro del intervalo.

Sobre la base de los resultados alcanzados, se propone el nuevo rango de variación del coeficiente de elasticidad de torque: $e_M = 1.085-1.324$, rango que contempla el 80.16% de los valores.

A continuación, se muestra una comparación de 3 rangos de variación del coeficiente e_M : 1.-El obtenido en este trabajo; 2.-El obtenido por Cabezas Núñez (2022) con una base de datos inferior de motores diésel y sin distinguir entre unos y otros; 3.-Los propuestos en la metodología del MITRANS (Fernández Tamayo et al, 2018), rango que data de décadas precedentes a los 90.

Rango de variación	Amplitud
1,085-1,324	0,239
1,08-1,32	0,24
1,05-1,15	0,1

Tabla 3.3. comparación de rangos de variación del coeficiente e_M por varios autores.

Se aprecia una ligera diferencia con relación al rango propuesto por Cabezas Núñez y una diferencia más marcada con relación al rango propuesto en la metodología del MITRANS, representando un corrimiento del rango hacia los mayores valores, lo cual resulta lógico, por el perfeccionamiento de los motores. Note que en este caso la amplitud del rango de

variación se incrementa en relación al de Fernández Tamayo y es igual prácticamente al de Cabezas Núñez.

Coefficiente de elasticidad de frecuencia de rotación (e_n)

En este caso, la Metodología para la ejecución de cambios y conversiones a los automóviles, propuesta por el MITRANS (Fernández Tamayo et al, 2018), propone un rango único de variación del coeficiente, válido para motores de gasolina y diésel. Tanto en el trabajo de Cabezas Núñez (2022), como en el actual, se establece un rango específico para diésel.

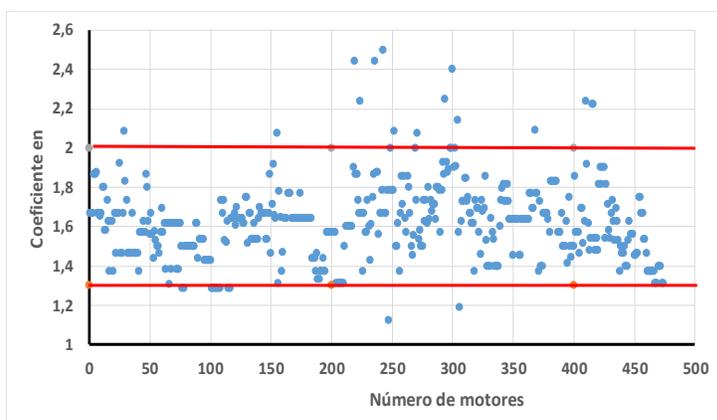


Fig. 3.3. Comportamiento del coeficiente de elasticidad de frecuencia de rotación (e_n) en relación con el rango establecido.

Al menos, no hay muchos valores fuera del rango establecido. De igual modo, que

en el caso anterior se procede a establecer el histograma y polígono de frecuencias.

De forma similar al anterior coeficiente se presenta la tabla 3.4 con los datos iniciales para

Total de Valores	474
80%	379,2
Diferencia	94,8
Extremos	47,4
Número de Clases	9,88893565
Mínimo	1,125
Máximo	2,5
Rango	1,375

la confección del histograma y polígono de frecuencias.

Tabla 3.4. Datos iniciales para la confección del histograma y polígono de frecuencias del coeficiente e_n .

Partiendo de los datos de la tabla 3.4, se confecciona la tabla 3.5 y con ella el histograma y polígono de frecuencias (Fig. 3.4).

Con la excepción de los últimos 4 intervalos de clases, puede decirse que hay una distribución relativamente simétrica. Los intervalos del 3-5, contemplan el 76.37% de los

valores (1.41-1.82), casi el 80% y se estrecha más el rango de variación del coeficiente con relación al establecido.

	Intervalos		Frecuencia	%	Marcas de Clase
	Inferior	Superior			
1	1,12	1,26	25	5,27	1,190
2	1,27	1,4	65	13,71	1,335
3	1,41	1,54	101	21,31	1,475
4	1,55	1,68	139	29,32	1,615
5	1,69	1,82	80	16,88	1,755
6	1,83	1,96	46	9,70	1,895
7	1,97	2,1	6	1,27	2,035
8	2,11	2,24	7	1,48	2,175
9	2,25	2,38	2	0,42	2,315
10	2,39	2,52	3	0,63	2,455

474

Tabla 3.5.
Intervalos de clases, frecuencias y marcas de clase para la confección del histograma y polígono de

frecuencias del coeficiente e_n .

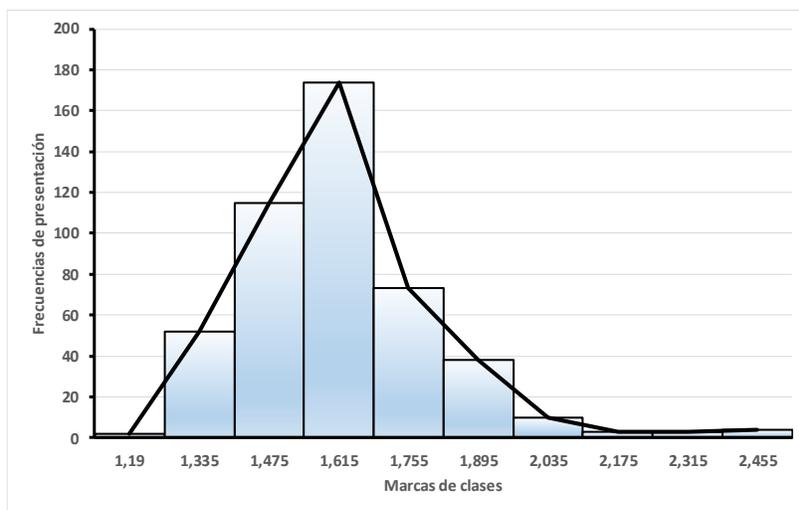


Fig. 3.4. Histograma y polígono de frecuencias para la e_n en motores convencionales

Los intervalos del 3-5 contemplan el 76.37% de los valores (1.375-1.857). Sobre la base de los resultados alcanzados, se propone el

nuevo rango de variación del coeficiente de elasticidad de frecuencia de rotación: $e_n = 1.33-1.82$, rango que contempla el 81.85% de los valores. El rango propuesto, está contemplado dentro del anterior, pero es más pequeño y específico para los motores diésel de este grupo.

Rango de variación	Amplitud
1,33-1,82	0,49
1,4-2,00	0,6
1,3-2,0	0,7

Tabla 3.6. comparación de rangos de variación del coeficiente e_n por varios autores

Al establecer un rango para motores diésel, y dentro para motores convencionales, el rango de variación se reduce en relación con los dos rangos valorados. El rango actual se mantiene dentro del rango propuesto en la metodología del MITRANS y dentro del propuesto por Cabezas Núñez (2022). Se puede apreciar en la tabla como se reduce la amplitud del rango de variación.

Sin lugar a dudas, el establecimiento de un rango único para la elasticidad de frecuencia de rotación incide en el rango de variación de elasticidad total.

Elasticidad total (E)

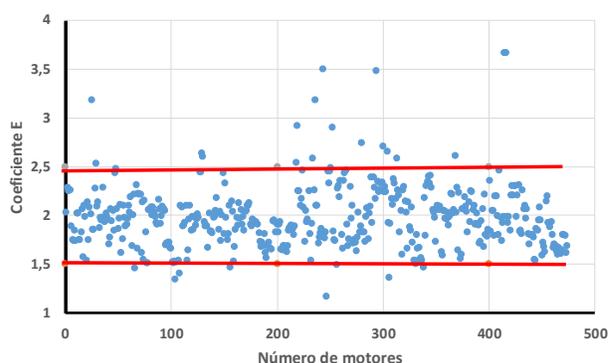


Fig. 3.5. Comportamiento del coeficiente de elasticidad total (E) en relación con el rango establecido.

En la figura se aprecia que, al igual que en el caso de la elasticidad de frecuencia de rotación, la mayor parte de los valores

están dentro del rango establecido, pues sólo 18 valores lo exceden (4.81%).

A continuación, se presenta la tabla 3.7 con los datos iniciales para la confección del histograma y polígono de frecuencias del coeficiente de elasticidad total.

Total de Valores	474
80%	379,2
Diferencia	94,8
Extremos	47,4
Número de Clases	9,88893565
Mínimo	1,17096738
Máximo	3,6665048
Rango	2,49553743

Tabla 3.7. Datos iniciales para la confección del histograma y polígono de frecuencias del coeficiente E.

A partir de los datos de la tabla 3.7, se confecciona la tabla 3.8 y con

ella, el histograma y polígono de frecuencias de la elasticidad total (figura 3.6).

	Intervalos		Frecuencia	%	Marcas de Clase
	Inferior	Superior			
1	1,15	1,41	4	0,84	1,280
2	1,42	1,67	65	13,71	1,545
3	1,68	1,93	163	34,39	1,805
4	1,94	2,19	151	31,86	2,065
5	2,20	2,45	69	14,56	2,325
6	2,46	2,71	13	2,74	2,585
7	2,72	2,97	3	0,63	2,845
8	2,98	3,23	2	0,42	3,105
9	3,24	3,49	1	0,21	3,365
10	3,50	3,75	3	0,63	3,625
			474		

Tabla 3.8. Intervalos de clases, frecuencias y marcas de clase para la confección del histograma y polígono de frecuencias del coeficiente E

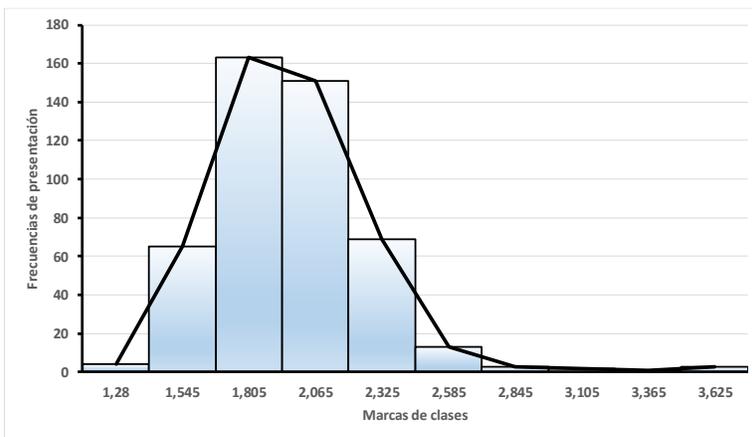


Fig. 3.6. Histograma y polígono de frecuencias para la E en motores convencionales

En este caso, en los intervalos 3 y 4 está concentrado el 66.24% de los valores (1.68-2.19). Excluyendo los valores

extremos, en los intervalos del 2-5 hay una marcada simetría. En los 3 coeficientes analizados, hay un desplazamiento del gráfico hacia los menores valores.

Al igual que en casos anteriores se establece el rango de variación: $E = 1.64-2.30$, sobre la base del 79.96% de los valores. El rango propuesto, está contemplado dentro del anterior, pero es más pequeño y específico para los motores diésel de este grupo.

En la tabla 3.9 se comparan los rangos de valores establecidos por varios autores:

Rango de variación	Amplitud
1,62-2,89	Propuesta actual
1,51-2,64	Cabezas Núñez, 2022
1,5-2,5	Fernández Tamayo et al, 2018

Tabla 3.9. Comparación de rangos de variación del coeficiente E por varios autores

Como era de esperarse el rango actual, se estrecha con relación a los dos rangos valorados y queda comprendido dentro de los mismos. Como es lógico, en tal caso la amplitud del rango de variación se reduce. En el caso de Cabezas Núñez, la amplitud de su rango de

variación en relación con el propuesto en la metodología se amplía, pues el extremo superior se desplaza hacia los mayores valores.

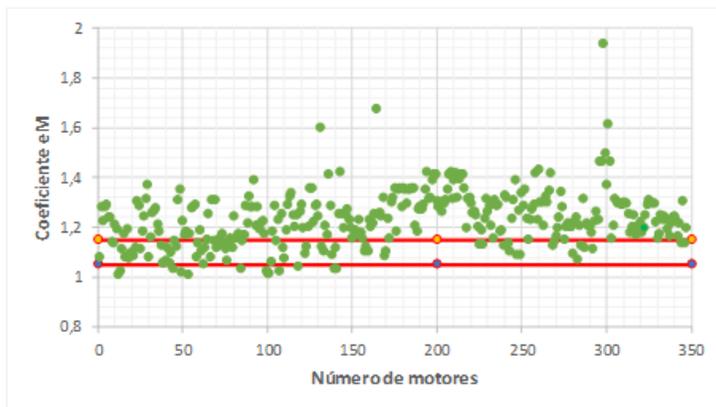
El rango propuesto se diferencia del obtenido en el trabajo de diploma del año anterior (Cabezas Núñez, 2022), desarrollado con una base de datos de motores diésel menor y sin diferenciar un tipo de otro. En ese trabajo se propuso: $E = 1.51-2.64$.

3.2.2.-Coeficientes de elasticidad en el grupo de los motores con torque máximo constante.

Este es un grupo de motores importantes, por el número abundante de motores que aparecen en las más importantes marcas de vehículos. Los rangos de variación de los diferentes coeficientes de elasticidad en este grupo, se confeccionaron con una base de datos de 347 motores. Para este grupo de motores el número de clases (N_c) es: $N_c = 1 + 3.322 \cdot \log_{10}(347) = 9.439$. Por tanto, se tomarán 10 intervalos de clases para los tres coeficientes.

Coeficiente de elasticidad de torque (e_M)

En la figura 3.7 se muestra el comportamiento del coeficiente de elasticidad de torque en



los 347 motores con torque constante, en relación con el intervalo establecido de variación del coeficiente para todos los motores diésel (Fernández Tamayo et al, 2018).

Fig. 3.7. Comportamiento del coeficiente de elasticidad de torque (e_M), en el grupo de motores con torque constante, en relación con el rango establecido.

Al igual que en los motores convencionales, la mayor parte de los valores de e_M caen fuera del rango establecido, la mayor parte por encima del mismo, lo que demuestra el crecimiento de los indicadores de elasticidad de torque. Dentro del rango sólo 69 motores (19.98% del total del grupo). A continuación, las tablas utilizadas para la confección del

Total de Valores	347
80%	277,6
Diferencia	69,4
Extremos	34,7
Número de Clases	9,439
Mínimo	1,009605844
Máximo	1,611773622
Rango	0,602167778

histograma y polígono de frecuencias.

Tabla 3.10. Datos iniciales para la confección del histograma y polígono de frecuencias.

El valor mínimo da muy bajo y no en un solo motor. Se revisaron los datos a partir de diferentes fuentes y en todas brindan iguales datos. Hubo incluso un grupo de motores Isuzu, que dieron coeficientes e_M menores que la unidad, lo cual no es posible, pues ello expresa que hay valores por encima del $M_{em\acute{a}x}$, y en tal caso, se está negando al $M_{em\acute{a}x}$.

Tabla 3.11. Intervalos de clases, frecuencias y marcas de clase para la confección del

	Intervalos		Frecuencia	%	Marcas de Clase
	Inferior	Superior			
1	1,00	1,065	20	5,76	1,0325
2	1,066	1,13	46	13,26	1,098
3	1,131	1,195	67	19,31	1,163
4	1,196	1,26	83	23,92	1,228
5	1,261	1,325	83	23,92	1,293
6	1,326	1,39	27	7,78	1,358
7	1,391	1,455	13	3,75	1,423
8	1,456	1,52	4	1,15	1,488
9	1,521	1,585	0	0,00	1,553
10	1,586	1,65	4	1,15	1,618
			347		

histograma y polígono de frecuencias del coeficiente e_M .

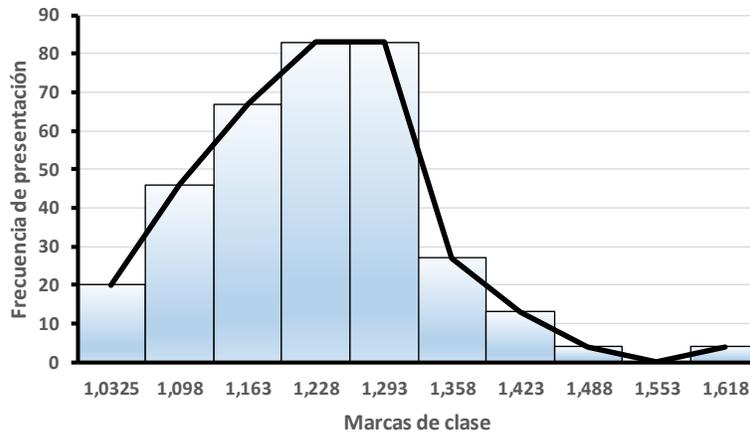


Fig. 3.8. Histograma y polígono de frecuencias para la e_M en motores con torque constante

Entre las columnas 3-5, se concentra el 67.13% de los valores (233 valores), que se enmarcan en un rango de

variación del coeficiente entre 1,130-1,325. Al igual que las anteriores, la figura muestra un corrimiento de los valores hacia la izquierda.

Sobre la base de los resultados alcanzados, se propone el nuevo rango de variación del coeficiente de elasticidad de torque: $e_M = 1.06-1.33$, rango que contempla el 80.4% de los valores.

En la tabla 3.12 se comparan los rangos de valores establecidos por varios autores.

Rango de variación		Amplitud
1,06-1,33	Propuesta actual	0,27
1,08-1,32	Cabezas Núñez, 2022	0,24
1,05-1,15	Fernández Tamayo et al, 2018	0,1

Tabla 3.12. Comparación de rangos de variación del coeficiente e_M por varios autores.

Se aprecia una ligera diferencia con relación al rango propuesto por Cabezas Núñez y una diferencia más marcada con relación al rango propuesto en la metodología del MITRANS, representando un corrimiento del rango propuesto en la Metodología del MITRANS, hacia los mayores valores, lo cual resulta lógico, por el perfeccionamiento de los motores. Note como se incrementa la amplitud del rango de variación, a pesar de que solo contempla un grupo de motores diésel.

Coeficiente de elasticidad de frecuencia de rotación (e_n)

En la figura 3.9 se muestra el comportamiento del coeficiente de elasticidad de frecuencia de rotación (e_n) en relación con los rangos establecidos.

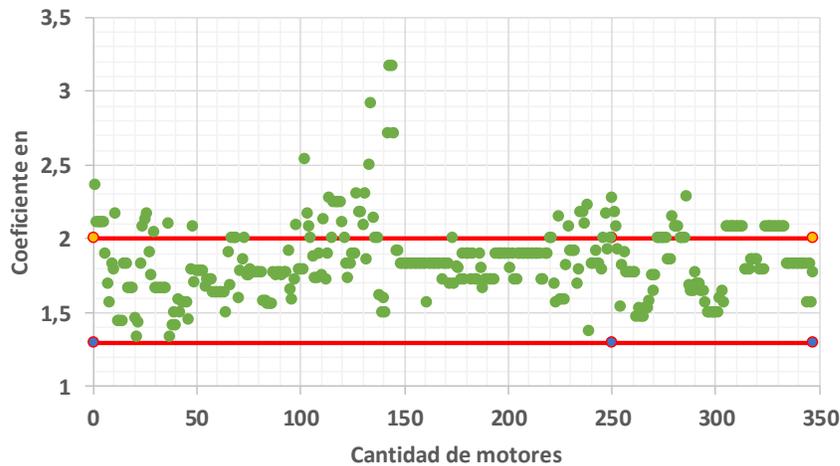


Fig. 3.9.
Comportamiento del coeficiente de elasticidad de frecuencia de rotación (e_n) en relación con el rango establecido

Como en los casos anteriores, el rango fue establecido para motores diésel y gasolina. Pero, a diferencia del grupo anterior, donde solo un 4.21% de los valores excedían el rango, en este caso, con una base de datos menor, 90 motores exceden el rango, lo que constituye el 25.93% del total.

A continuación, las tablas utilizadas para la confección del histograma y polígono de frecuencias.

Total de Valores	347
80%	277,6
Diferencia	69,4
Extremos	34,7
Número de Clases	9,438974515
Mínimo	1,333333333
Máximo	2,916666667
Rango	1,583333333

Tabla 3.13. Datos iniciales para la confección del histograma y polígono de frecuencias del coeficiente e_n .

Partiendo de los datos de la tabla 3.13, se confecciona la

tabla 3.14 y con ella el histograma y polígono de frecuencias (Fig. 3.10).

	Intervalos		Frecuencia	%	Marcas de Clase
	Inferior	Superior			
1	1,3	1,47	14	4,03	1,385
2	1,48	1,64	46	13,26	1,56
3	1,65	1,81	99	28,53	1,73
4	1,82	1,98	97	27,95	1,9
5	1,99	2,15	62	17,87	2,07
6	2,16	2,32	21	6,05	2,24
7	2,33	2,49	1	0,29	2,41
8	2,5	2,66	2	0,58	2,58
9	2,67	2,83	2	0,58	2,75
10	2,84	3	3	0,86	2,92

Tabla 3.14. Intervalos de clases, frecuencias y marcas de clase para la confección del

histograma y polígono de frecuencias del coeficiente e_n

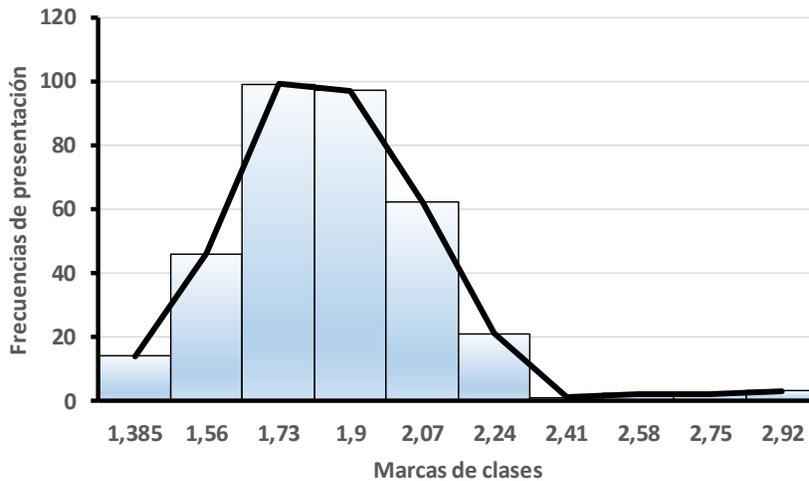


Fig. 3.10. Histograma y polígono de frecuencias para la e_n en motores con torque constante.

Entre las columnas 3-4, se concentra el 56.48% de los valores (196 valores), que se enmarcan en un

rango de variación del coeficiente entre 1,65-1,98. Al igual que las anteriores, la figura muestra un corrimiento de los valores hacia la izquierda. Exceptuando los 4 intervalos extremos, el histograma y el polígono de frecuencias muestran una simetría bastante perfecta.

Sobre la base de los resultados alcanzados, se propone el nuevo rango de variación del coeficiente de elasticidad de torque: $e_n = 1.55-2.09$, rango que contempla el 80.11% de los valores.

En la tabla 3.15 se comparan los rangos de valores establecidos por varios autores.

Rango de variación		Amplitud
1,55-2,09	Propuesta actual	0,54
1,4-2,00	Cabezas Núñez, 2022	0,6
1,3-2,0	Fernández Tamayo et al, 2018	0,7

Tabla 3.15. Comparación de rangos de variación del coeficiente e_n por varios

autores.

Se aprecia una diferencia de alguna significación con relación a los resultados alcanzados por Cabezas Núñez (2022). En relación con los resultados presentes en la metodología del MITRANS (Fernández Tamayo et al, 2018), existe un corrimiento de los extremos hacia los mayores valores, pero en esta ocasión el nuevo rango no se enmarca dentro del establecido, sino que lo desborda por su extremo superior. No obstante, la amplitud de variación del coeficiente se reduce en el rango propuesto, con relación a los otros dos.

Coeficiente de elasticidad total (E)

En la figura 3.11 se muestra el comportamiento del coeficiente de elasticidad total (E) en relación con los rangos establecidos en la metodología del MITRANS (Fernández Tamayo et al, 2018).

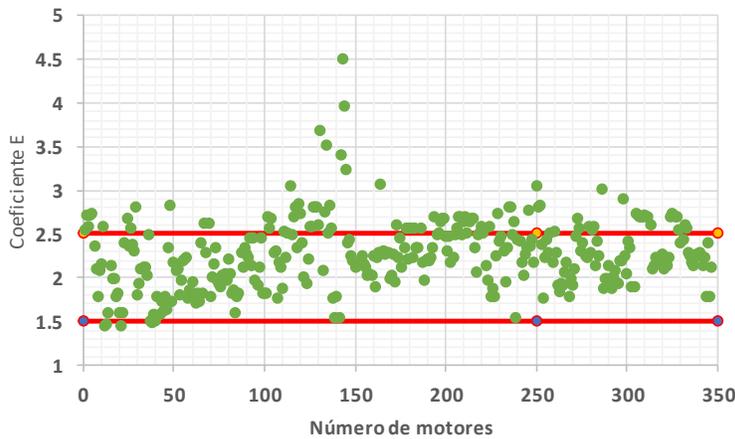


Fig. 3.11. Comportamiento del coeficiente de elasticidad total (E) en relación con el rango establecido.

Al igual que el gráfico correspondiente a la elasticidad de frecuencia de rotación, a diferencia del grupo de los

motores convencionales, en este hay un importante número de valores que exceden el rango establecido, 97 valores (27.95%), en el cual se refleja la consideración de establecer la elasticidad de frecuencia de rotación en un rango único para motores diésel y gasolina.

A continuación, las tablas que posibilitan la construcción del histograma y polígono de

Total de Valores	347
80%	277.6
Diferencia	69.4
Extremos	34.7
Número de Clases	9.43897452
Mínimo	1.44644531
Máximo	4.50045614
Rango	3.05401083

frecuencias.

Tabla 3.16. Datos iniciales para la confección del histograma y polígono de frecuencias del coeficiente E.

Como puede observarse hay un valor máximo

de 4.5, que resulta muy elevado. No obstante, tanto el valor de e_M como de e_n , del

	Intervalos		Frecuencia	%	Marcas de Clase
	Inferior	Superior			
1	1.44	1.75	21	6.05	1.595
2	1.751	2.06	76	21.90	1.9055
3	2.061	2.37	120	34.58	2.2155
4	2.371	2.68	79	22.77	2.5255
5	2.681	2.99	41	11.82	2.8355
6	2.991	3.3	2	0.58	3.1455
7	3.301	3.61	5	1.44	3.4555
8	3.611	3.92	1	0.29	3.7655
9	3.921	4.23	1	0.29	4.0755
10	4.231	4.54	1	0.29	4.3855
			347		

mencionado motor son normales y los datos del fabricante, fueron corroborados en varias fuentes.

Partiendo de los datos de la tabla 3.16, se confecciona la

tabla 3.17 y con ella el histograma y polígono de frecuencias (Fig. 3.12)

Tabla 3.17. Intervalos de clases, frecuencias y marcas de clase para la confección del histograma y polígono de frecuencias del coeficiente E.

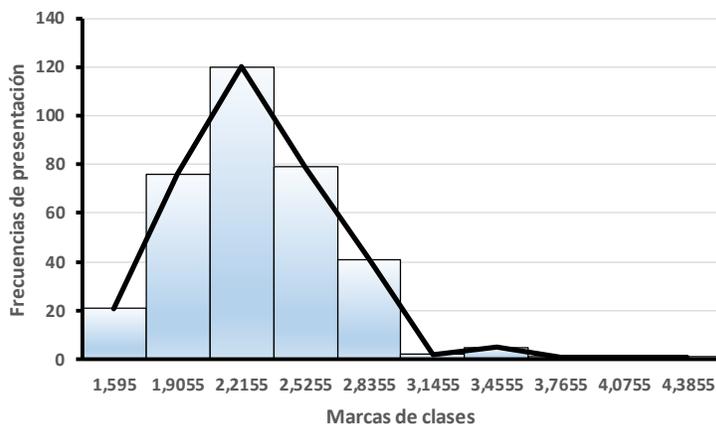


Fig. 3.12. Histograma y polígono de frecuencias para el coeficiente E en motores con torque constante.

Entre las columnas 2-4, se concentra el 79.25% de los valores (275 valores), que se

enmarcan en un rango de variación del coeficiente entre 1.76-2.67.

Al igual que las anteriores, la figura muestra un corrimiento de los valores hacia la izquierda. Exceptuando los 5 intervalos extremos, el histograma y el polígono de frecuencias muestran una simetría bastante perfecta.

Sobre la base de los resultados alcanzados, se propone el nuevo rango de variación del coeficiente de elasticidad total: **E = 1.76-2.67**. Rango que contempla el 79.25% de los valores, que se corresponde con el de las columnas 2-4, relacionadas anteriormente.

En la tabla 3.18 se comparan los rangos de valores establecidos por varios autores.

Rango de variación	Amplitud
1,76-2,67	0,91
1,51-2,64	1,13
1,5-2,5	1

Tabla 3.18. Comparación de rangos de variación del coeficiente E por varios autores.

varios autores.

En la tabla se aprecia una diferencia de alguna significación con relación a los resultados alcanzados en los trabajos anteriores, es decir, tanto el de Cabezas Núñez (2022) como los presentados en la metodología del MITRANS (Fernández Tamayo et al, 2018). Tanto el valor mínimo como el máximo del rango propuesto se desplaza hacia los mayores valores, sobrepasando el desplazamiento que ya había propuesto Cabezas Núñez en relación con el

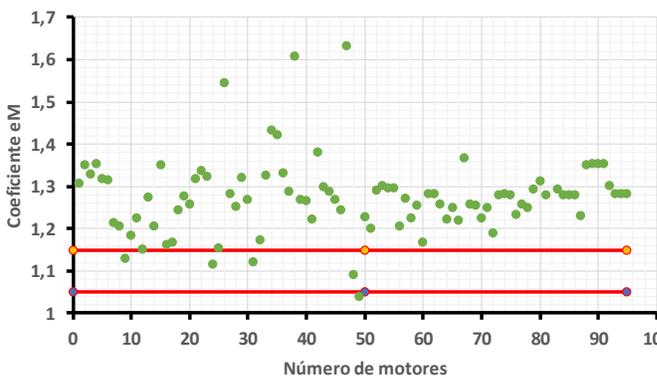
propuesto en la metodología del MITRANS. No obstante, la amplitud de variación del coeficiente se reduce en el rango propuesto con relación a los otros dos rangos propuestos.

3.2.3.-Coeficientes de elasticidad en el grupo de los motores con torque máximo y potencia máxima constantes.

Este es un grupo de motores importantes, si bien el número de motores que se ha podido registrar con esta variante de funcionamiento es menor que en los grupos anteriores. Los rangos de variación de los diferentes coeficientes de elasticidad en este grupo, se confeccionaron con una base de datos de 95 motores. Para este grupo de motores el número de clases (N_c) es: $N_c = 1 + 3.322 \cdot \log_{10}(95) = 7.569$. Por tanto, se tomarán 8 intervalos de clases para los tres coeficientes.

Coeficiente de elasticidad de torque (e_M)

En la figura 3.13 se muestra el comportamiento del coeficiente de elasticidad de torque en



los 95 motores con torque y potencia constante, en relación con el intervalo establecido de variación del coeficiente para todos los motores diésel (Fernández Tamayo et al, 2018).

Fig. 3.13. Comportamiento del coeficiente de elasticidad de torque

(e_M), en el grupo de motores con torque constante, en relación con el rango establecido.

Al igual que en los 2 grupos anteriores, la mayor parte de los valores de e_M caen fuera del rango establecido, por encima del mismo, lo que demuestra el crecimiento de los indicadores de elasticidad de torque. Dentro del rango sólo 4 motores (4.21% del total del grupo). A continuación, las tablas utilizadas para la confección del histograma y polígono de frecuencias.

Total de Valores	95
80%	76
Diferencia	19
Extremos	9,5
Número de Clases	7,569997817
Mínimo	1,038819971
Máximo	1,631610915
Rango	0,592790945

Tabla 3.19. Datos iniciales para la confección del histograma y polígono de frecuencias.

El valor mínimo se muestra más lógico, muy próximo al valor mínimo del intervalo establecido.

El máximo por su parte se muestra semejante al del grupo anterior.

	Intervalos		Frecuencia	%	Marcas de Clase
	Inferior	Superior			
1	1,03	1,11	2	2,11	1,07
2	1,111	1,19	10	10,53	1,1505
3	1,191	1,27	30	31,58	1,2305
4	1,271	1,35	39	41,05	1,3105
5	1,351	1,43	10	10,53	1,3905
6	1,431	1,51	1	1,05	1,4705
7	1,511	1,59	1	1,05	1,5505
8	1,591	1,67	2	2,11	1,6305
			95		

Tabla 3.20. Intervalos de clases, frecuencias y marcas de clase para la confección del

histograma y polígono de frecuencias del coeficiente e_M .

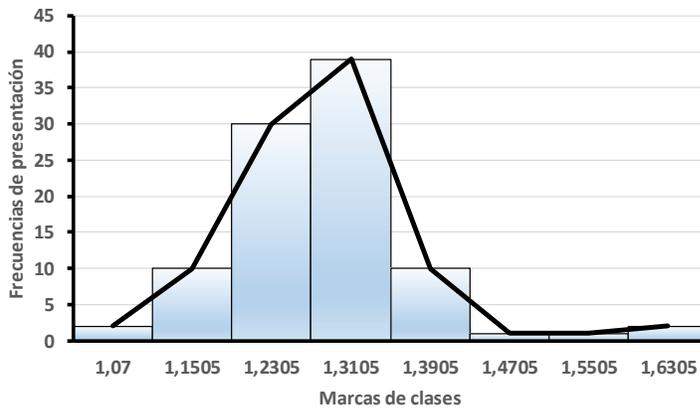


Fig. 3.14. Histograma y polígono de frecuencias para la e_M en motores con potencia y torque constante.

Entre las columnas 3-4 se concentra el 72.63% de los valores (69

valores), que se enmarcan en un rango de variación del coeficiente entre 1.18-1.34. Al igual que las anteriores, la figura muestra un corrimiento de los valores hacia la izquierda.

Sobre la base de los resultados alcanzados, se propone el nuevo rango de variación del coeficiente de elasticidad de torque: $e_M = 1.162-1.352$. Rango que contempla el 81.05% de los valores.

En la siguiente tabla se aprecia la diferencia entre valores establecidos por diferentes autores.

Rango de variación		Amplitud
1,162-1,352	Propuesta actual	0,19
1,08-1,32	Cabezas Núñez, 2022	0,24
1,05-1,15	Fernández Tamayo et al, 2018	1

Tabla 3.21. Comparación de rangos de variación del coeficiente e_M por varios autores.

Se aprecia un corrimiento, tanto del valor mínimo como del máximo, hacia los mayores valores, más significativa en relación con el rango utilizado por Fernández Tamayo et al, 2018. En este grupo, la amplitud del rango se reduce con relación a los resultados propuestos por Cabezas Núñez y los utilizados por Fernández Tamayo.

Coeficiente de elasticidad de frecuencia de rotación (e_n)

En la figura 3.14 se muestra el comportamiento del coeficiente de elasticidad de frecuencia de rotación (e_n) en relación con los rangos establecidos.

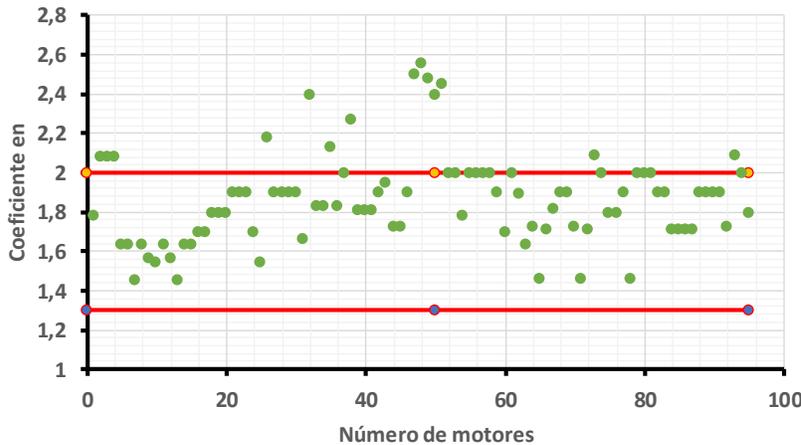


Fig. 3.14. Comportamiento del coeficiente de elasticidad de frecuencia de rotación (e_n) en relación con el rango establecido

Por razones ya explicadas, la mayor parte de los valores caen dentro del rango, si bien el rango que se propone en este trabajo, es propio de los motores diésel, de este grupo. Como se aprecia caen sólo 14 valores fuera del rango, que representan un 14.73% del total.

A continuación, las tablas utilizadas para la confección del histograma y polígono de frecuencias.

Total de Valores	95
80%	76
Diferencia	19
Extremos	9,5
Número de Clases	7,569997817
Mínimo	1,454545455
Máximo	2,56
Rango	1,105454545

Tabla 3.22. Datos iniciales para la confección del histograma y polígono de frecuencias del coeficiente e_n

Note que, tanto el máximo como el mínimo se diferencian significativamente del rango establecido. De la figura 3.14, puede observar que el incremento del máximo valor no es un caso puntual, sino que varios motores alcanzan valores elevados del coeficiente de elasticidad de frecuencia de rotación.

	Intervalos		Frecuencia	%	Marcas de Clase
	Inferior	Superior			
1	1,45	1,6	9	9,47	1,525
2	1,601	1,75	23	24,21	1,6755
3	1,751	1,9	16	16,84	1,8255
4	1,901	2,05	33	34,74	1,9755
5	2,051	2,2	7	7,37	2,1255
6	2,201	2,35	1	1,05	2,2755
7	2,351	2,5	4	4,21	2,4255
8	2,501	2,65	2	2,11	2,5755
			95		

Tabla 3.23.
Intervalos de clases, frecuencias y marcas de clase para la confección del histograma y polígono de

frecuencias del coeficiente e_n

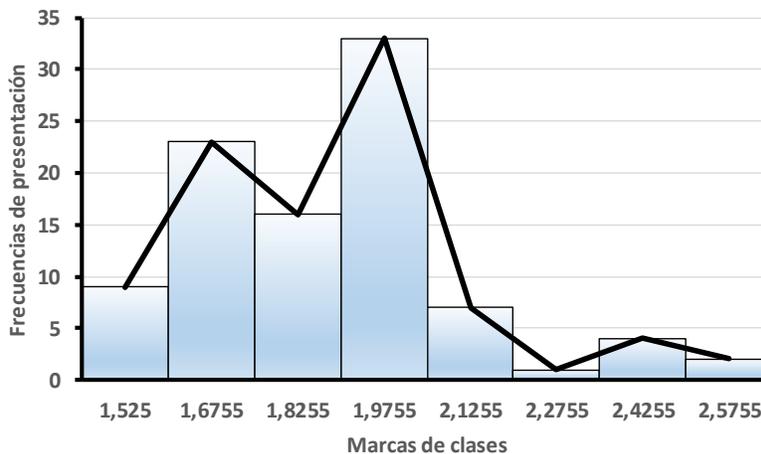


Fig. 3.15. Histograma y polígono de frecuencias para la e_n en motores con torque y potencia constante.

En este grupo no se observa la relativa simetría, observada en los grupos anteriores, al no considerar los intervalos con mayores valores. Si se

mantiene el corrimiento del gráfico hacia la izquierda. Entre las columnas 2-4 se concentra el 75.79% de los valores (72 valores), enmarcados en un rango que va desde 1.60-2.05.

Sobre la base de los resultados alcanzados, se propone el nuevo rango de variación del coeficiente de elasticidad de torque: $e_n = 1.56-2.08$, rango que contempla el 81.05% de los valores.

En la tabla 2.24 se comparan los rangos de valores establecidos por varios autores.

Rango de variación		Amplitud
1,56-2,08	Propuesta actual	0,52
1,4-2,00	Cabezas Núñez, 2022	0,6
1,3-2,0	Fernández Tamayo et al, 2018	0,7

Tabla 3.24. Comparación de rangos de variación del coeficiente e_n por varios autores.

Este grupo presenta un rango que guarda cierta similitud con el del grupo de motores con torque constante. Se puede decir, que se encuentra dentro del mencionado rango, y por tanto, con una amplitud menor que la de este, como puede apreciarse al comparar esta tabla con la 2.15, del mencionado grupo.

Coeficiente de elasticidad total (E)

En la figura 3.16 se muestra el comportamiento del coeficiente de elasticidad total (E) en relación con los rangos establecidos en la metodología del MITRANS (Fernández Tamayo et al, 2018).

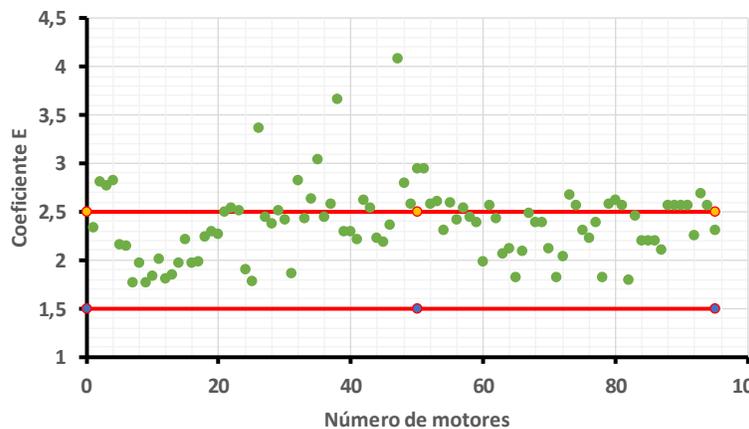


Fig. 3.16. Comportamiento del coeficiente de elasticidad total (E) en relación con el rango establecido.

El mayor número de valores cae dentro del rango, como es lógico, por las razones expuestas, pero en este caso, un mayor número de valores cae fuera del mismo: 36 valores (37.89%) y muy pocos valores próximos al mínimo del rango establecido.

Del gráfico se observan valores muy elevados. Sus datos fueron verificados por diferentes fuentes y los coeficientes de elasticidad de torque y frecuencia de rotación de esos motores arrojaron resultados que pueden considerarse como posibles de los nuevos motores.

A continuación, las tablas que posibilitan la construcción del histograma y polígono de frecuencias.

Total de Valores	95
80%	76
Diferencia	19
Extremos	9,5
Número de Clases	7,569997817
Mínimo	1,767877605
Máximo	4,079027289
Rango	2,311149684

Tabla 3.25. Datos iniciales para la confección del histograma y polígono de frecuencias del coeficiente E.

	Intervalos		Frecuencia	%	Marcas de Clase
	Inferior	Superior			
1	1,76	2,06	20	21,05	1,91
2	2,061	2,36	24	25,26	2,2105
3	2,361	2,66	38	40,00	2,5105
4	2,661	2,96	9	9,47	2,8105
5	2,961	3,26	1	1,05	3,1105
6	3,261	3,56	1	1,05	3,4105
7	3,561	3,86	1	1,05	3,7105
8	3,861	4,16	1	1,05	4,0105
			95		

Tabla 3.26. Intervalos de clases, frecuencias y marcas de clase para la confección del histograma y polígono de frecuencias del coeficiente E.

coeficiente E.

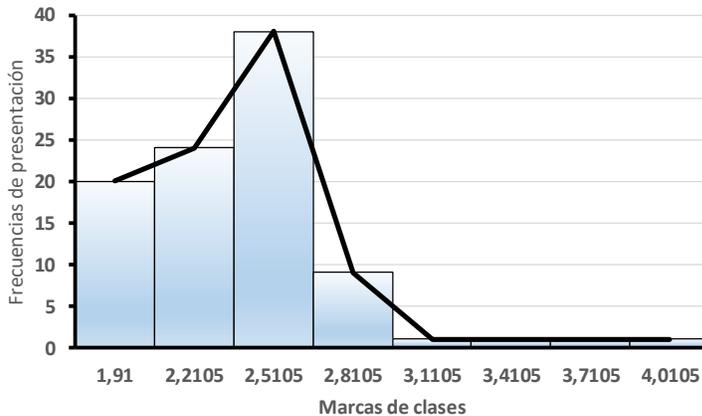


Fig. 3.17. Histograma y polígono de frecuencias para el coeficiente E en motores con torque y potencia constante.

Sigue produciéndose el corrimiento del gráfico hacia la izquierda, pero no está presente la simetría relativa a que se hacía

referencia en coeficientes de grupos anteriores. Sólo en la 3ra columna se concentra el 40% de los valores (38 valores) y entre las columnas 1-3 el 86.31% de los valores, con un rango entre 1.76-2.66.

Sobre la base de los resultados alcanzados, se propone el nuevo rango de variación del coeficiente de elasticidad de torque: $E = 1.82-2.63$. Rango que contempla el 81.05% de los valores.

En la tabla 3.27 se comparan los rangos de valores establecidos por varios autores.

Rango de variación		Amplitud
1,82-2,63	Propuesta actual	0,81
1,51-2,64	Cabezas Núñez, 2022	1,13
1,5-2,5	Fernández Tamayo et al, 2018	1

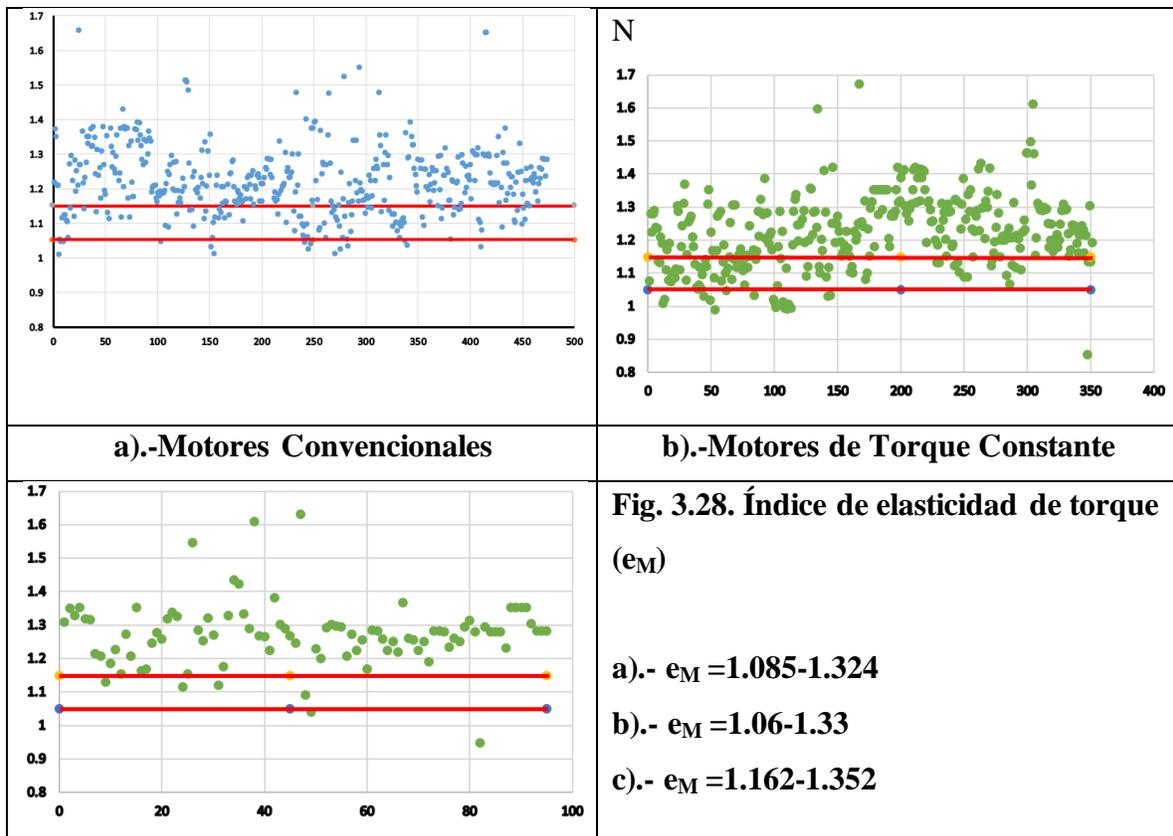
Tabla 3.27. Comparación de rangos de variación del coeficiente E por varios autores

En la tabla 3.27 se aprecia un corrimiento hacia los mayores valores, en ambos extremos, con relación a Fernández Tamayo. Los valores quedan enmarcados dentro del rango propuesto por Cabezas Núñez, por ello la amplitud del rango es la menor entre todos.

A continuación, se analizará el comportamiento de los resultados alcanzados en cada índice de elasticidad, por los diferentes grupos de motores y en relación con los resultados alcanzado por Cabezas Núñez (2022) y los presentados en la metodología de Fernández Tamayo et al. (2018).

Para un mejor análisis se brindan los gráficos de dispersión de los distintos tipos de motores según el rango propuesto por el MITRANS, así como una comparación entre los rangos de variación.

La figura 3.28 muestra los resultados relativos al índice de elasticidad de torque.

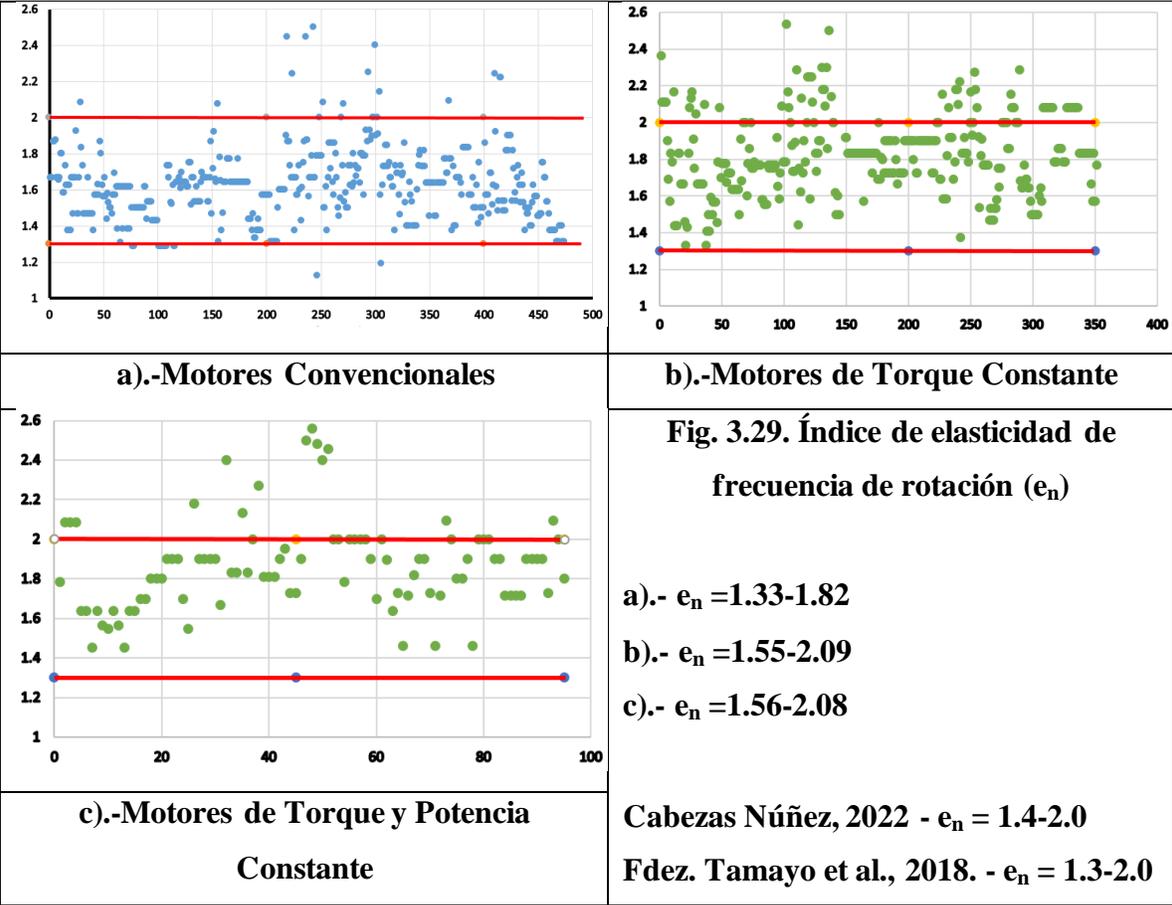


c).-Motores de Torque y Potencia Constante	Cabezas Núñez, 2022 - $e_M = 1.08-1.32$ Fdez Tamayo et al, 2018 - $e_M = 1.05-1.15$
---	--

De la figura queda claro, que el rango presentado en la metodología del MITRANS no representa el comportamiento de los motores diésel, en ninguno de los grupos.

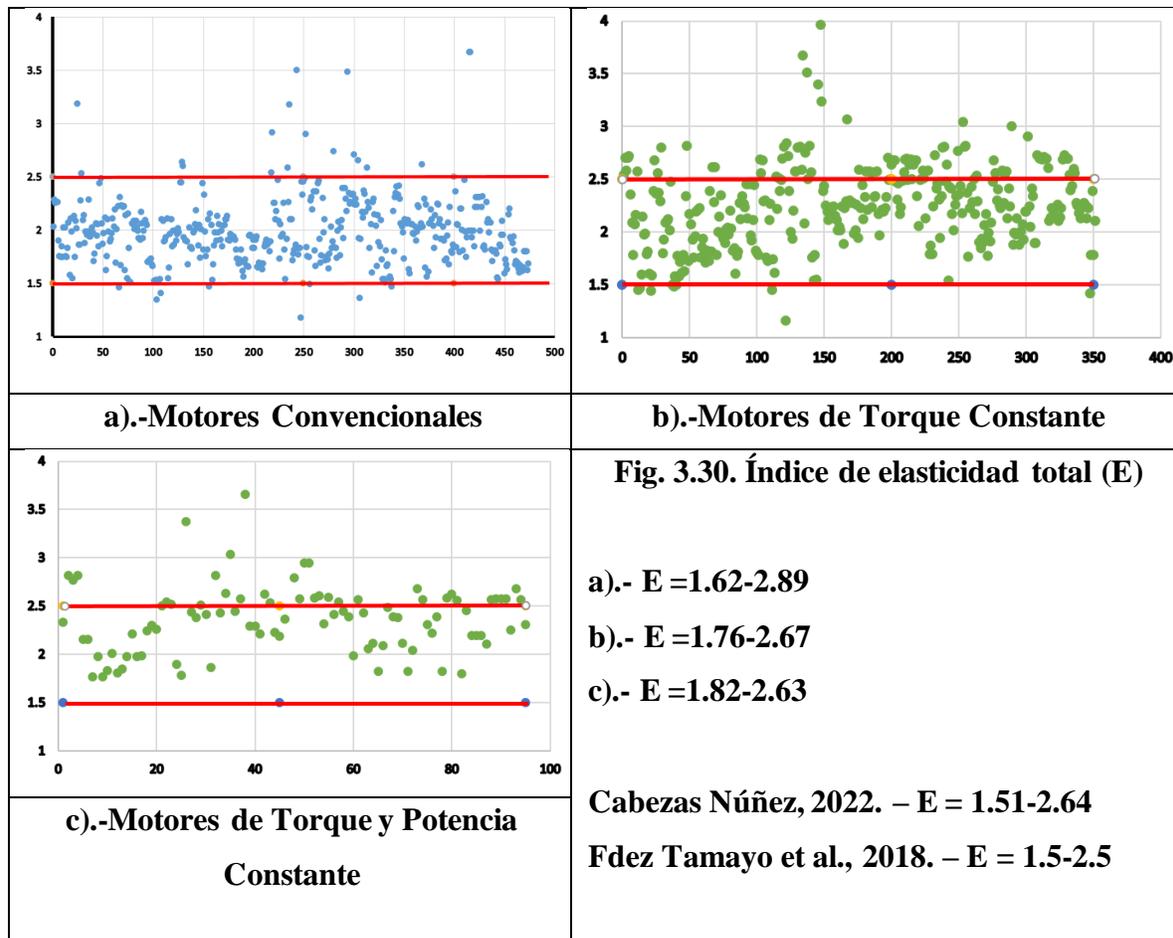
Evidentemente hay un aumento de la elasticidad de torque, que afecta tanto los valores mínimos del ciclo establecido como los máximos. Por otro lado, al comparar con los resultados de Cabezas Núñez, se evidencia una similitud en el grupo de los motores convencionales, pero se establecen diferencias sensibles en los otros dos grupos de motores, lo que evidencia lo adecuado de realizar un análisis diferenciado por grupo de motores diésel.

Los resultados del índice de elasticidad de frecuencia de rotación se representan en la figura 3.29.



A pesar de que el rango utilizado por Fernández Tamayo está concebido para motores diésel y de gasolina, se establecen ciertas diferencias y hay grupos de valores que escapan del rango establecido. Sólo el grupo de los motores convencionales queda dentro del rango establecido. Incluso se establecen diferencias con los resultados de Cabezas Núñez. Los resultados actuales muestran que en los motores con rangos de variación de la frecuencia de rotación constantes el rango fundamental de trabajo del motor se amplía, lo cual se refleja en el índice de elasticidad de frecuencia de rotación.

Por último, los resultados relativos al índice de elasticidad total, se muestran en la figura 3.30.



Como quiera que los resultados obtenidos en los dos índices anteriores, repercuten en este, aquí se evidencian las diferencias entre los trabajos anteriores y el presente, un tanto menores en relación con el trabajo de Cabezas Núñez, más reciente y que incluye motores modernos.

Las diferencias que se establecen, en relación con trabajos anteriores, marcan la importancia de determinar los rangos de variación para motores diésel por separado de los de gasolina, y dentro de estos, por grupos de motores con características diferenciadas.

3.2.4.-Coeficiente de elasticidad de torque constante (e_{CT})

En este caso se trata de un nuevo indicador, por tanto, no existe ningún precedente con el cual compararse.

Como se expresó en el capítulo II, los resultados obtenidos en la determinación de los rangos de variación del nuevo coeficiente se realizarán por separado, es decir, por cada grupo de motores con rangos de variación de la frecuencia de rotación a $M_{em\acute{a}x} = \text{constante}$

Motores con rango de variación de la frecuencia de rotación a $M_{em\acute{a}x}$ constante.

En la figura 3.41 se muestran los resultados de determinación del coeficiente en los 347 motores pertenecientes al grupo de motores con rangos de variación de la frecuencia de rotación a torque máximo constante.

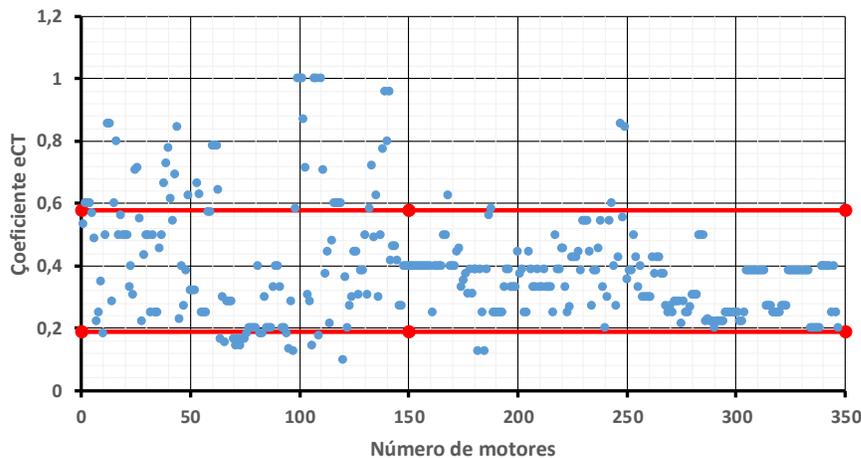


Fig. 3.41.
Comportamiento del e_{CT} en el grupo de motores con rangos de variación de la frecuencia de rotación a torque máximo constante.

En la figura se muestra el rango de variación del coeficiente seleccionado (marcado con rectas rojas), lo cual se fundamenta a continuación.

A continuación, se muestran las tablas utilizadas para la construcción del histograma y polígono de frecuencias

Total de Valores	347
80%	277,6
Diferencia	69,4
Extremos	34,7
Número de Clases	9,43897452
Mínimo	0,1
Máximo	1
Rango	0,9

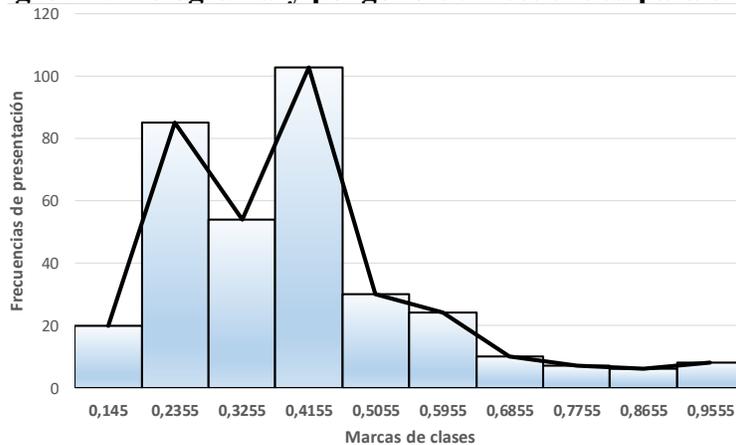
Tabla 3.28. Datos iniciales para la confección del histograma y polígono de frecuencias del coeficiente e_{CT} en el grupo de motores con $M_{em\acute{a}x}$ constante.

Tabla 3.29. Intervalos de clases, frecuencias y marcas de clase para la confección del

	Intervalos		Frecuencia	%	Marcas de Clase
	Inferior	Superior			
1	0,1	0,19	20	5,76	0,145
2	0,191	0,28	85	24,50	0,2355
3	0,281	0,37	54	15,56	0,3255
4	0,371	0,46	103	29,68	0,4155
5	0,461	0,55	30	8,65	0,5055
6	0,551	0,64	24	6,92	0,5955
7	0,641	0,73	10	2,88	0,6855
8	0,731	0,82	7	2,02	0,7755
9	0,821	0,91	6	1,73	0,8655
10	0,911	1	8	2,31	0,9555
			347		

histograma y polígono de frecuencias del coeficiente e_{CT}

Fig. 3.42. Histograma y polígono de frecuencias para el coeficiente e_{CT} en motores con



$M_{em\acute{a}x}$ constante.

Hay un corrimiento de los valores del coeficiente hacia los menores valores.

En las columnas del 2-4 se concentra el 69.74% de los valores (242 valores).

En función de ello, el rango de variación del coeficiente de elasticidad de torque máximo constante e_{CT} oscila entre: $e_{CT} = 0.19-0.58$, lo cual representa el 80,4% con una amplitud del **0.39**. El rango de variación del coeficiente está representado, como se expresó anteriormente, en la figura 3.41.

Motores con rango de variación de la frecuencia de rotación a torque y potencia constante.

En la figura 3.43 se muestran los resultados de determinación del coeficiente en los 95 motores pertenecientes al grupo de motores con rangos de variación de la frecuencia de rotación a potencia máxima y torque máximo constante.

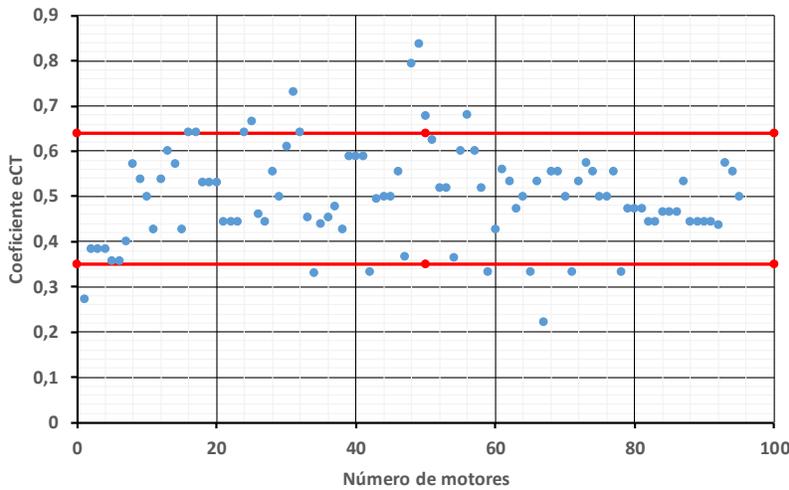


Fig. 3.43. Comportamiento del e_{CT} en el grupo de motores con rangos de variación de la frecuencia de rotación a potencia máxima y torque máximo constante.

En la figura se muestra el rango de variación del coeficiente seleccionado (marcado con rectas rojas), lo cual se fundamenta a continuación.

A continuación, se muestran las tablas utilizadas para la construcción del histograma y polígono de frecuencias.

Total de Valores	95
80%	76
Diferencia	19
Extremos	9,5
Número de Clases	7,56999782
Mínimo	0,22222222
Máximo	0,83783784
Rango	0,61561562

Tabla 3.30. Datos iniciales para la confección del histograma y polígono de frecuencias del coeficiente e_{CT} en el grupo de motores con $M_{em\acute{a}x}$ y $N_{em\acute{a}x}$ constante.

	Intervalos		Frecuencia	%	Marcas de Clase
	Inferior	Superior			
1	0,222	0,299	2	2,11	0,2605
2	0,3	0,376	10	10,53	0,338
3	0,377	0,453	20	21,05	0,415
4	0,454	0,53	24	25,26	0,492
5	0,531	0,607	27	28,42	0,569
6	0,608	0,684	9	9,47	0,646
7	0,685	0,761	1	1,05	0,723
8	0,762	0,838	2	2,11	0,8
			95		

Tabla 3.31. Intervalos de clases, frecuencias y marcas de clase para la confección del histograma y polígono de frecuencias del coeficiente e_{CT}

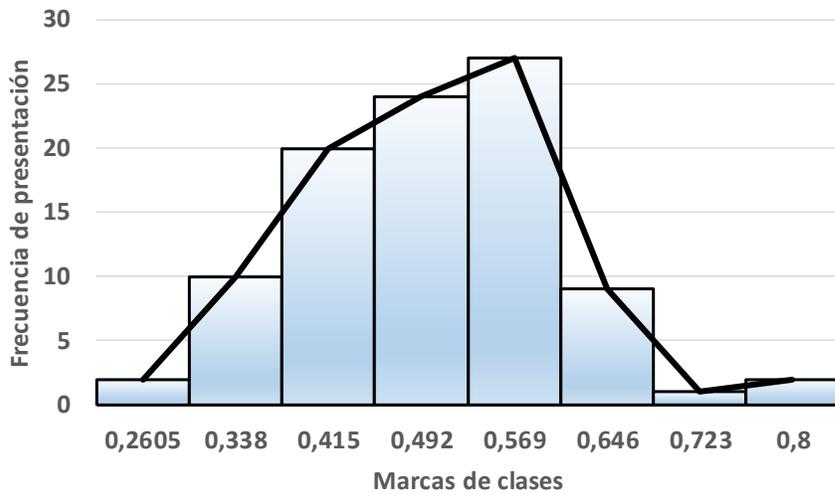


Fig. 3.44. Histograma y polígono de frecuencias para el coeficiente e_{CT} en motores con $M_{em\acute{a}x}$ y $N_{em\acute{a}x}$ constante.

Puede apreciarse, que, si bien existe un ligero desplazamiento de los

valores hacia la izquierda, no posee semejante comportamiento. Note que hay un crecimiento de la frecuencia de presentación hacia la derecha, valores crecientes desde la 2da columna hasta la 5ta.

En función de lo anterior, el rango de variación del coeficiente se establece como $e_{CT} = 0.35-0.64$, a partir del 81.05% de los valores, con una amplitud del **0.29**. El rango de variación del coeficiente se representa, como se expresó anteriormente, en la figura 3.43.

A continuación, se comparan los resultados alcanzados en cada grupo de motores (figura 3.45):

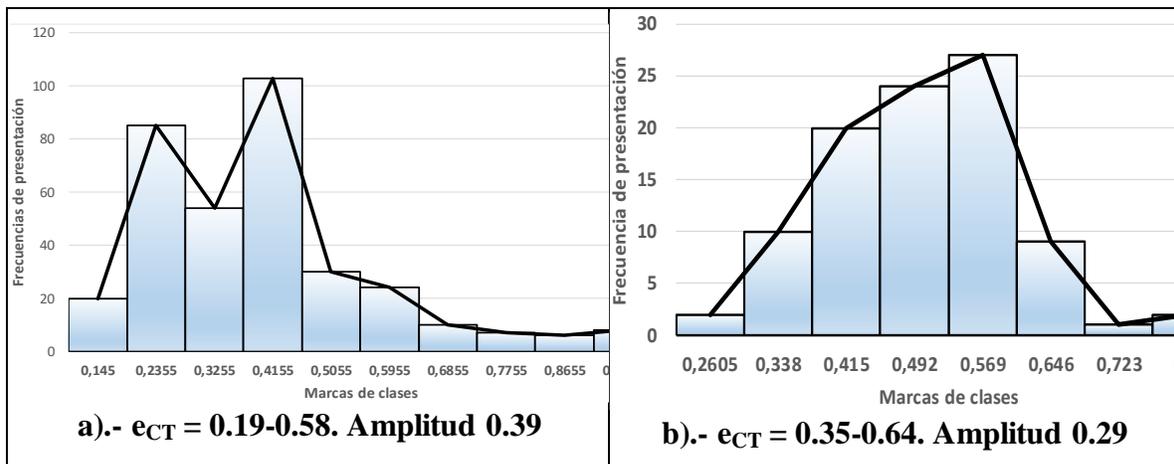


Fig. 3.45. Histograma y polígono de frecuencias de motores con (a).- $M_{em\acute{a}x}$ =constante y (b).- $N_{em\acute{a}x}$ y $M_{em\acute{a}x}$ constantes

Antes de comparar, se debe acotar, que la diferencia entre el número de motores entre ambas bases de datos, puede conducir a que los resultados que se exponen no sean definitivos. No obstante, de la comparación de ambos resultados se aprecia:

- Los rangos de variación del coeficiente en ambos grupos de motores muestran diferencias significativas, tanto en los valores mínimos como en los máximos del rango.
- En el grupo de motores con $M_{em\acute{a}x}$ constante la amplitud del rango es mayor, por cuanto en el de $M_{em\acute{a}x}$ y $N_{em\acute{a}x}$ constantes, la existencia de este último rango de variación limita la amplitud del primero, que es lo que se mide.
- Aunque pudiera parecer contradictorio, los valores del coeficiente en el grupo de motores con $M_{em\acute{a}x}$ y $N_{em\acute{a}x}$ constantes dan mayores porque la relación entre el rango de variación del $M_{em\acute{a}x}$ con relación al rango fundamental de trabajo del motor es mayor, que en caso del grupo de motores con sólo $M_{em\acute{a}x}$ constantes. Esto se comprobó matemáticamente mediante la comparación del comportamiento de los rangos de variación de la frecuencia de rotación.
- A lo interno del rango, el comportamiento es también diferente: en (a) con tendencia hacia la izquierda; en (b) con tendencia hacia la derecha.

Por tal razón, se decide mantener rangos independientes de variación del coeficiente para cada grupo de motores.

3.3.-Propuestas de solución a los modelos que describen el comportamiento de las características exteriores de velocidad de los motores con rangos de variación de la frecuencia de rotación a torque constante.

Para cambiar la característica exterior de velocidad en el comportamiento del torque, de la potencia o de ambos inclusive, se hace necesario encontrar modelos que describan adecuadamente el comportamiento de estos parámetros. En general, más de un modelo para un determinado parámetro.

Definir un modelo de comportamiento es sencillo para los rangos de variación de la frecuencia de rotación en que el torque o la potencia son constantes. Definir el resto de la dependencia no resulta una tarea sencilla y para validar el modelo se requiere de un amplio proceso de búsqueda de características exteriores de velocidad, de determinación de las coordenadas de sus dependencias de torque a máximo suministro de combustible, de

determinación de los modelos con mayor ajuste en cada una de ellas y de la selección de los modelos que en mayor medida responden al comportamiento del torque, en este tipo de motores, además del correspondiente proceso matemático para definir dependencias que permitan determinar los coeficientes del modelo en función de parámetros suministrados por los fabricantes en las fichas técnicas. Tareas que, unidas a otras también necesarias, exceden las posibilidades de un trabajo de diploma, que se enmarca en un breve periodo de tiempo. No obstante, como no hay un modelo único que brinde respuesta al comportamiento del torque, se proponen diferentes variantes:

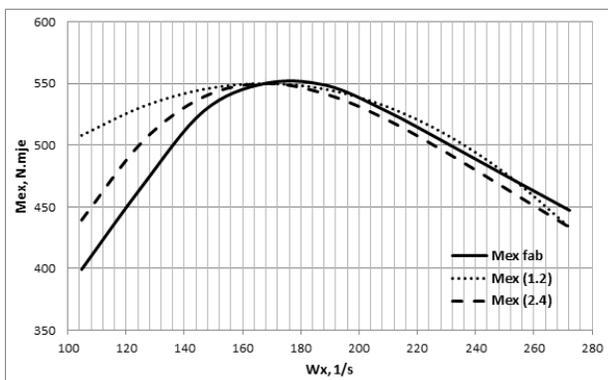
1ra variante:

En un trabajo anterior (Guerra Pérez, 2018), se había utilizado con acierto en algunos motores modernos Common Rail un modelo que difiere de los modelos convencionales utilizados (expresión 1.5). Este modelo, propuesto por nuestro grupo de investigación, es un modelo racional cuadrático

$$M_{ex} = M_{em\acute{a}x} \cdot \frac{a \cdot \left(\frac{W_x}{W_N}\right)}{1 + b \cdot \left(\frac{W_x}{W_N}\right) + c \cdot \left(\frac{W_x}{W_N}\right)^2} \quad (3.1)$$

$$a = \frac{(e_n - 1)^2}{e_M - 1}; \quad b = \frac{e_n^2 + 1 - 2 \cdot E}{e_M - 1}; \quad c = e_n^2 \quad (3.2)$$

En la figura 3.46 se muestra un ejemplo de aplicación. La curva de trazo continuo es la del motor original, la de trazo discontinuo es la racional cuadrática y la de puntos es la función convencional utilizada (expresión 1.5).



La curva de trazo discontinuo es la racional cuadrática y la de puntos es la función convencional utilizada (expresión 1.5).

Fig. 3.46. Dependencia de torque del motor Cummins EQB 160-20.

Las dependencias de torque de los motores con inyección electrónica se caracterizan por una curva más pendiente, en el rango de frecuencias de rotación previo al torque máximo, que como se aprecia, logra un mayor ajuste el modelo racional cuadrático. En este trabajo se aplica en el motor Scania DC9 21 310 (Fig. 3.47).

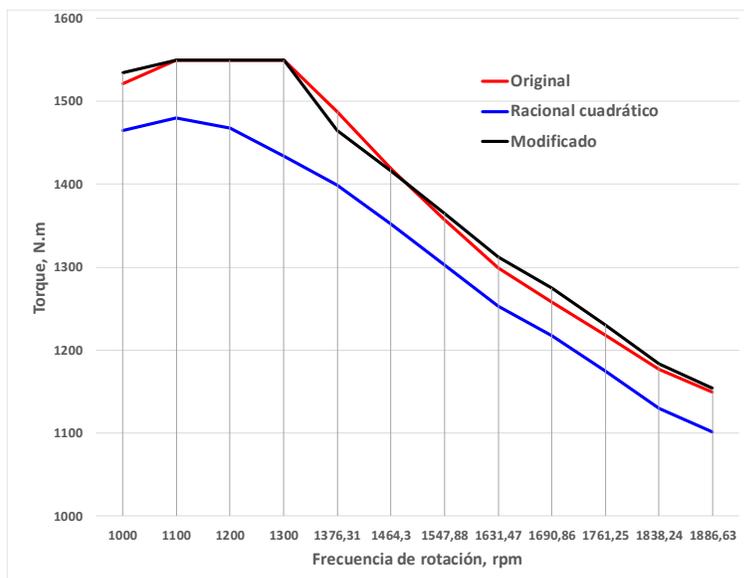


Fig. 3.47. Dependencia de torque del motor Scania DC9 21 310.

Como puede observarse hay una diferencia significativa entre la dependencia original (roja) con relación a la obtenida con el modelo racional cuadrático, pero la pendiente de ambas curvas es muy

semejante.

Por tanto, se dividen las coordenadas del motor original entre las correspondientes al modelo racional cuadrático, se determina un valor promedio y al multiplicar los resultados obtenidos en la determinación del torque por el valor promedio, se obtiene un buen ajuste entre ambas dependencias (negra). Lógicamente a los resultados obtenidos se le agregan los correspondientes al rango de frecuencias de rotación a torque constante.

Utilizando este mismo procedimiento se evaluarán los resultados que se obtengan en un grupo de motores seleccionados y se determinará si las correcciones necesarias tienen algún grado de generalidad.

2da variante:

Con ayuda del digitalizador de imágenes, determinamos las coordenadas de la dependencia de torque. En este caso, se muestra el ejemplo del motor Cummins ISC-300. Se llevan al Curve Expert, pero empleando sólo los valores extremos del rango de frecuencias de rotación a torque constante.

En la figura 3.48 se muestra el procedimiento. Los puntos registrados con el digitalizador de imágenes aparecen a la derecha de la figura. Note que se registran 4 valores de torque constante, pero sólo se llevan al Curve Expert los extremos con el resto de los puntos, eliminando los marcados en amarillo. Las líneas de punto extremas representan esos puntos. De tal modo, el modelo seleccionado, describe por sí, un valor de torque máximo ficticio, mayor al valor de torque máximo constante del motor, y que viene representado en la figura con la línea de puntos intermedia.

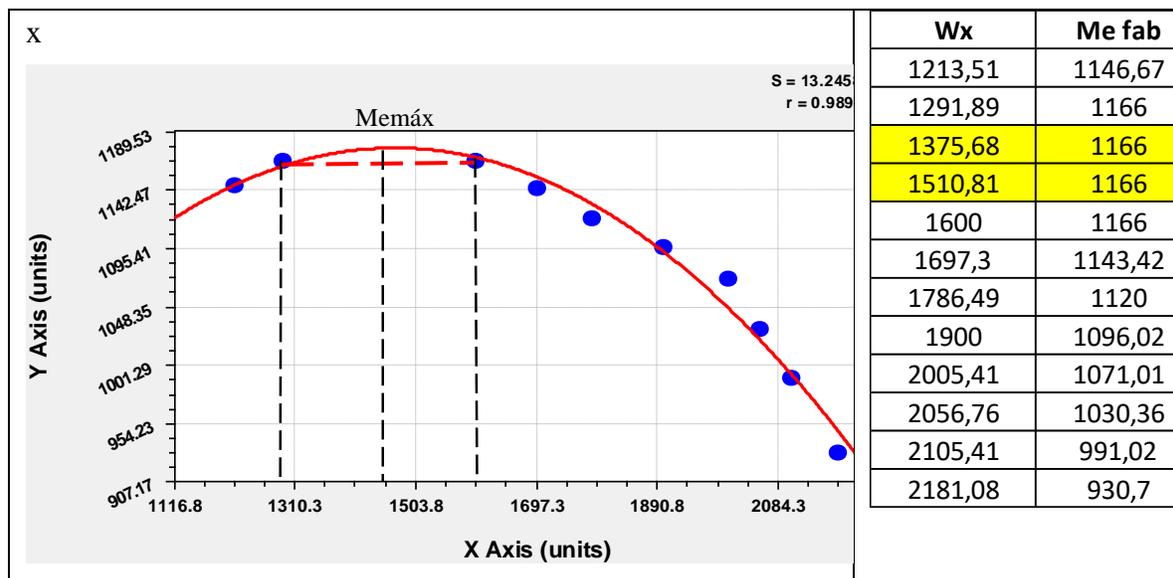


Fig. 3.48. Modelación de la característica exterior de velocidad del Cummins ISC-300

Este valor de torque máximo, es necesario para proponer el modelo. Para ello, es necesario definir una dependencia entre la amplitud del rango de frecuencias de rotación con torque constante y este valor. A medida que se la amplitud del rango de frecuencias de rotación es mayor, es menor la diferencia entre el $M_{em\acute{a}x}$ constante y este $M_{em\acute{a}x}$ ficticio, y viceversa.

El torque, se expresa en los modelos convencionales (expresión 1.5), según:

$$M_{ex} = M_{eN} \cdot \left[C_1 + C_2 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) - C_3 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] \quad (3.3)$$

Es decir, estamos en presencia de una dependencia del tipo: $\frac{M_{ex}}{M_{eN}} = f\left(\frac{W_x}{W_N}\right)$. (3.4)

La experiencia nos demuestra, que, al establecer tal dependencia, no podemos comprobar la normalidad, debido a que cuando la función se evalúa para la frecuencia de rotación del torque máximo, la relación $M_{em\acute{a}x}/M_{eN=eM}$ y eM puede alcanzar valores, que oscilan en un rango muy amplio y difícil de delimitar. Si por el contrario, hacemos los arreglos

$$\text{matemáticos en la ecuación, de forma que la dependencia sea: } \frac{M_{ex}}{M_{em\acute{a}x}} = f\left(\frac{W_x}{W_N}\right)$$

(3.5)

cuando se alcance la frecuencia de rotación de torque máximo la relación $M_{ex}/M_{em\acute{a}x} = 1$, por lo que entonces, se limita su rango de variación entre 0 y 1, lo cual permite comprobar adecuadamente la normalidad.

Y entonces, sobre la base de los juegos de valores obtenidos por el software digitalizador de imágenes, se puede obtener otro juego de valores derivado de este, como el que se muestra en la tabla 3.32.

Tabla 3.32. Forma de ordenar los valores

ω_x/ω_N	$M_{ex}/M_{em\acute{a}x}$
$\omega_{m\acute{i}n.}/\omega_N$	$M_{e1}/M_{em\acute{a}x}$
.	.
.	.
$\omega_{m\acute{a}x.}/\omega_N$	$M_{en}/M_{em\acute{a}x}$

Esto nos posibilitará, conjuntamente con los índices de elasticidad determinar por vía teórica los coeficientes correspondientes del modelo seleccionado y su rango de variación.

Para determinar los coeficientes, en cada uno de los modelos propuestos se procede la siguiente forma:

1).- Se determina la primera derivada de la función en cuestión, expresada en la forma:

$$\frac{M_{ex}}{M_{em\acute{a}x}} = f\left(\frac{W_x}{W_N}\right), \text{ y se iguala la primera derivada a cero, para determinar la expresión de}$$

un extremo.

- 2).- Se evalúa la función para dos puntos característicos: torque máximo y potencia máxima.
- 3).-Con la ecuación obtenida en (1) y las dos ecuaciones obtenidas en (2), usando artificios matemáticos, se obtiene un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas, que se corresponden con los coeficientes buscados.
- 4).-Con el sistema de ecuaciones anteriores, mediante un procedimiento analítico se hallan las expresiones de los tres coeficientes, los cuales quedan en dependencia de los coeficientes de elasticidad de torque y frecuencia de rotación (e_M y e_n).
- 5).-Definidas las expresiones analíticas de los coeficientes, se procede a comprobar el ajuste que ofrece el modelo en relación con la característica exterior de velocidad del fabricante y con los resultados de los modelos convencionales.
- 6).-Al calcular la característica exterior de velocidad con el modelo seleccionado, se le agrega a los resultados tres o cuatro puntos intermedios que representan el rango de frecuencias de rotación del motor a torque constante.

3ra variante:

Aplicar un procedimiento similar al anterior con modificaciones.

Como se estimará el valor del toque máximo ficticio, y este incidirá sobre todos los valores de torque que se calculen, se debe aplicar el procedimiento sustituyendo en las ecuaciones por las coordenadas de los puntos de la curva que determinan los nuevos coeficientes de elasticidad definidos, es decir, los puntos extremos del rango de variación de la frecuencia de rotación para torque máximo constante, que son a la vez puntos de la curva en definición.

En tal sentido, se cuenta con el punto también de torque para potencia máxima, pero si se logra un buen resultado, no utilizar este punto, pues es un punto un tanto complejo en los motores con rangos de variación de la frecuencia de rotación con potencia y torque constante. Que será el próximo paso de este trabajo.

3.4. Conclusiones parciales

Al concluir el capítulo se arriba a las siguientes conclusiones:

- Se considera acertada la decisión de dividir en grupos los motores diésel para el análisis de los rangos de variación de los indicadores de elasticidad, dadas las particularidades de comportamiento de sus características exteriores de velocidad.
- La elasticidad de torque resultó el indicador que mayores variaciones experimentó en los 3 grupos propuestos en relación con el rango establecido, con una clara tendencia hacia los valores mayores de los límites inferiores y superiores del intervalo de variación.
- La elasticidad de frecuencia de rotación si bien no supera significativamente los valores máximos del intervalo establecido, establece un rango particular en el intervalo, para los motores diésel de los 3 grupos, por cuanto el rango establecido estaba definido para motores diésel y de gasolina.
- La elasticidad total varía significativamente su rango de variación en correspondencia con la variación de e_M y e_n .
- Se establece un rango de variación para el nuevo indicador, que no tiene precedentes, pues es novedoso en la literatura, pero que muestra sus diferencias en valores con los grupos de motores con $M_{em\acute{a}x}$ constante y los de $M_{em\acute{a}x}$ y $N_{em\acute{a}x}$ constantes, no así en cuanto a su definición.
- Se establecen vías para el establecimiento de modelos que describan el comportamiento de los motores con rangos de variación de frecuencia de rotación con torque máximo constante, en primera instancia, cuya utilidad puede extenderse a los de torque máximo y potencia máxima constantes.

CONCLUSIONES GENERALES

Al concluir el trabajo se arriba a las siguientes conclusiones:

1. El trabajo de diploma cumple de forma amplia y satisfactoria con los objetivos propuestos.
2. La redefinición de los indicadores de elasticidad, adecua el carácter inicial de cada uno de estos indicadores al comportamiento específico de los motores con rangos de frecuencia de rotación a torque máximo, y a potencia máxima y torque máximo constantes.
3. El indicador de torque constante propuesto, evalúa una cualidad característica de los motores con torque máximo y/o potencia máxima constante: contar en amplio rango de frecuencias de rotación con reserva de torque o fuerza tractiva máxima, con una sencilla pero novedosa expresión.
4. Se logran indicadores de elasticidad actualizados para evaluar con criterio objetivo los motores originales de los vehículos y los propuestos para remotorización; indicadores de elasticidad de torque cuyos rangos se diferencian de los establecidos y por grupos de motores; indicadores de elasticidad de frecuencia de rotación propios para el diésel.
5. Las propuestas de determinación de los modelos de comportamiento de las características exteriores de velocidad de los motores con $M_{em\acute{a}x}$ constante, muestran varias vías posibles de solución para estos motores, que tienden además a simplificar el modelo de determinación, al pretender abarcar tanto el rango de frecuencia de rotación de $W_{m\acute{i}n}-W_{M1}$ como el de $W_{M2}-W_{m\acute{a}x}$.

RECOMENDACIONES

1. Incorporar a la metodología de remotorización y a la docencia, los aspectos vinculados con los coeficientes de elasticidad obtenidos en este trabajo.
2. Ampliar la base de datos de características exteriores de velocidad de motores con rangos de variación de la frecuencia de rotación con $M_{em\acute{a}x}$ constante y $M_{em\acute{a}x}$ y $N_{em\acute{a}x}$ constantes.
3. Desarrollar un modelo que defina el comportamiento de los motores con rangos de variación de la frecuencia de rotación con $M_{em\acute{a}x}$ constante y $M_{em\acute{a}x}$ y $N_{em\acute{a}x}$ constantes.
4. Dentro del grupo de motores que hemos denominado convencionales, trabajar en la definición de un modelo que al menos describa el comportamiento de un grupo específico dentro de estos motores.

BIBLIOGRAFÍA

- Anderson, D. (2016). *Transport Statistics. Great Britain 2016*. (Energy and environment statistics) (p. 25). London, Great Britain: Department of Transport. national Statistics.
- Aragón Marrero, R. (1988). *Metodología de evaluación técnica de oferta de automóviles de carga* (Tesis de Grado). Universidad de La Habana.
- Aranzola Rodríguez, M. J. (2011). *Modelación matemática de las características exteriores de velocidad de los motores de combustión interna diésel* (Tesis de Maestría). Universidad de Cienfuegos.
- Cabeza Núñez, A. J. (2022). *Perfeccionamiento de los métodos de determinación de la Vmín y modificación de las dependencias funcionales de los coeficientes que valoran la relación motor-sistema de transmisión en los nuevos motores* (Tesis de Grado) Universidad de Cienfuegos.
- Castillo, A., Tenicota, A., & Nuela, S. (2020). Comportamiento aerodinámico en la reducción del arrastre mediante la variación de accesorios en un tractocamión. *3C Tecnología. Glosas de innovación aplicadas a la pyme*, 9(4), 17–43.
- Fernández Tamayo, M.L., Relova Castellanos, H., Rodríguez Segundo, A., La Rosa Segura, R., & Alonso Rodríguez, A. (2018). *Metodología para la ejecución de cambios y conversiones a los automóviles* (Informe técnico). Habana, Cuba: Centro de Investigación y Desarrollo del Transporte CID DCMTRANS.
- Fuentes Vega, J. R., Cogollos Martínez, J. B., & Pérez Gálvez, R. (2014). *Eficiencia energética en el Transporte Automotor*. Félix Varela.
- Fuentes Vega, J. R., Cogollos Martínez, J. B., Millo Carmenate, V., & Pérez Gálvez, R. (2015). Modelación matemática de ciclos de viaje e indicadores dinámicos y de consumo para vehículos pesados. (Ponencia). Instituto Politécnico Nacional, Ciudad México, Mexico.
- Fuentes Vega, José R., Pérez Gálvez, R., Millo Carmenate, V., & Cogollos Martínez, J. B. (2017a). *Remotorización del camión cuña International Pro Sleeper con el motor diesel Weichai 615.44*. (Proyecto de remodelación) (p. 35). Cienfuegos Cuba: Universidad de Cienfuegos.

- Fuentes Vega, José R., Pérez Gálvez, R., Millo Carmenate, V., & Cogollos Martínez, J. B. (2017b). *Remotorización del camión Zil-130 con el motor diesel Yuchai YC6108Q*. (Proyecto de remodelación) (p. 34). Cienfuegos Cuba: Universidad de Cienfuegos.
- Fuentes Vega, José Ramón, Pérez Gálvez, R., Millo Carmenate, V., & Cogollos Martínez, J. B. (2017). *Remodelación del Kamaz 740.31 con un furgón de paredes aislantes para la transportación de productos lácteos*. (Proyecto de remodelación). Universidad de Cienfuegos.
- Fuentes Vega, J. R., Pérez Gálvez, R., Millo Carmenate, V., & Cogollos Martínez, J. B. (2017). *Proyecto de remodelación del IVECO Cursor con el motor Weichai 615.44* (Proyecto de remotorización vehicular). Universidad de Cienfuegos.
- Guerra Pérez, R. (2018). *Perfeccionamiento de la metodología de remodelación vehicular* (Trabajo de Grado). Universidad de Cienfuegos.
- Junco García, J. E., Fuentes Vega, J. R., Cogollos Martínez, J. B., & Millo Carmenate, V. (2023). La metodología de remotorización a través de un estudio de caso. In *XII Taller Internacional de Energía, Medio Ambiente y Desarrollo Sostenible* (p. 13). Universidad de Cienfuegos.
- Ilarionov, V.A., Morin, M.M., Serguiev, N.M., Farovin, V.C., & Yurchevski, A.A. (1985). *Teoría y construcción del automóvil* (2da edición). Moscú, URSS: Construcción de Maquinarias.
- I.T.V. (2016). *Manual de Reformas de vehículos* (3ra revisión). España: Inspección Técnica Vehicular. Ministerio de Industria, Energía y Turismo. Retrieved from http://www.f2i2.net/documentos/lsi/STO_Vehiculos/Reformas/ManualReformasVehiculosRev3.pdf
- İlçin, K., & Altun, S. (2021). Effect of biodiesel addition in a blend of isopropanol-butanol ethanol and diesel on combustion and emissions of a CRDI engine. *Energy Sources*, 1–12. <https://doi.org/https://doi.org/10.1080/15567036.2021.1928797>
- Guerra-Naranjo, J.I., Guasumba-Maila, J.E., Morillo-Solorzano, A.O., & Guamán-Salcedo, J.J. (2021). La gestión de la inyección electrónica de combustible para los motores de encendido por compresión modernos (CRDI). *Polo del conocimiento*, 6(8), 1062–1083.
- Litvinov, A. S., & Farovin, Y. E. (1989). *El automóvil: Teoría de cualidades de explotación*. Moscú, URSS: Construcción de Maquinarias.

- Mirabal Consuegra, J. L. (2015). *Coefficientes de evaluación de la relación motor-sistema de transmisión* (Tesis de Grado). Universidad de Cienfuegos.
- Mora-Quijano, C. H., Altamirano-Bustos, D. S., Guasumba-Maila, J. E., & Cabascango-Camuendo I, C. P. (2022). Características de los sistemas de inyección. Una revisión bibliográfica. *Polo del Conocimiento*, 7 (4), 392–403.
- Ortzeni, F., Genovese, A., Carrazza, M., Rispoli, F., & Venturini, P. (2018). Exhaust Energy Recovery with Variable Geometry Turbine to Reduce Fuel Consumption for Microcars. *SAE Technical Papers*. <https://doi.org/https://doi.org/10.4271/2018-01-1825>
- Pérez García, K. J. (2022). *La remotorización y su vínculo con las coordenadas del centro de gravedad y la velocidad mínima de movimiento estable* (Trabajo de titulación para Ingeniero Mecánico). Universidad de Cienfuegos.
- Real Decreto 866. (2016). *Manual de reformas de vehículos* (Ministerio de Industria, Energía y Turismo). España.
- Soca-Cabrera, J.R., Chavarría-Irigoyen, S., & Martínez-Rocha, M. (2019). Curvas características de velocidad y carga del motor Volkswagen 1.9 SDi. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 28(2), 1–9.
- Valcárcel, J. (2015). *Reglamentación sobre vehículos pesados, prioritarios, especiales, de transporte de personas y mercancías y tramitación administrativa* (Informe Técnico) (p. 276). Madrid, España.: Dirección General de Tráfico, Ministerio del Interior. Retrieved from <https://www.dgt.es/Galerias/seguridad-vial/formacion-vial/cursos-para-profesores-y-directores-de-autoescuelas/XVIII-Curso-de-Profesores/Reglamentacion-vehiculos-pesados.pdf>
- Zhu, D., Sun, Z., & Zheng, X. (2020). Turbocharging strategy among variable geometry turbine, two-stage turbine, and asymmetric two-scroll turbine for energy and emission in diesel engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 234(7), 900–914.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1177/0957650919891355>

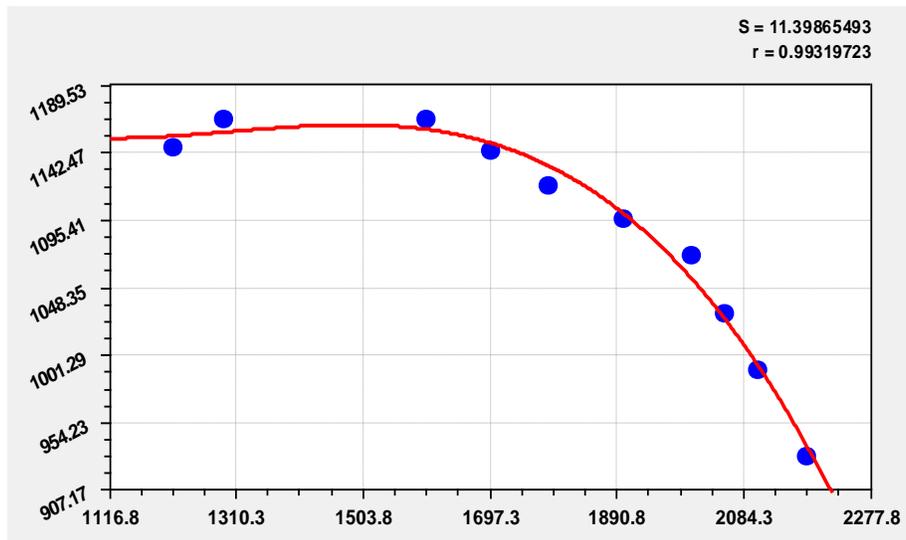
ANEXOS

Datos Ofrecidos por el Fabricante. Marca: Cummins. Modelo ISC 285

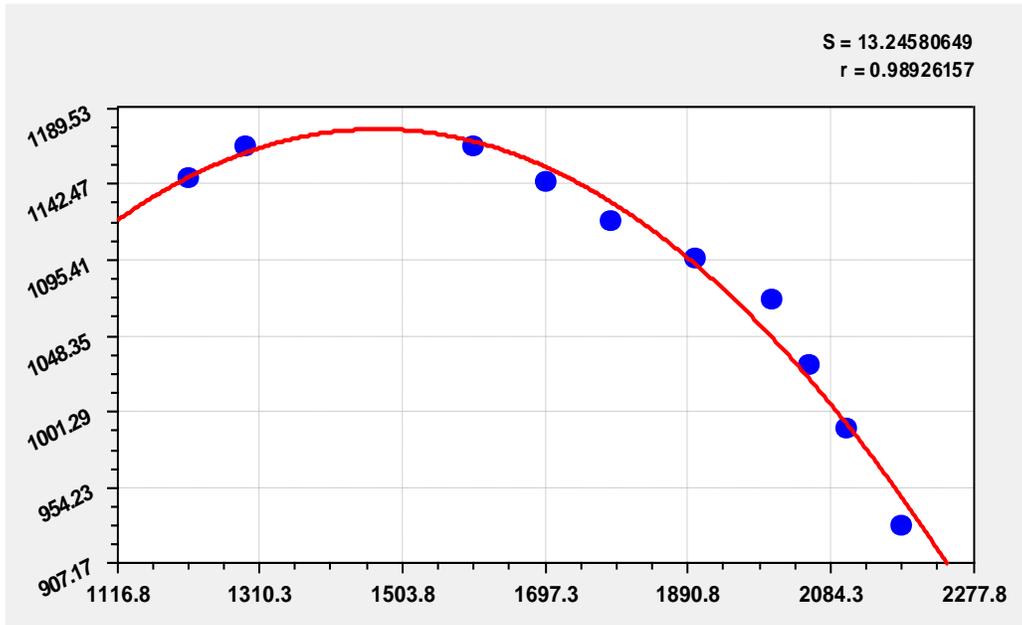
Marca	Cummins			Wx	Me fab
Motor	ISC 285		1	1213.51	1146.67
Norma	SAE		2	1291.89	1166
Nemáxfab, kW	224		3	1375.68	1166
nN, rpm	2000		4	1510.81	1166
Memáxfab, N.m	1166		5	1600	1166
nM1, rpm	1300		6	1697.3	1143.42
nM2, rpm	1600		7	1786.49	1120
			8	1900	1096.02
Cálculos:			9	2005.41	1071.01
Kc	0.955		10	2056.76	1030.36
Nemáx, kW	213.92		11	2105.41	991.02
WN, 1/s	209.4395		12	2181.08	930.7
Memáx, N.m	1113.53				
WM1, 1/s	136.1357			Wx	MeM
WM2, 1/s	167.5516			1213.51	1146.67
MeN, N.m	1021.393			1291.89	1166
en=WN/WM1	1.538462			1600	1166
eM	1.090207			1697.3	1143.42
E	1.677242			1786.49	1120
				1900	1096.02
				2005.41	1071.01
				2056.76	1030.36
				2105.41	991.02
				2181.08	930.7

Curva de tipo Polinomial ofrecida por el software Curve Expert. Ecuación:

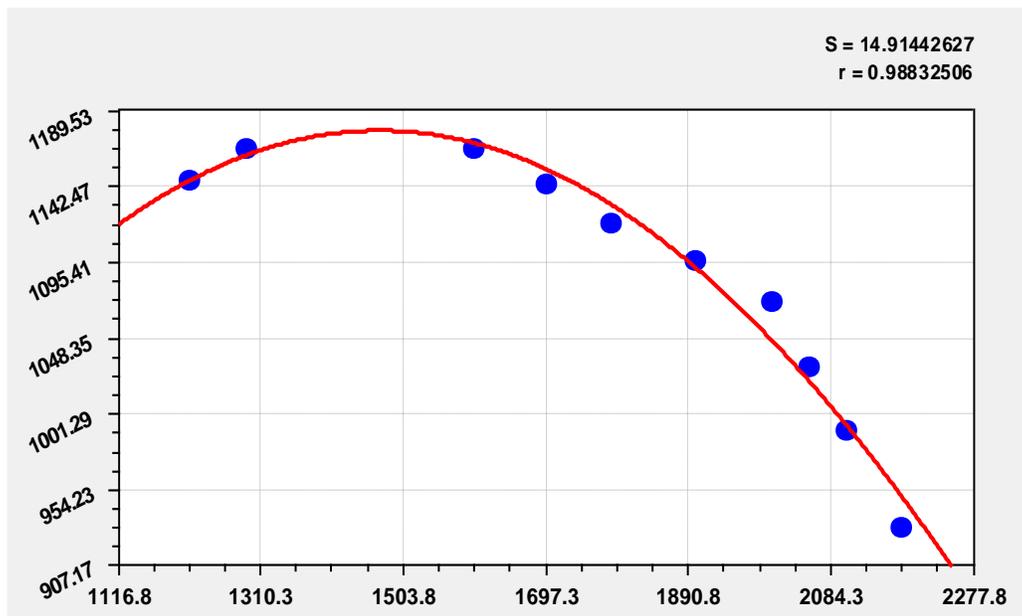
$y=a+bx+cx^2+dx^3...$ Coeficientes: $a = 1.93E+14$; $b = -1.86E+11$; $c = 1.46E+08$; $d = -3.74E+04$



Curva de tipo Cuadrática. Ecuación: $y=a+bx+cx^2$. Coeficientes: $a = 1.99E+13$; $b = 1.33E+11$; $c = -4.52E+07$

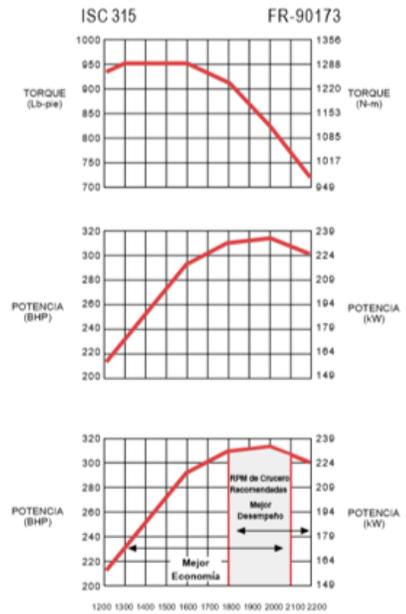


Curva de tipo Sinusoidal. Ecuación: $y=a+b*\cos(cx+d)$. Coeficientes: $a = 8.29E+12$; $b = 1.09E+14$; $c = 9.25E+07$; $d = 4.92E+11$

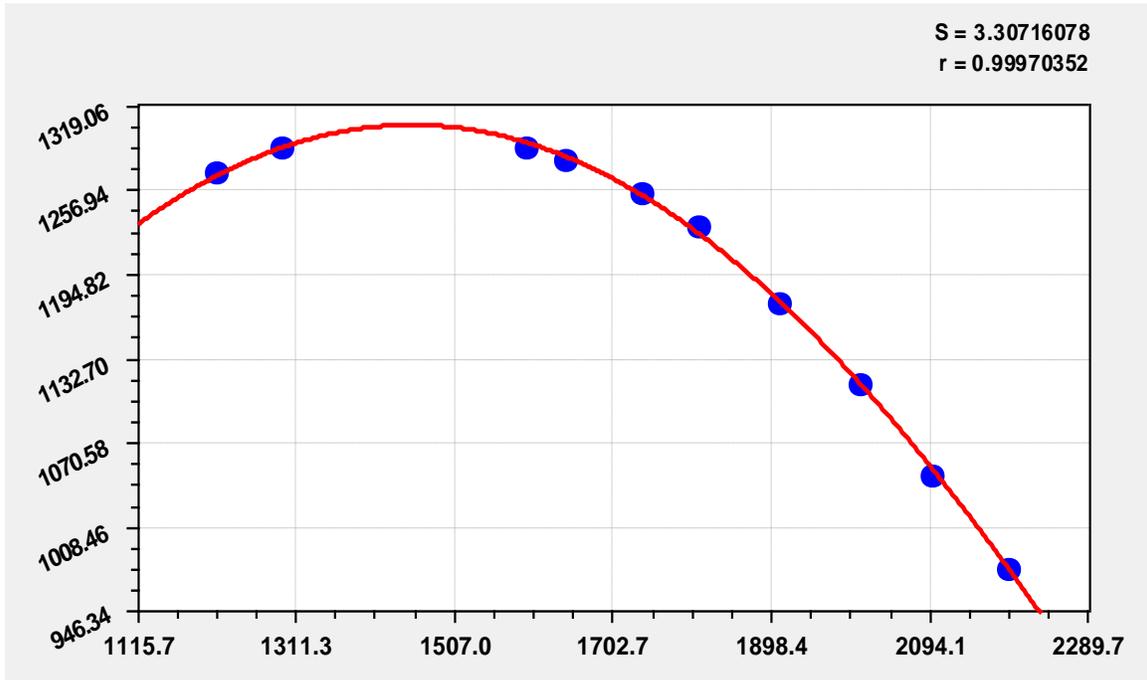


Datos Ofrecidos por el Fabricante. Marca: Cummins. Modelo ISC 315

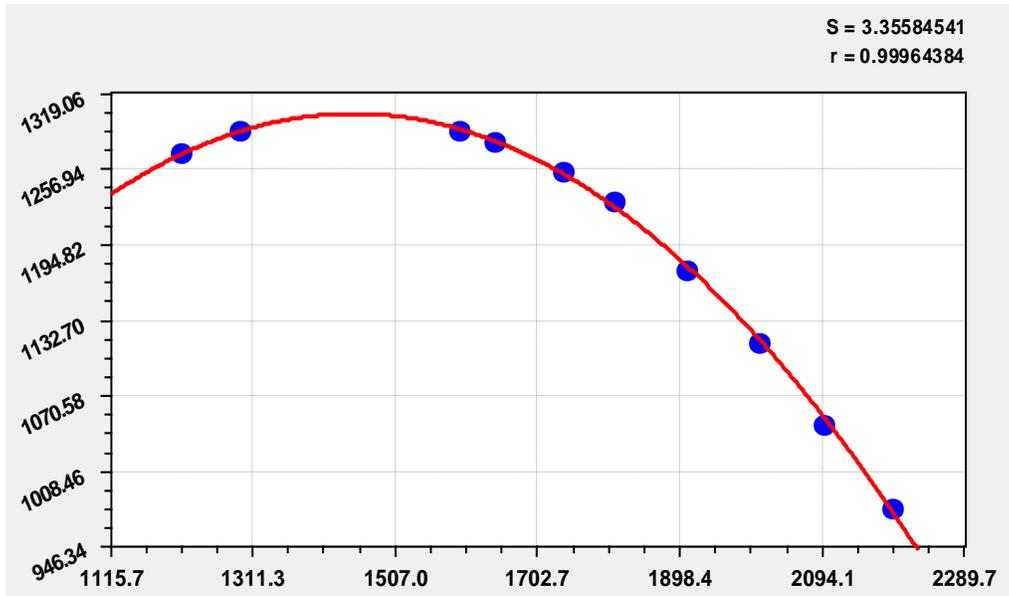
Marca	Cummins		Wx	Me fab
Motor	ISC 315	1	1213.51	1268.87
Norma	SAE	2	1294.59	1288
Nemáxfab, kW	233	3	1375.68	1288
nN, rpm	2000	4	1500	1288
Memáxfab, N.m	1288	5	1597.3	1288
nM1, rpm	1300	6	1645.95	1278.38
nM2, rpm	1600	7	1737.84	1254.62
		8	1808.11	1230
Cálculos:		9	1908.11	1173.83
Kc	0.955	10	2008.11	1113.63
Nemáx, kW	222.515	11	2097.3	1047.1
WN, 1/s	209.43951	12	2191.89	977.4
Memáx, N.m	1230.04			
WM1, 1/s	136.13568			
WM2, 1/s	167.55161			
MeN, N.m	1062.4309		Wx	Me fab
en=WN/WM1	1.5384615		1213.51	1268.87
eM	1.15776		1294.59	1288
E	1.7811693		1597.3	1288
			1645.95	1278.38
			1737.84	1254.62
			1808.11	1230
			1908.11	1173.83
			2008.11	1113.63
			2097.3	1047.1
			2191.89	977.4



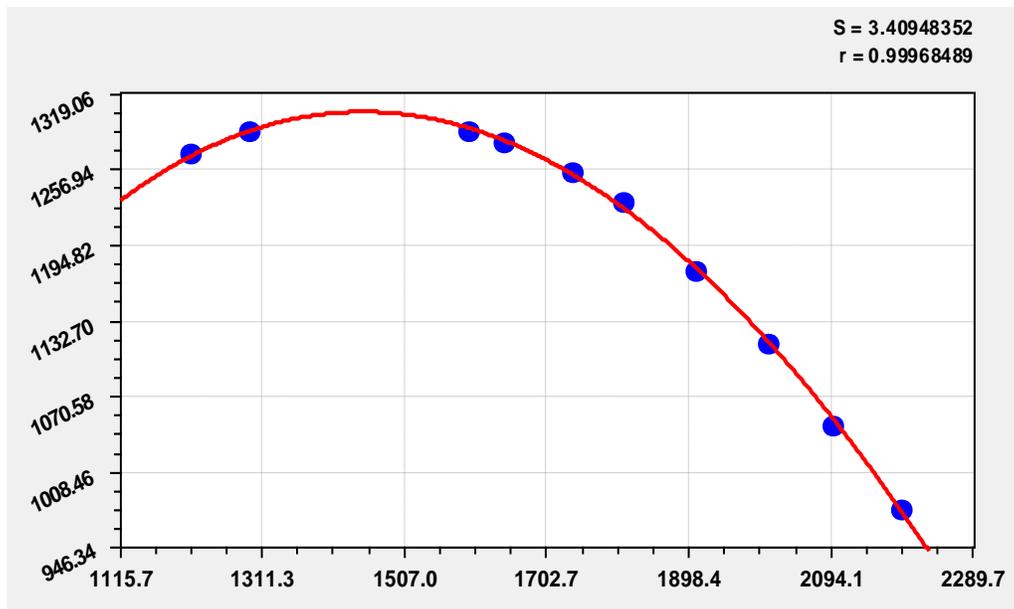
Curva de tipo Sinusoidal ofrecida por el software Curve Expert. Ecuación: $y=a+b*\cos(cx+d)$. Coeficientes: $a = 5.11E+13$; $b = 7.94E+13$; $c = 1.28E+08$; $d = 4.42E+11$



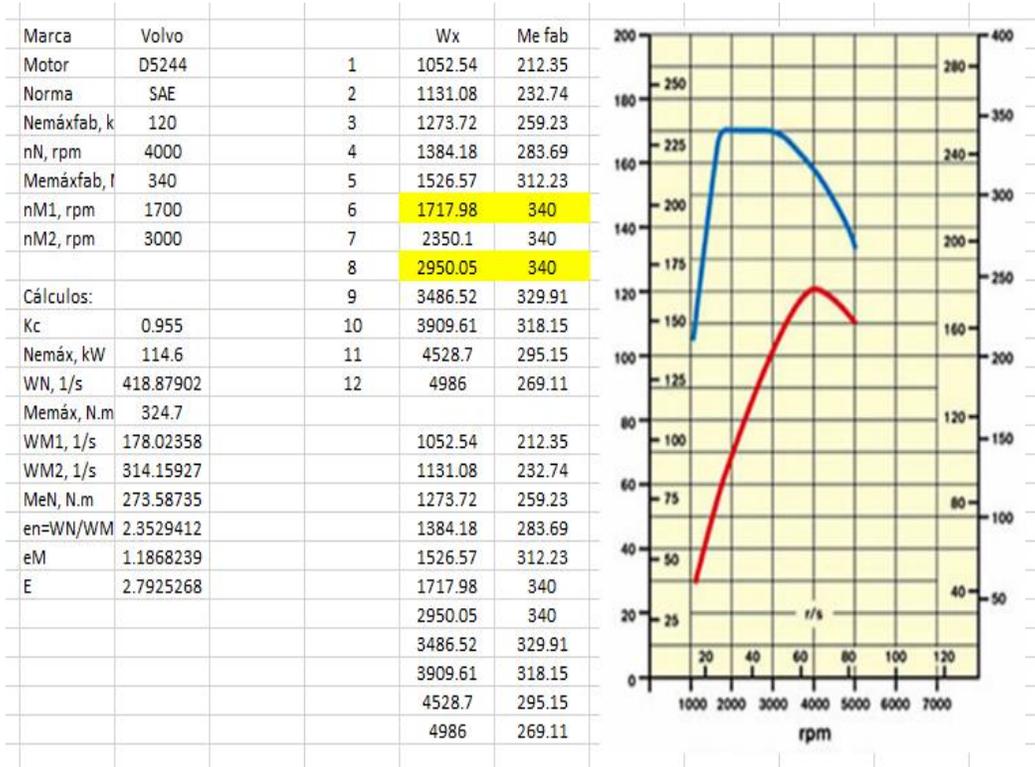
Curva de tipo Cuadrática. Ecuación: $y=a+bx+cx^2$. Coeficientes: $a = 5.06E+13$; $b = 1.73E+11$; $c = -5.96E+07$



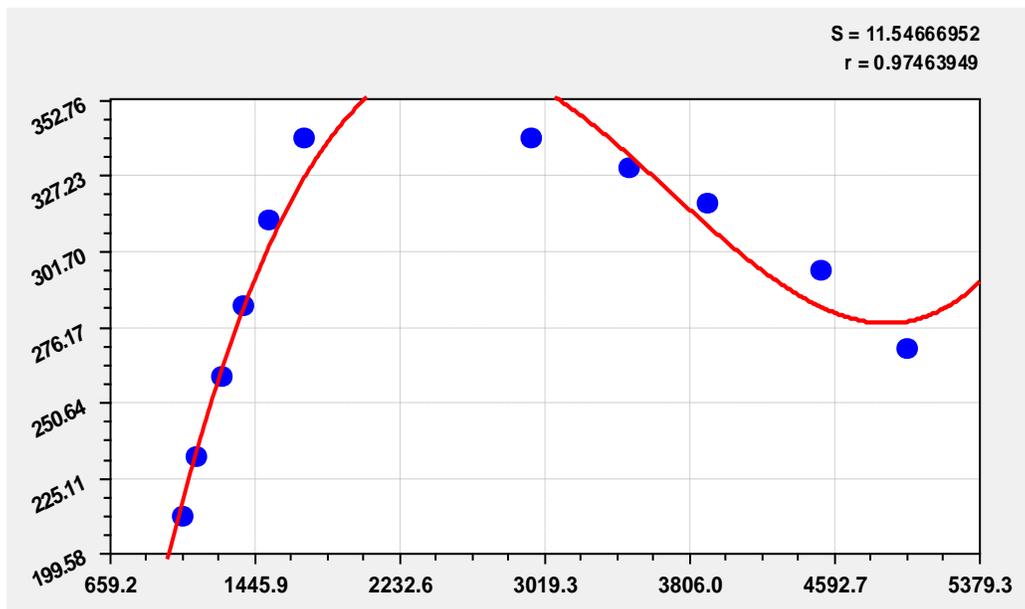
Curva de tipo Polinomial. Ecuación: $y=a+bx+cx^2+dx^3$. Coeficientes: $a = -1.79+E13$; $b = 2.15E+11$; $c = -8.49E+07$; $d = 4.94E+03$



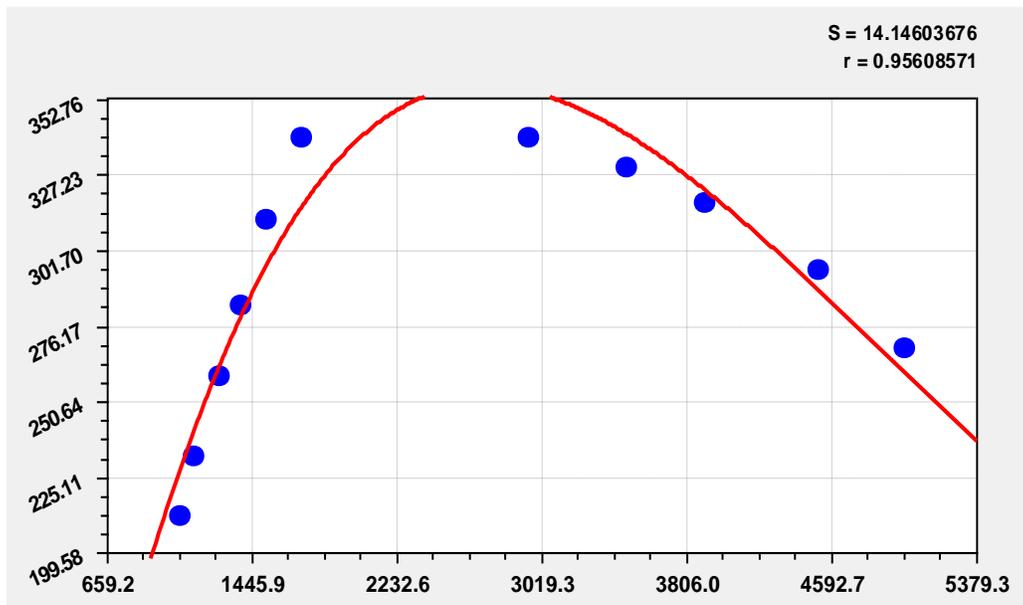
Datos Ofrecidos por el Fabricante. Marca: Volvo. Modelo D5244



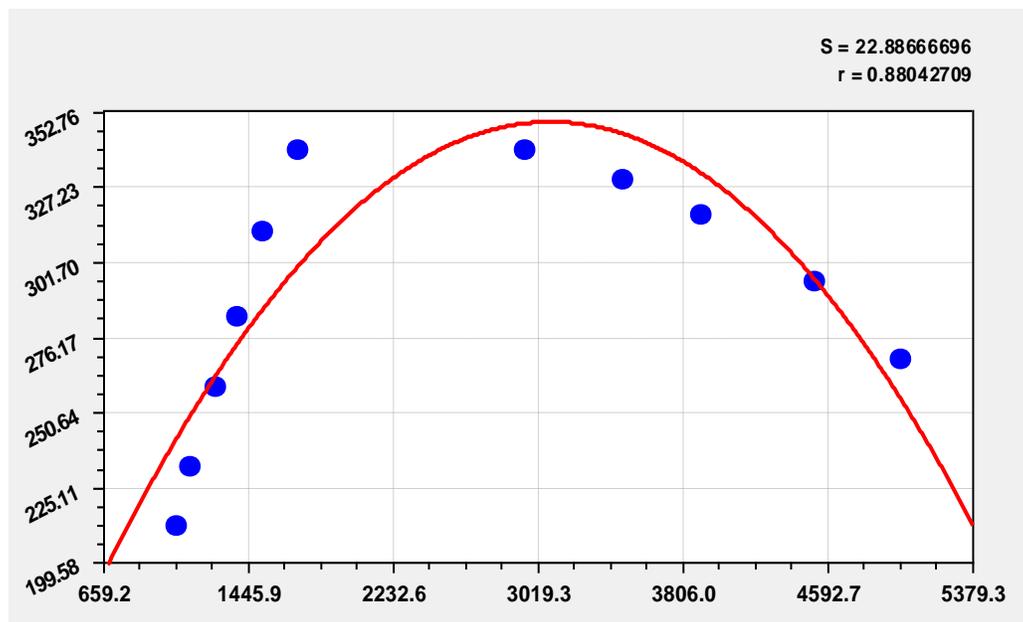
Curva de tipo Polinomial ofrecida por el software Curve Expert. Ecuación:
 $y=a+bx+cx^2+dx^3...$ Coeficientes: $a = -1.61E+13$; $b = 5.04E+10$; $c = -1.51E+07$; $d = 1.36E-03$



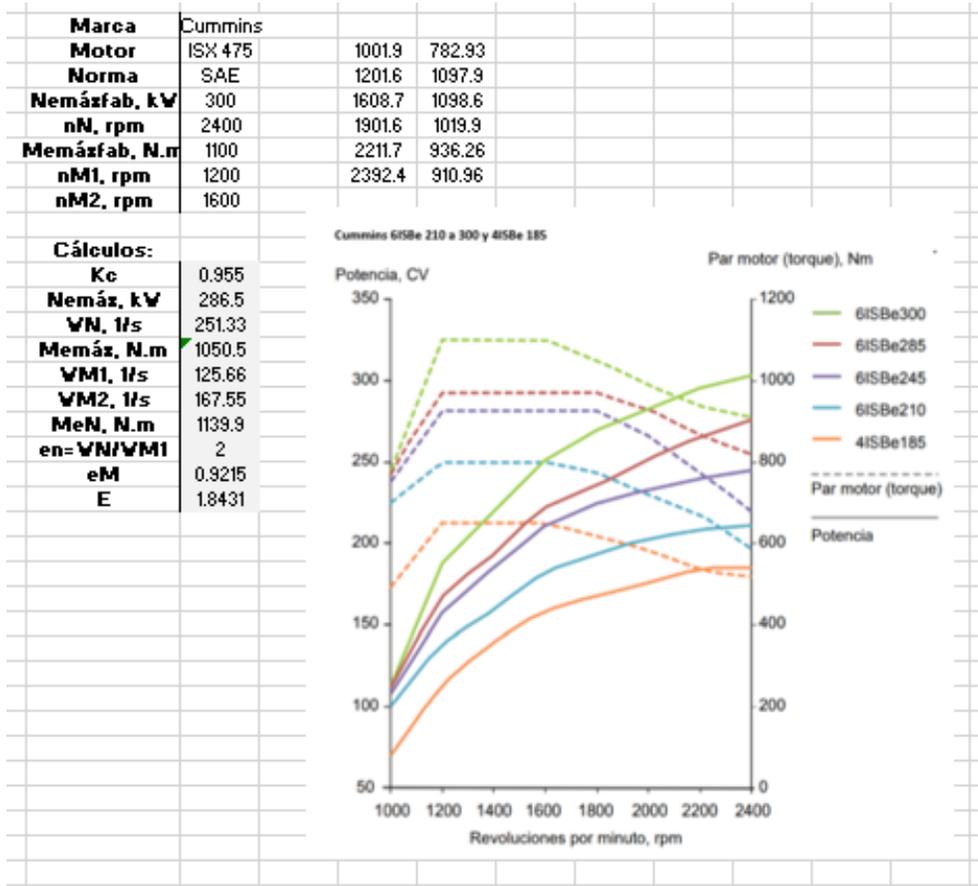
Curva de tipo Hoerl Model. Ecuación: $y=a*(b^x)*(x^c)$. Coeficientes: $a = 3.12E+09$; $b = 9.99E+10$; $c = 1.35E+11$



Curva de tipo Cuadrática. Ecuación $y=a+bx+cx^2$. Coeficientes: $a = 1.02E+13$; $b = 1.60E+10$; $c = -2.60E+06$

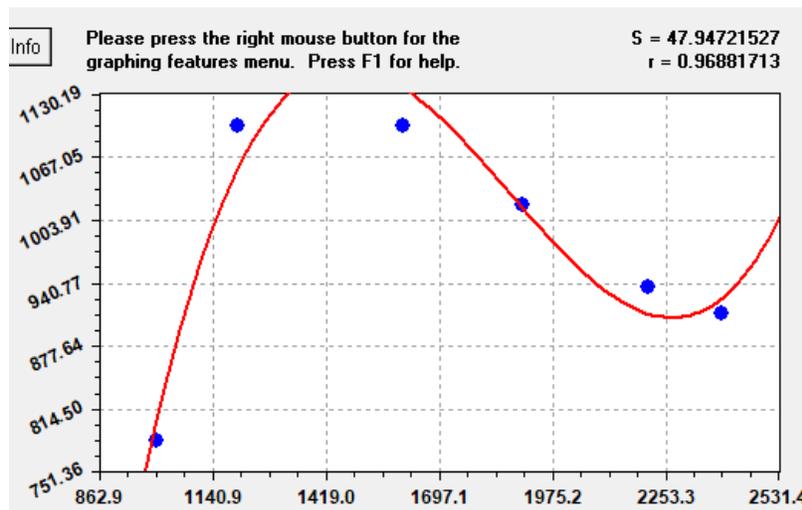


Datos Ofrecidos por el Fabricante. Marca: Cummins. Modelo ISX 475

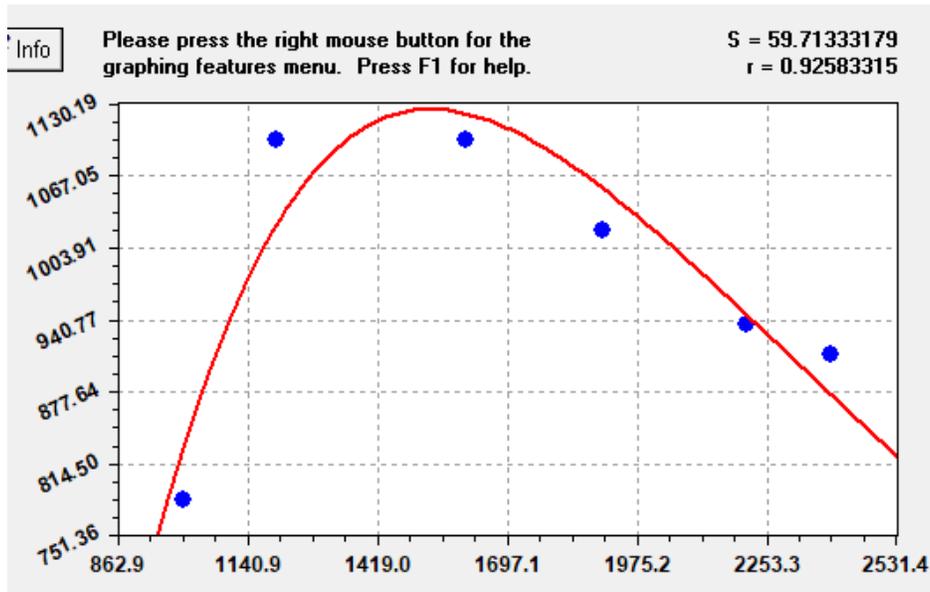


Curva de tipo Polinomial ofrecida por el software Curve Expert. Ecuación:

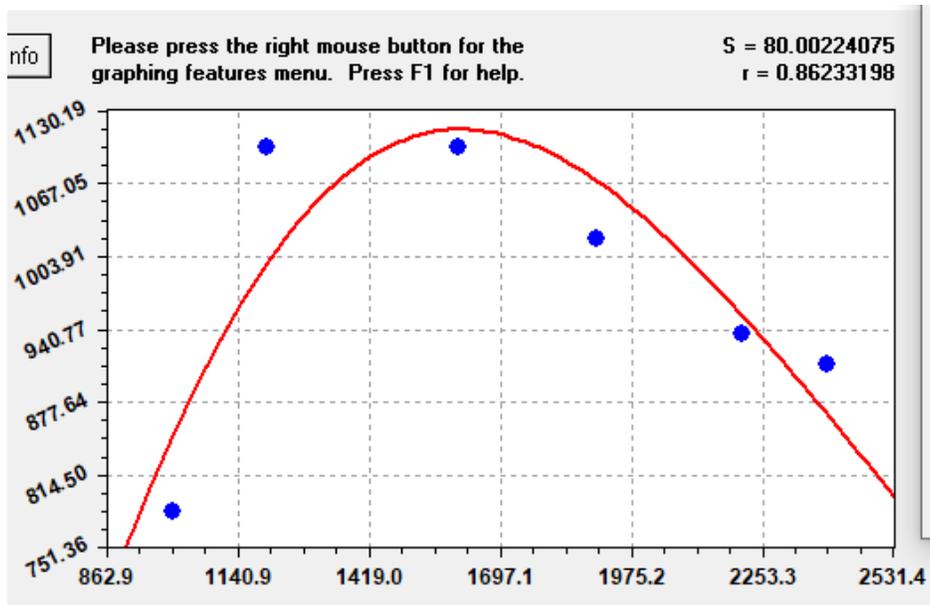
$y = a + bx + cx^2 + dx^3 \dots$ Coeficientes: $a = -4480.383$; $b = 9.7985723$; $c = 0.005500522$; $d = 9.82E-07$



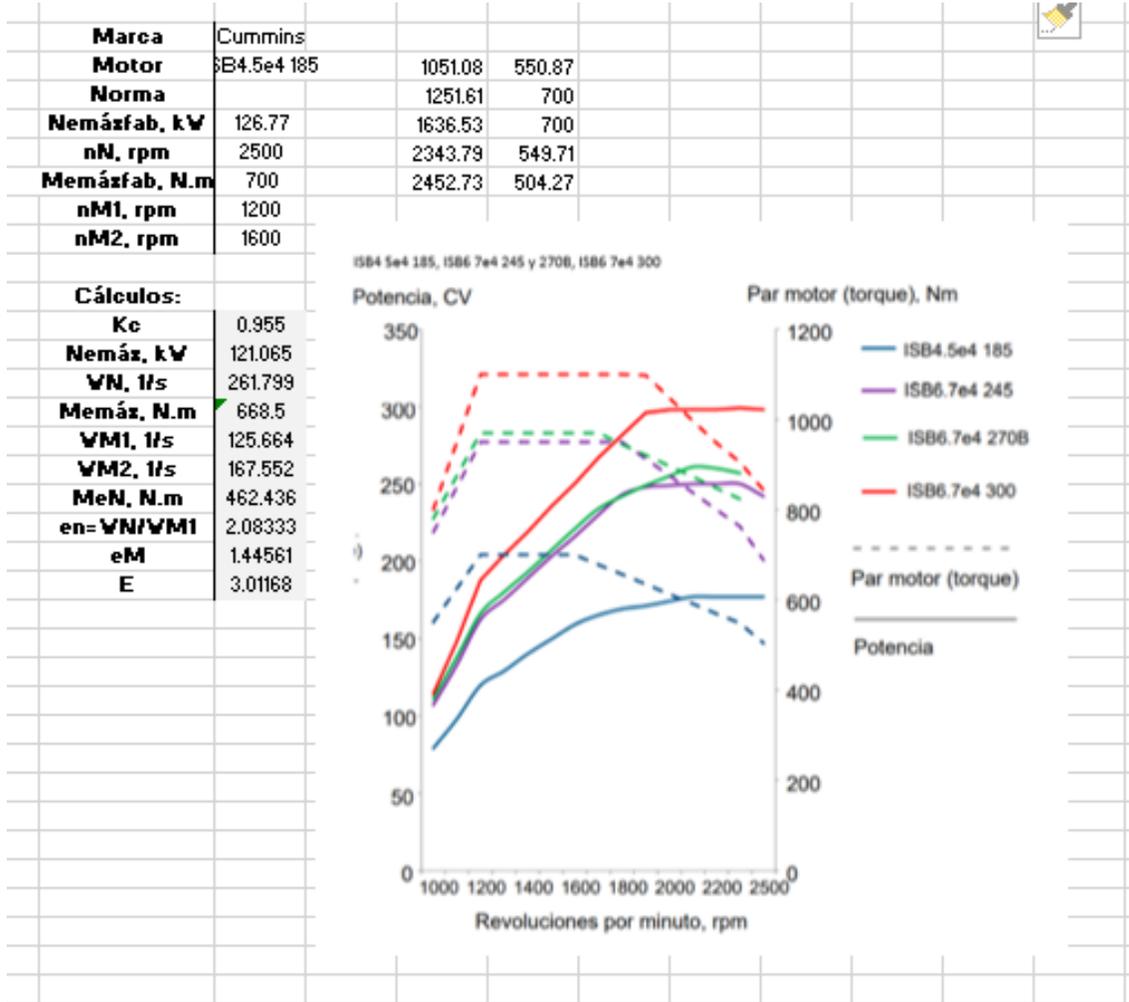
Curva de tipo Vapor Pressure Model. Ecuación: $y = \exp(a + b/x + c \ln(x))$ Coeficientes: $a = 31.48$; $b = -4495$; $c = -2.9342$



Curva de tipo Cuadrática. Ecuación: $y = a + bx + cx^2$ Coeficientes: $a = -272.59$; $b = 1.6113$; $c = -0.0005$



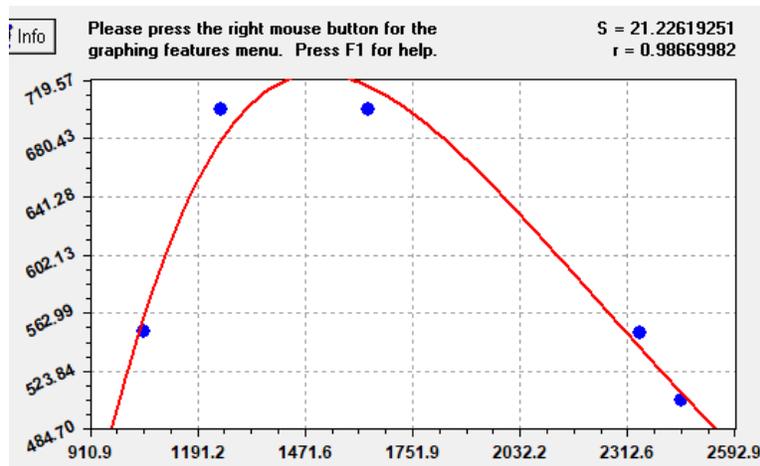
Datos Ofrecidos por el Fabricante. Marca: Cummins. Modelo ISB6.7e 4 300



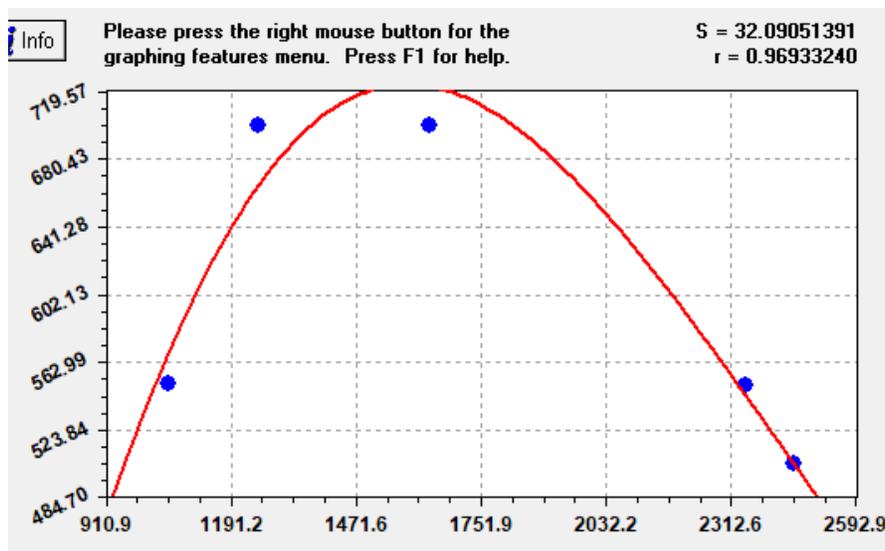
Curva de tipo Valor Pressure Model ofrecida por el software Curve Expert. Ecuación:

$$y = \exp(a + b/x + c \ln(x))$$

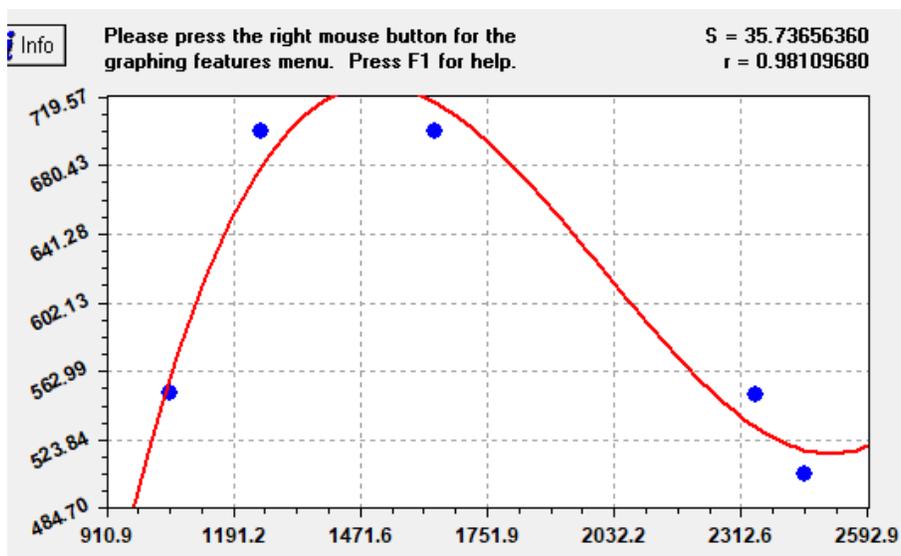
Coefficientes: $a = 35.3831$; $b = -5214.7$; $c = -3.4625$



Curva de tipo Hoerl Model. Ecuación: $y=a*(b^x)*(x^c)$ Coeficientes: $a = 7.20E-07$; $b = 0.99795$; $c = 3.25517$



Curva de tipo Polinomial. Ecuación: $y=a+bx+cx^2+dx^3...$ Coeficientes: $a = -2085.3$; $b = 4.67482$; $c = -0.0025$; $d = 4.13E-07$

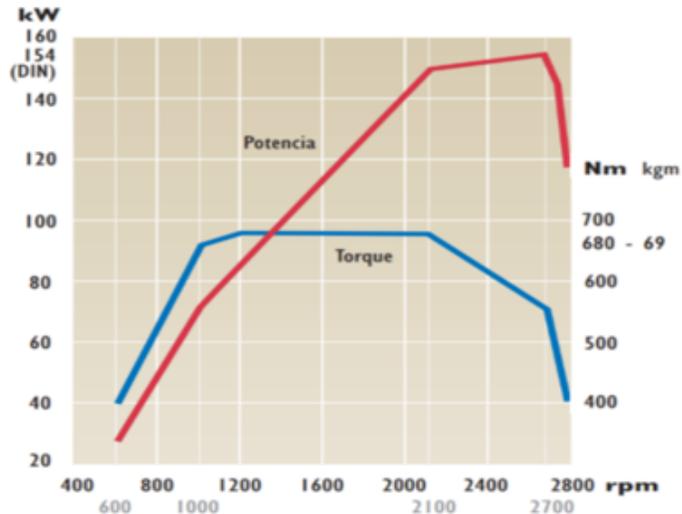


Datos Ofrecidos por el Fabricante. Marca: IVECO. Modelo F4AE068ID tector

Marca	IVECO		
Motor	F4AE068ID	610.87	400.84
Norma		1007.37	658.1
Nemáxfab, kW	154	1198.92	679.05
nN, rpm	2700	2105.06	677.37
Memáxfab, N.m	680	2682.26	553.35
nM1, rpm	1200	2786.28	407.54
nM2, rpm	2100		

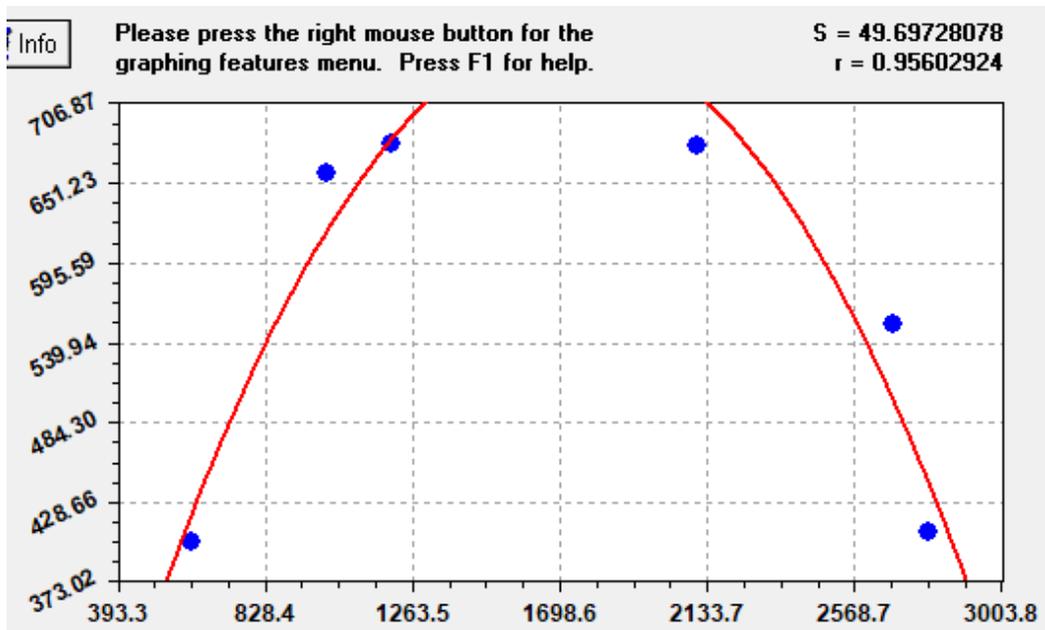
Cálculos:	
Kc	0.955
Nemáxfab, kW	147.07
WN, 1/s	282.743
Memáxfab, N.m	649.4
WM1, 1/s	125.664
WM2, 1/s	219.911
MeN, N.m	520.154
en=WN/WM1	2.25
eM	1.24848
E	2.80907

Motor IVECO F4AE068ID tector

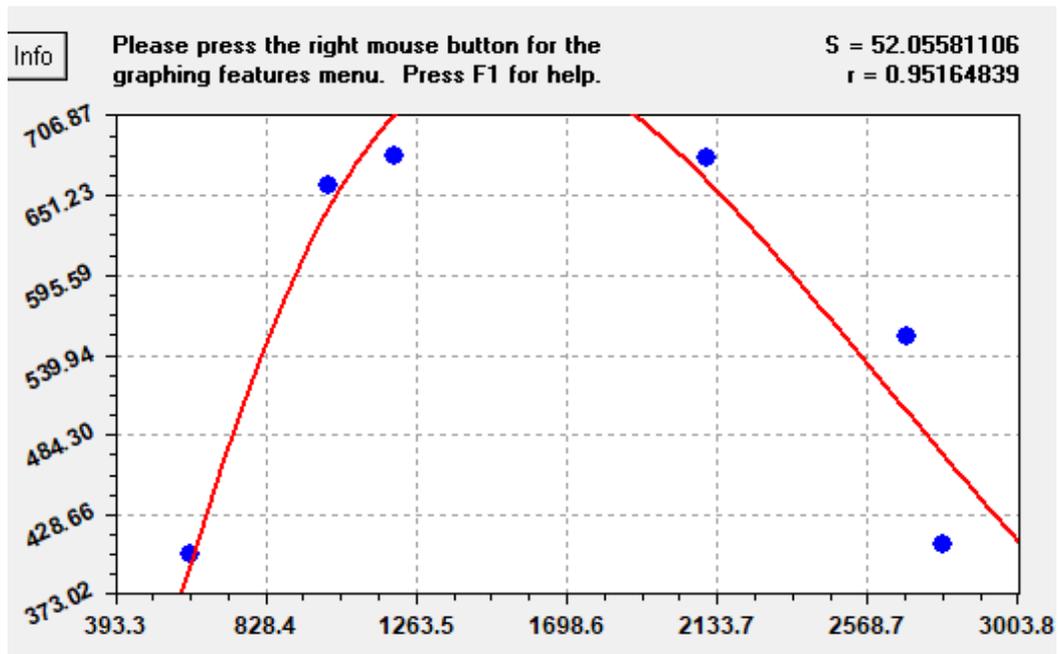


Curva de tipo Cuadrática ofrecida por el software Curve Expert. Ecuación: $y=a+bx+cx^2$

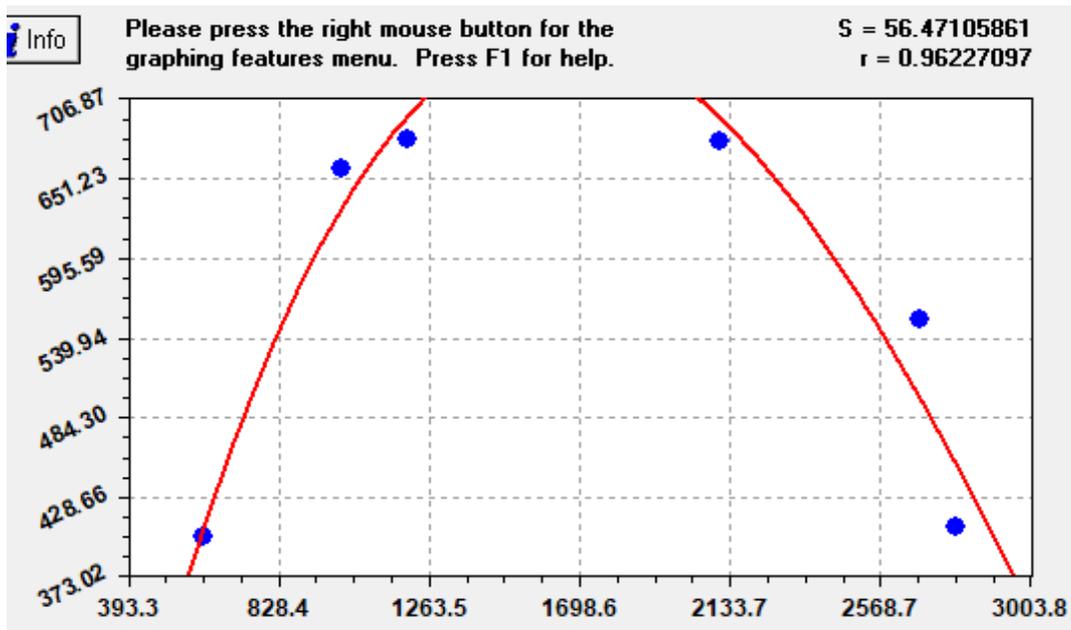
Coefficientes: $a = -48.305$; $b = 9.37E-01$; $c = -0.00027$



Curva de tipo Hoerl Model. Ecuación: $y=a*(b^x)*(x^c)$ Coeficientes: $a = 0.00207$; $b = 0.99867$; $c = 2.02248$



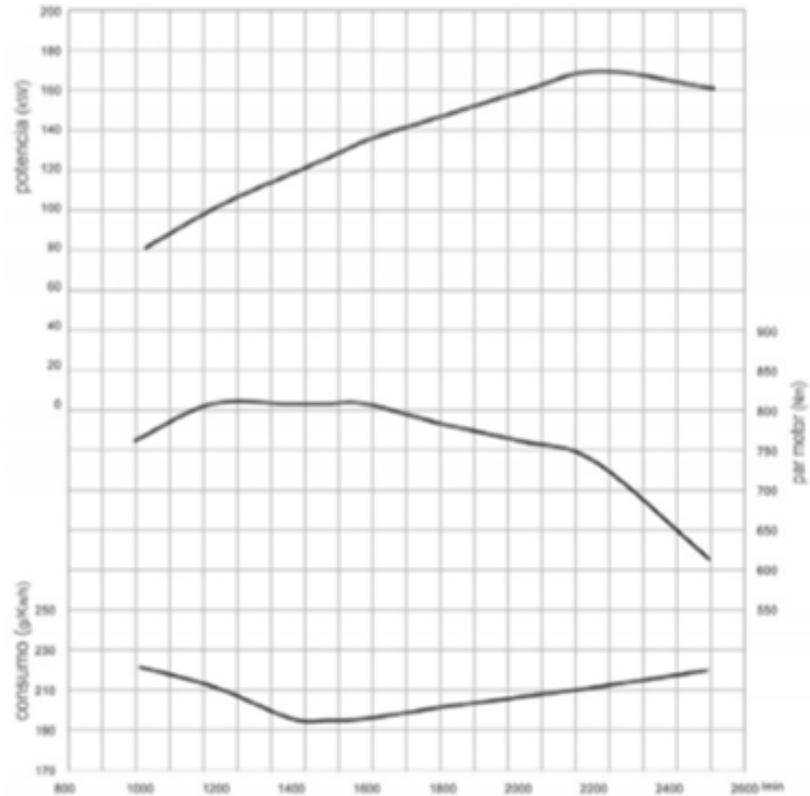
Curva de tipo Polinomial. Ecuación: $y=a+bx+cx^2+dx^3...$ Coeficientes: $a = -204.744$; $b = 1.30333$; $c = -0.00052$; $d = 4.88E-08$



Datos Ofrecidos por el Fabricante. Marca: Mercedes Benz. Modelo 906

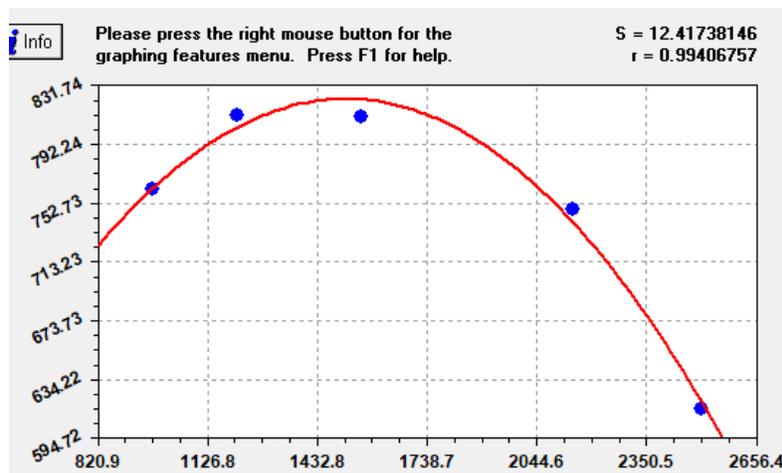
Marca	MB 906	973.88	761.84
Motor		1209.59	811.99
Norma		1553.72	810.96
Nemáxfab, kW	170	2147.49	748.54
nN, rpm	2200	2503.48	614.47
Memáxfab, N.m	810		
nM1, rpm	1200		
nM2, rpm	1600		

Cálculos:	
Kc	0.955
Nemáx, kW	162.35
WN, 1/s	230.383
Memáx, N.m	773.55
WM1, 1/s	125.664
WM2, 1/s	167.552
MeN, N.m	704.695
en=WN/WM1	1.83333
eM	1.09771
E	2.01247

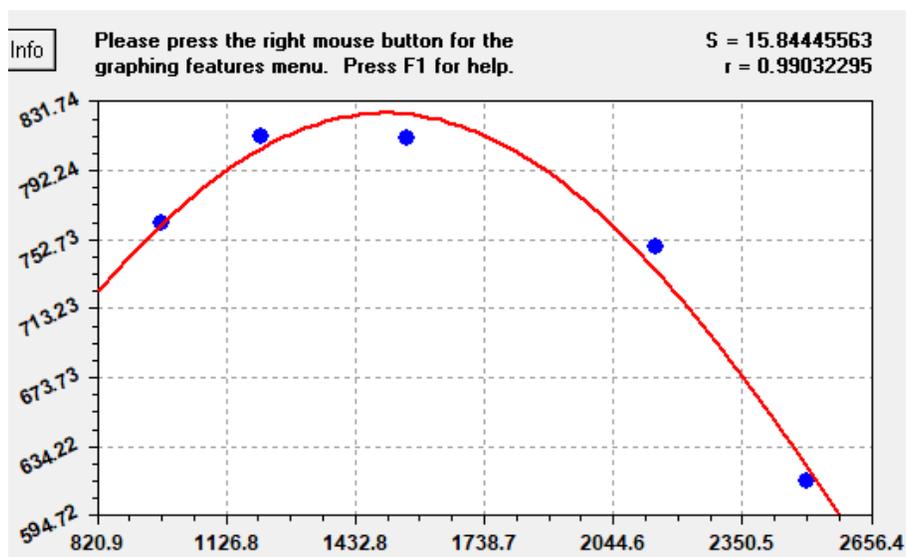


Curva de tipo Cuadrática ofrecida por el software Curve Expert. Ecuación: $y=a+bx+cx^2$

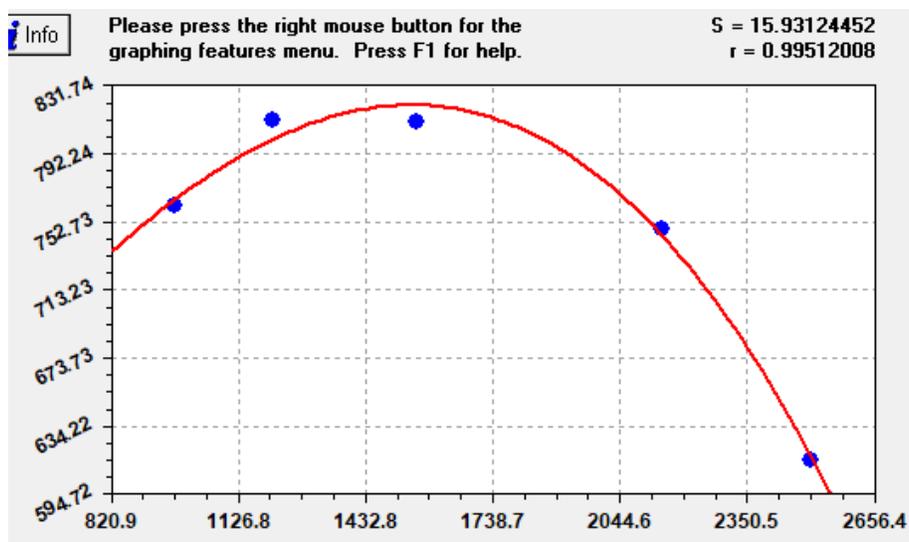
Coefficientes: $a = 350.745$; $b = 0.62539$; $c = -0.00021$



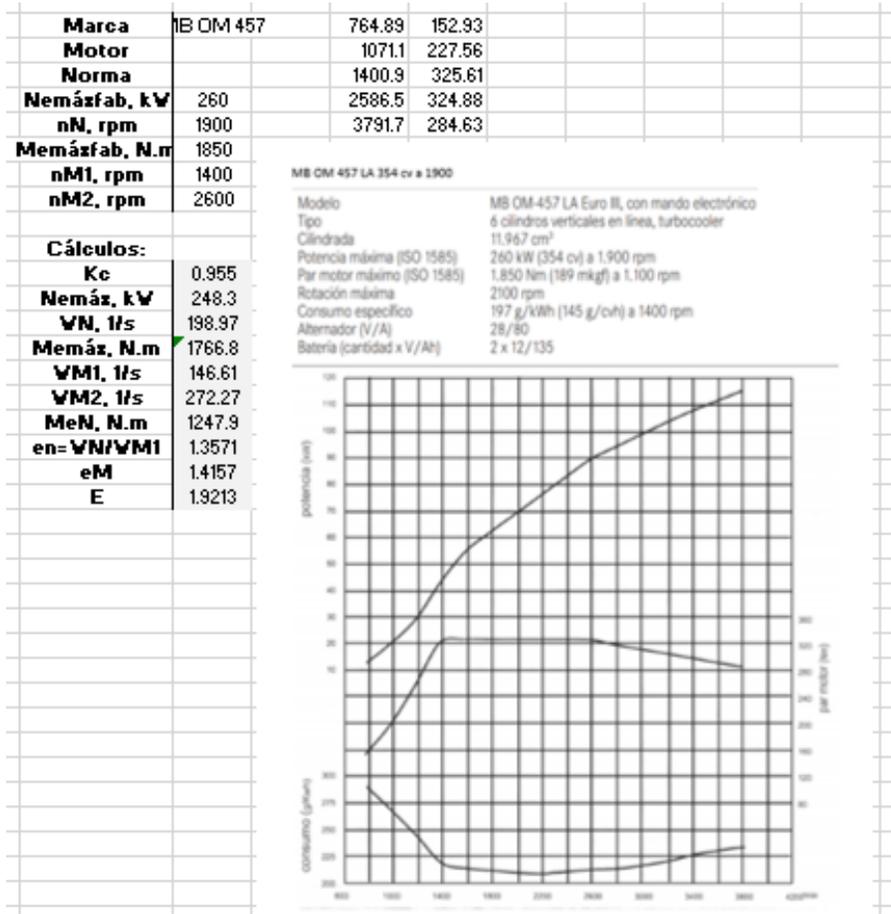
Curva de tipo Gaussian Model. Ecuación: $y=a*\exp((-(b-x)^2)/(2*c^2))$ Coeficientes: a = 825.075; b = 1503.92; c = 1330.51



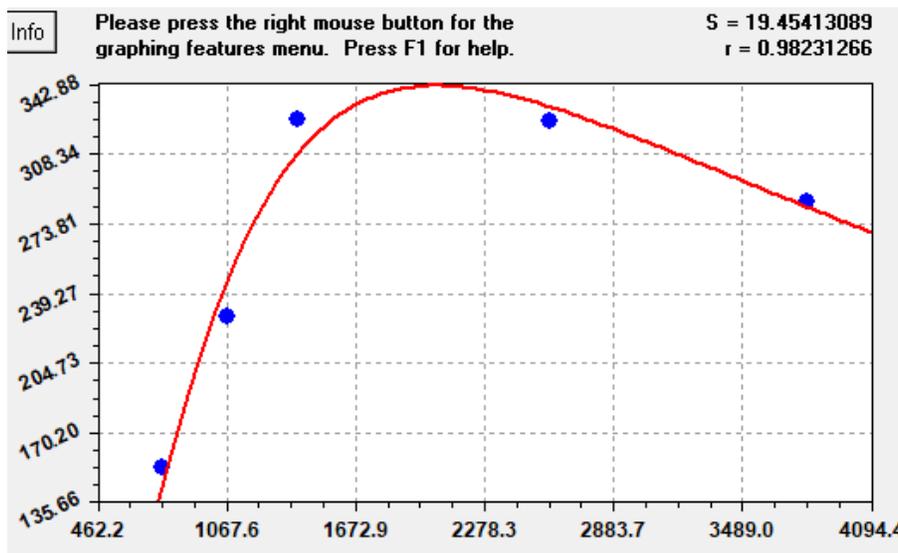
Curva de tipo Polinomial. Ecuación: $y=a+bx+cx^2+dx^3...$ Coeficientes: a = 4.99.691; b = 0.33452; c = -0.000028990377; d = 3.4376E--08



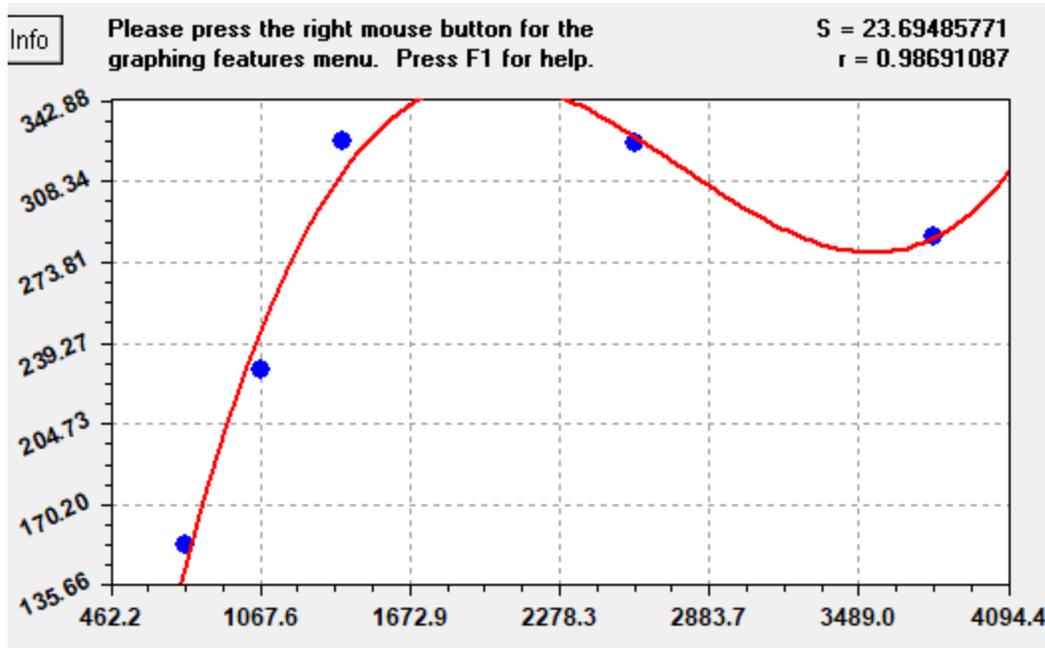
Datos Ofrecidos por el Fabricante. Marca: Mercedes Benz. Modelo OM 457



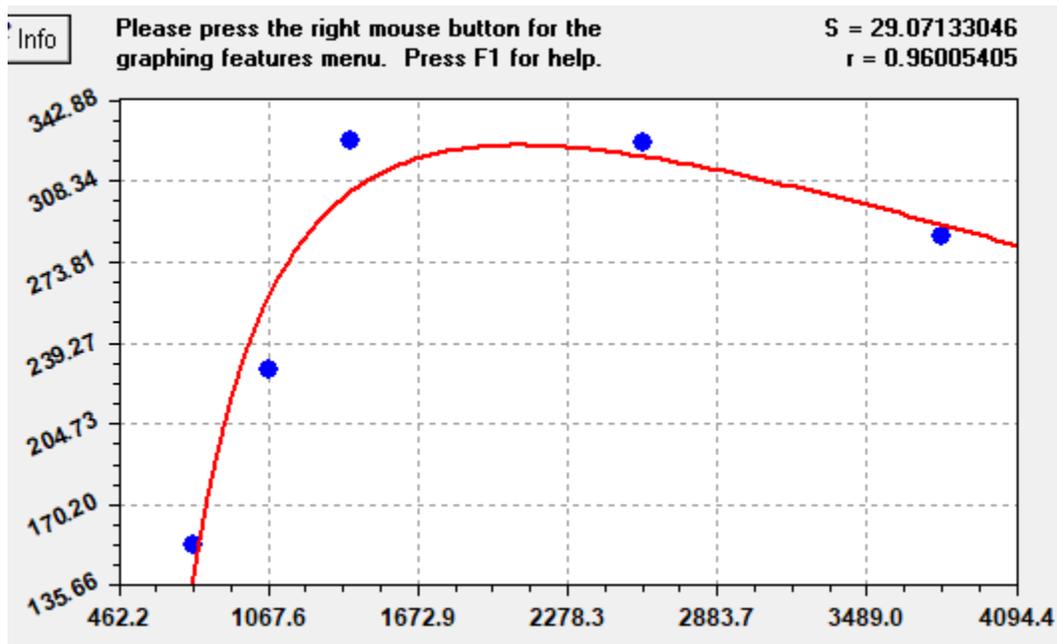
Curva de tipo Valor Pressure Model ofrecida por el software Curve Expert. Ecuación:
 $y = \exp(a + b/x + \ln(x))$ Coeficientes: $a = 16.517$; $b = -2535.5$; $c = -1.2385$



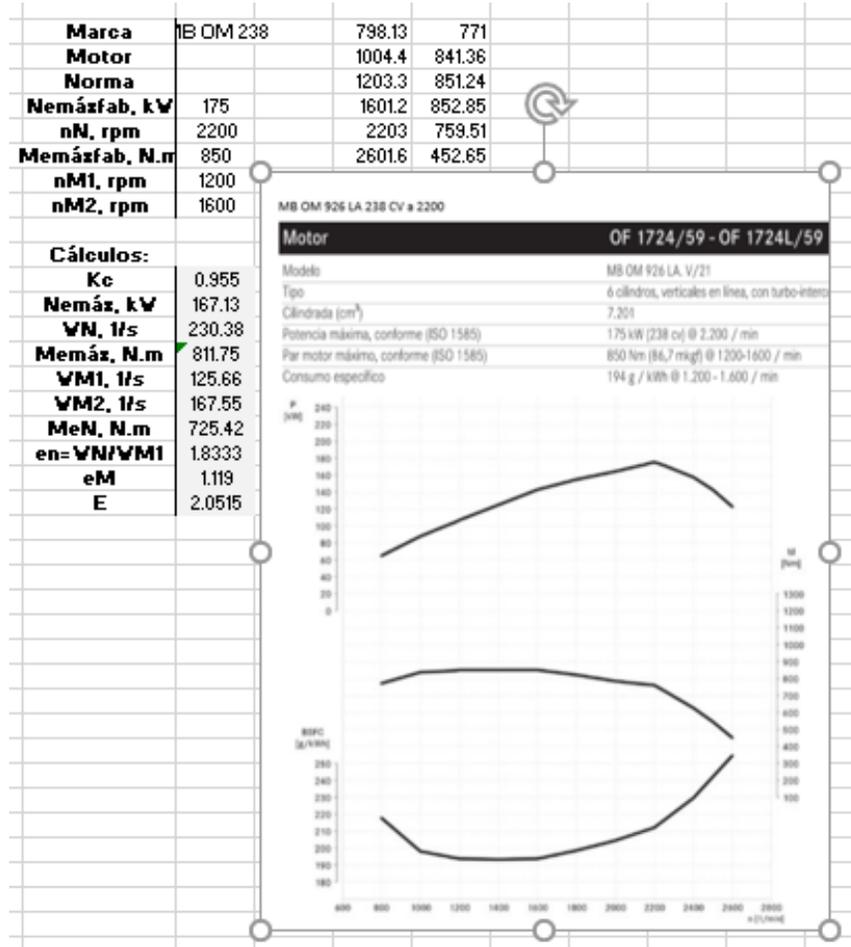
Curva de tipo Polinomial. Ecuación: $y=a+bx+cx^2+dx^3...$ Coeficientes: $a = -310.21$; $b = 0.8201$; $c = -0.0003$; $d = 3.89197E-8$



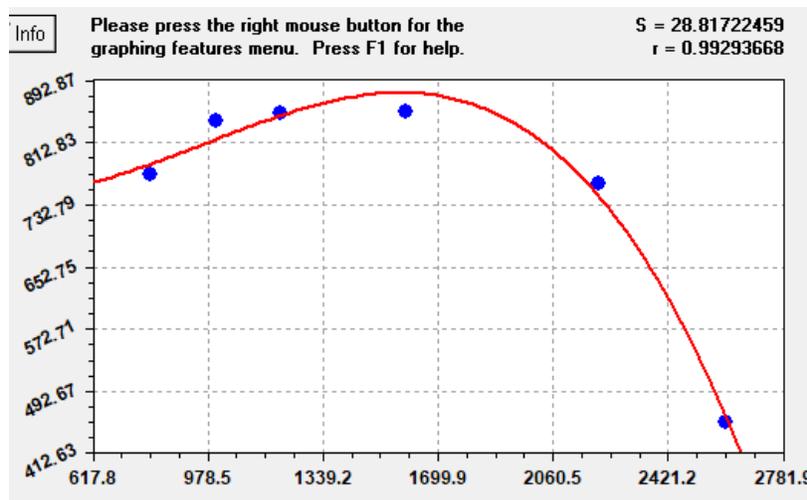
Curva de tipo Heat Capacity Model. Ecuación: $y=a+bx+c/x^2$ Coeficientes: $a = 429.6696$; $b = -0.0341396$; $c = -152435100$



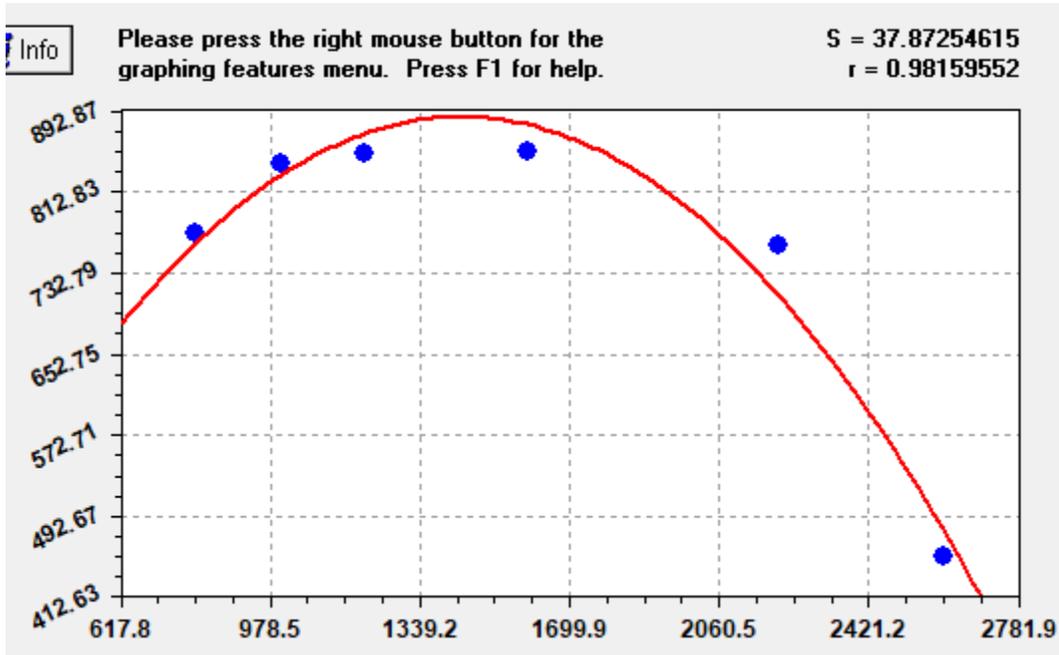
Datos Ofrecidos por el Fabricante. Marca: Mercedes Benz. Modelo OM 926



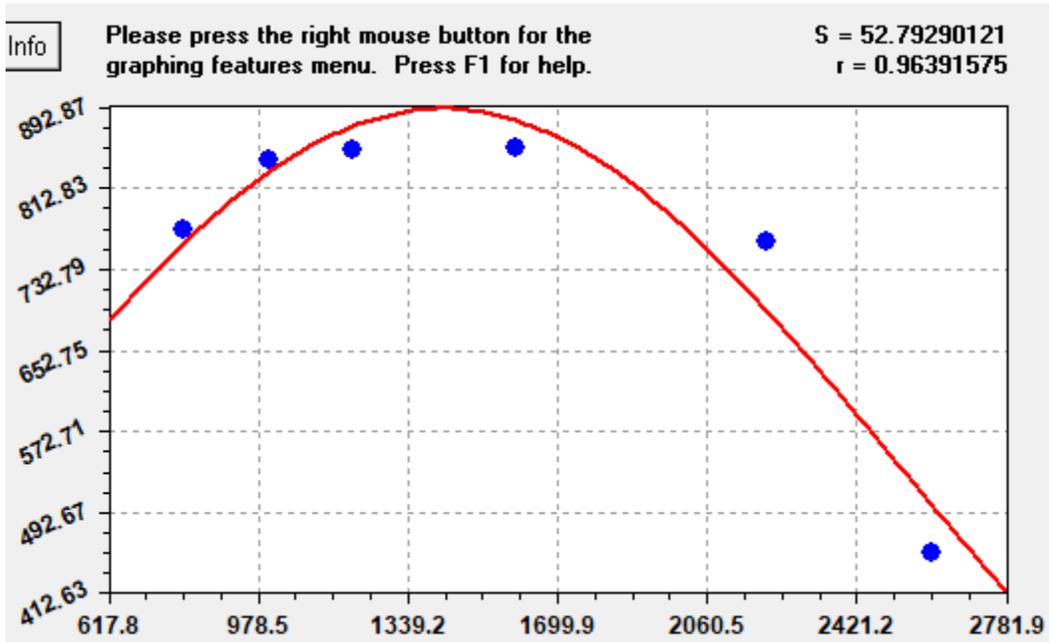
Curva de tipo Polinomial ofrecida por el software Curve Expert. Ecuación:
 $y = a + bx + cx^2 + dx^3 \dots$ Coeficientes: $a = 784.04$; $b = -0.2334$; $c = 0.0004$; $d = 1.4027E-7$



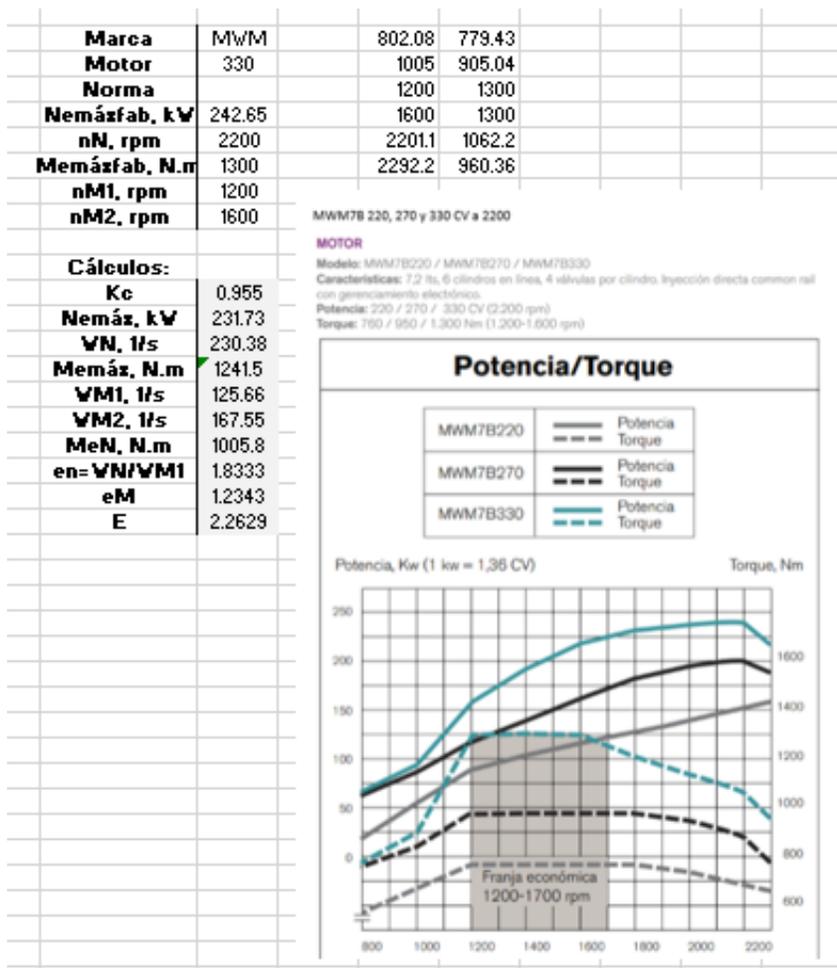
Curva de tipo Cuadrática. Ecuación: $y=a+bx+cx^2$ Coeficientes: $a = 260.77$; $b = 0.8709$; $c = -0.0003$



Curva de tipo Gaussian Model. Ecuación: $y=a*\exp(-((b-x)^2)/(2*c^2))$ Coeficientes: $a = 891.1225$; $b = 1419.8512$; $c = 1.10E+3$

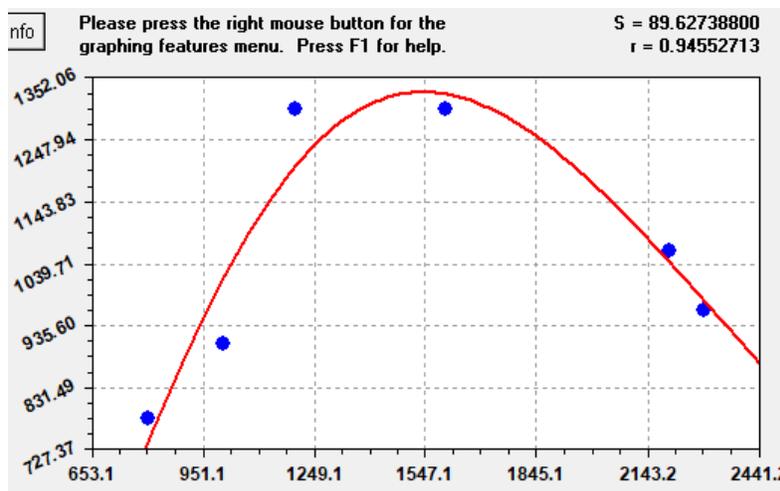


Datos Ofrecidos por el Fabricante. Modelo MWM7B330

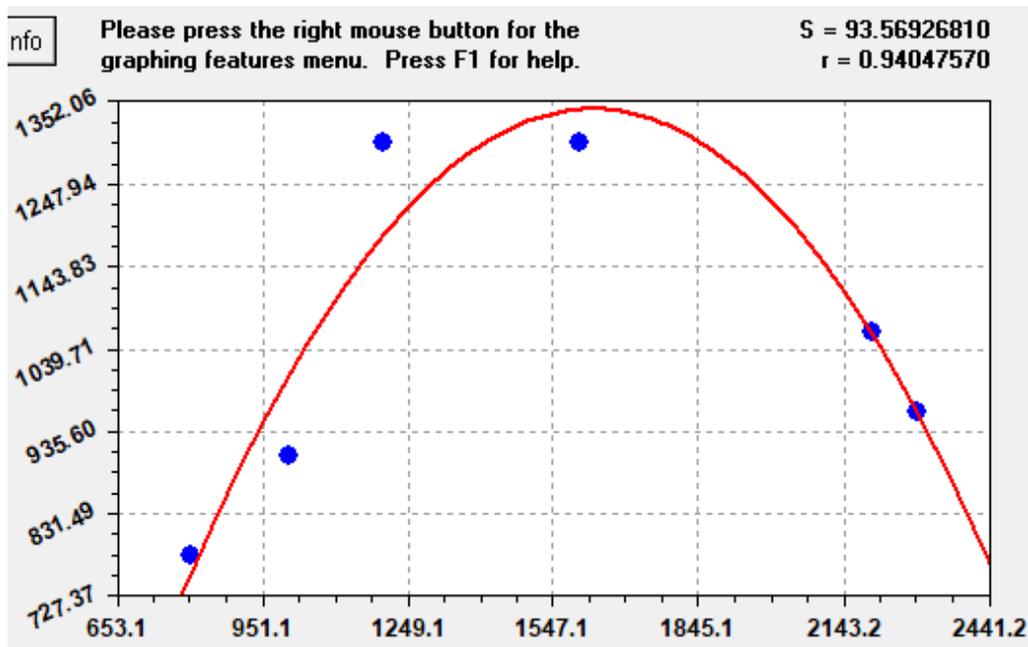


Curva de tipo Hoerl Model ofrecida por el software Curve Expert. Ecuación:

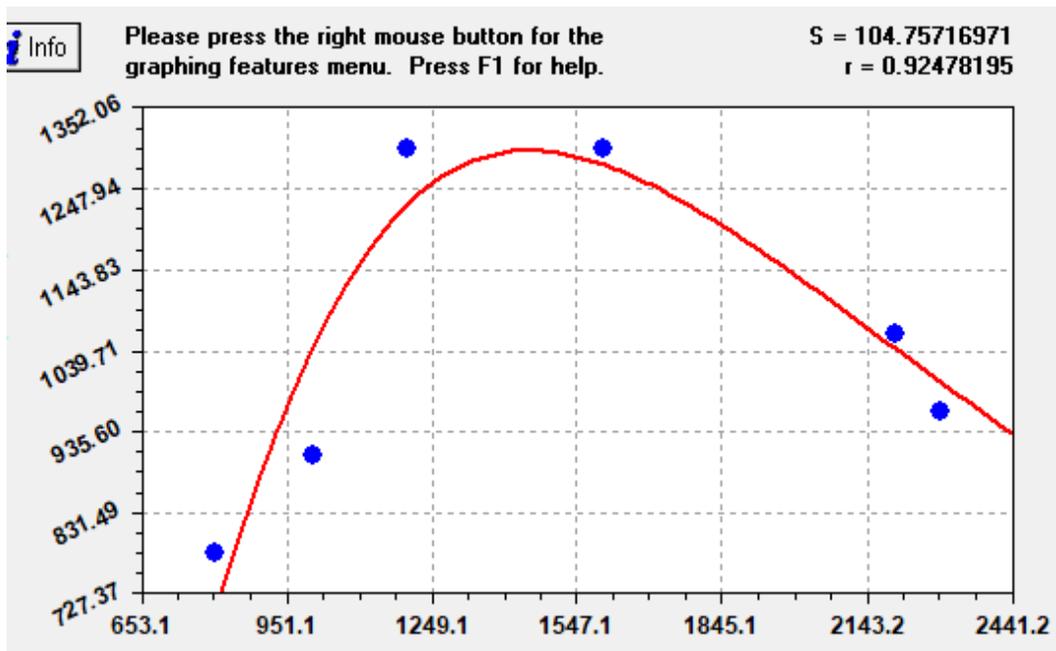
$y=a*(b^x)*(x^c)$ Coeficientes: $a = 6.8128E-7$; $b = -0.9978$; $c = 3.3743$



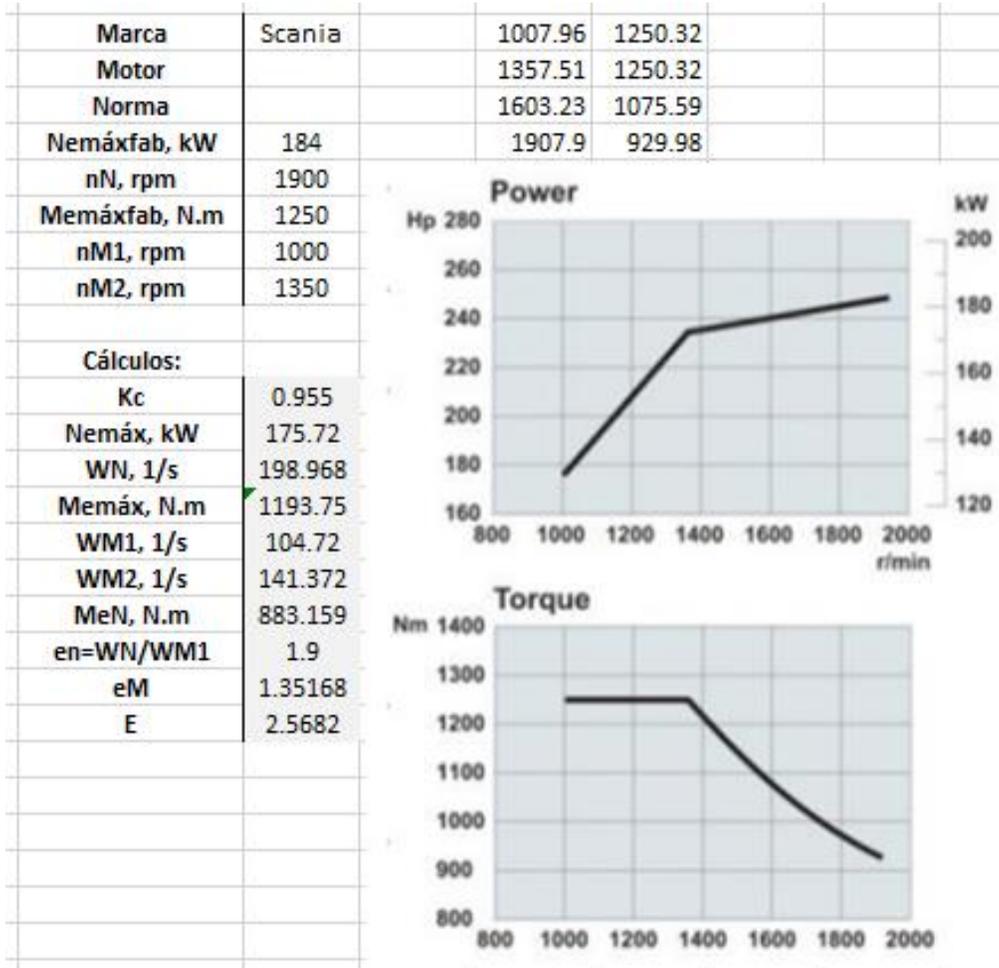
Curva de tipo Cuadrática. Ecuación: $y=a+bx+cx^2$ Coeficientes: $a = -947.58$; $b = 2.8167$; $c = 9E-4$



Curva de tipo Vapor Pressure Model. Ecuación: $y=\exp(a+b/x+\ln(x))$ Coeficientes: $a = 30.793$; $b = -4130.1$; $c = -2.8542$

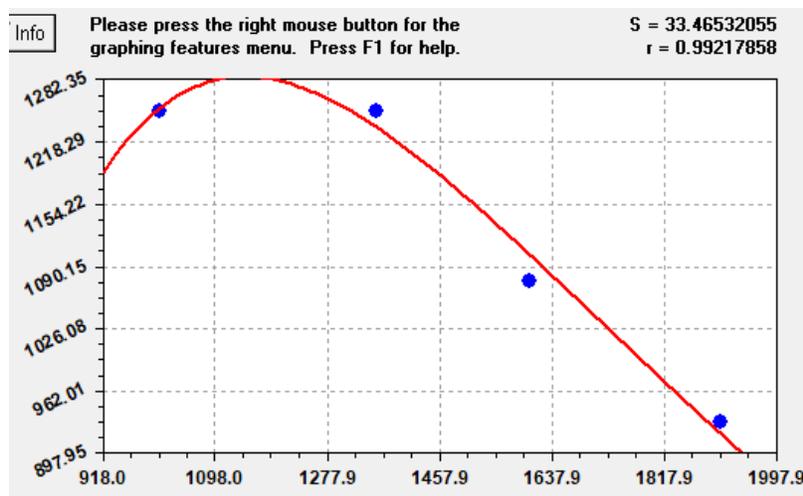


Datos Ofrecidos por el Fabricante. Marca: Scania. Modelo DC 9 250

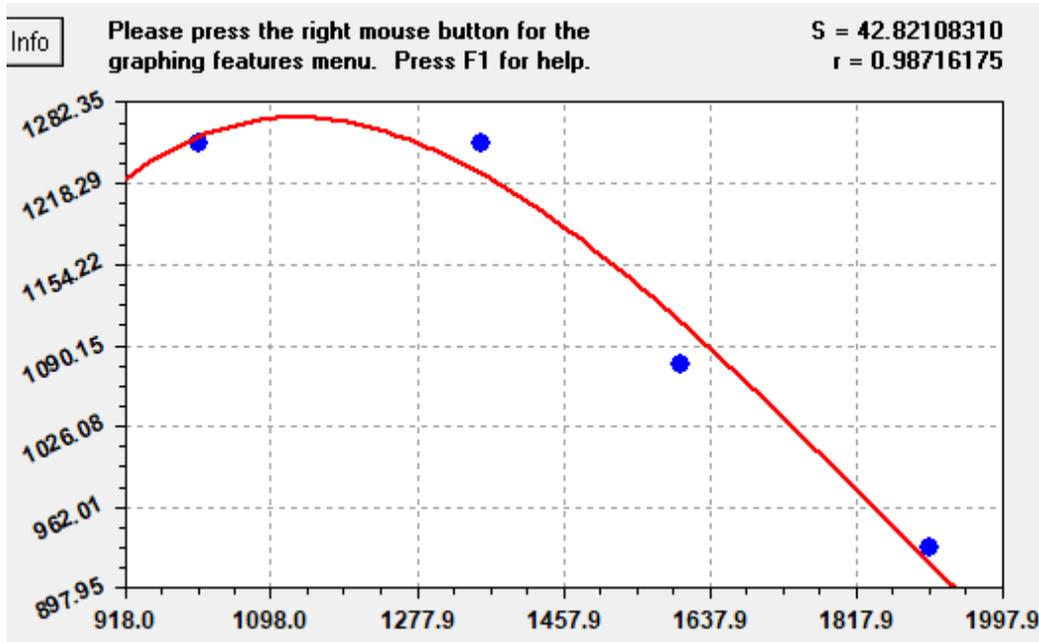


Curva de tipo Vapor Pressure Model ofrecida por el software Curve Expert. Ecuación:

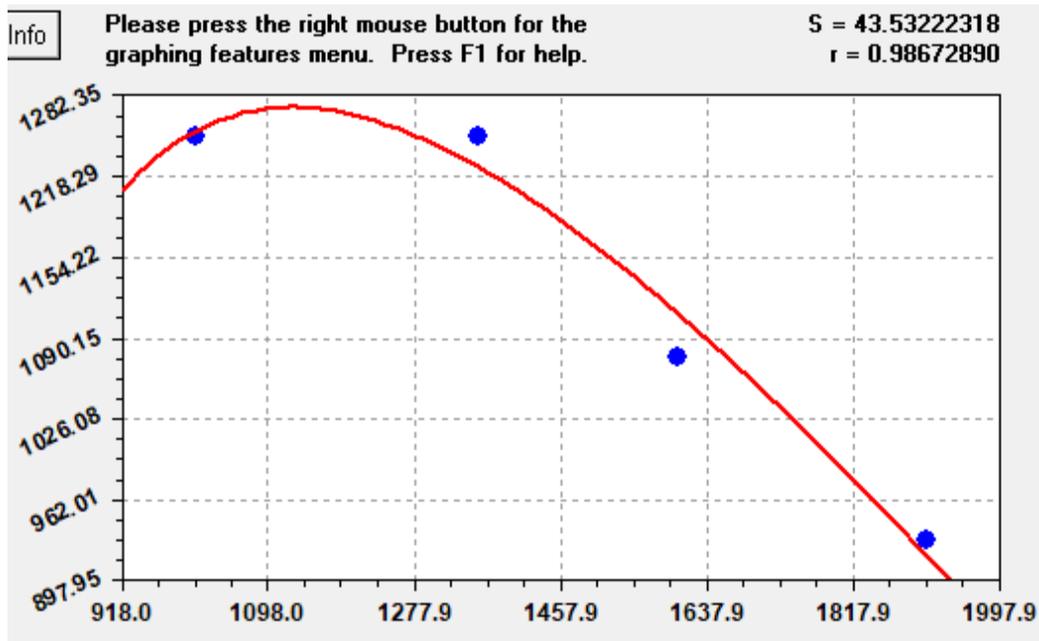
$y = \exp(a + b/x + c \ln(x))$ Coeficientes: $a = 31.5319$; $b = -3467.63$; $c = 3.03052$



Curva de tipo Hoerl Model. Ecuación: $y=a*(b^x)*(x^c)$ Coeficientes: $a = 0.00925$; $b = 0.99826$; $c = 1.96264$

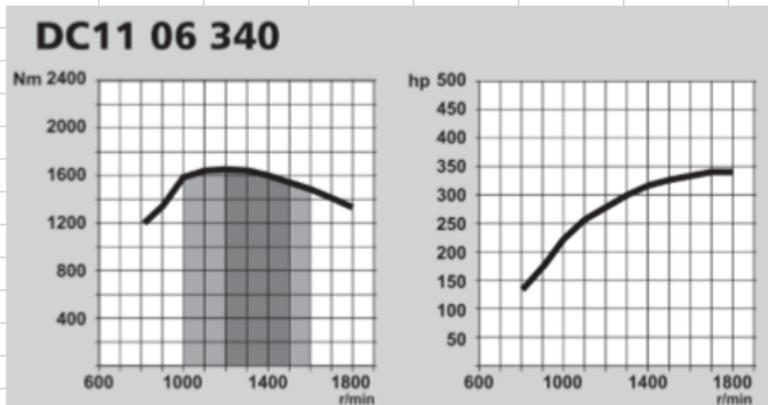


Curva de tipo Heat Capacity Model. Ecuación: $y=a+bx+c/x^2$ Coeficientes: $a = 2718.7$; $b = -0.85591$; $c = -611113840$



Datos Ofrecidos por el Fabricante. Marca: Scania. Modelo DC 11 06 340

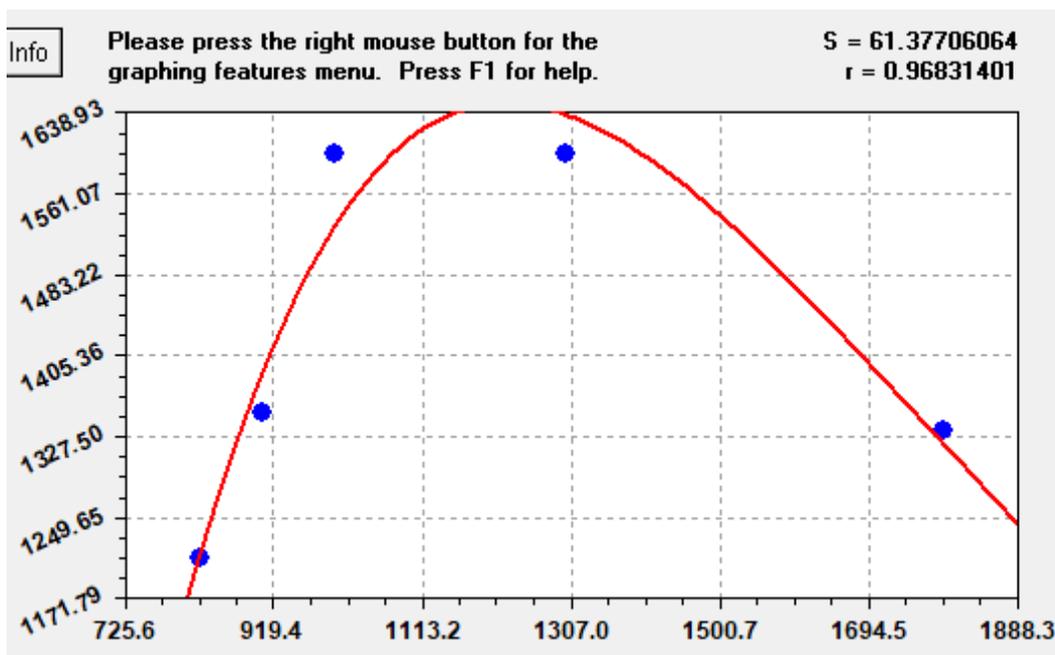
Marca	Scania	
Motor	822.46	1210.72
Norma	903.74	1351.42
Nemáxfab, kW	250	1000 1600
nN, rpm	1900	1300 1600
Memáxfab, N.m	1600	1791.44 1333.36
nM1, rpm	1000	
nM2, rpm	1300	
Cálculos:		
Kc	0.955	
Nemáx, kW	238.75	
WN, 1/s	198.9675	
Memáx, N.m	1528	
WM1, 1/s	104.7198	
WM2, 1/s	136.1357	
MeN, N.m	1199.945	
en=WN/WM1	1.9	
eM	1.273392	
E	2.419445	



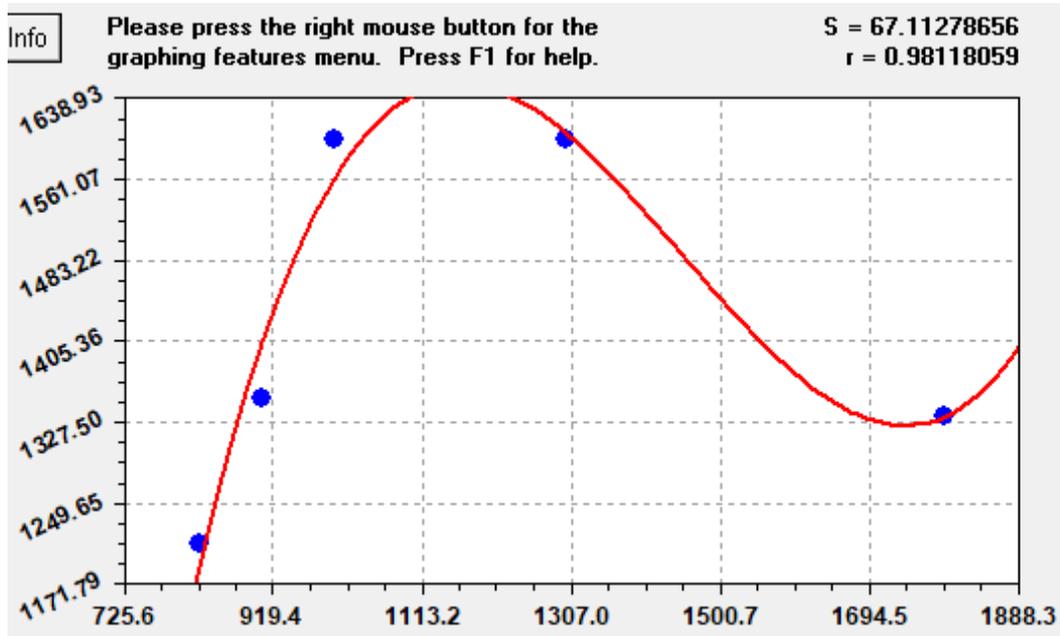
Curva de tipo Vapor Pressure Model ofrecida por el software Curve Expert. Ecuación:

$$y = \exp(a + b/x + c \ln(x))$$

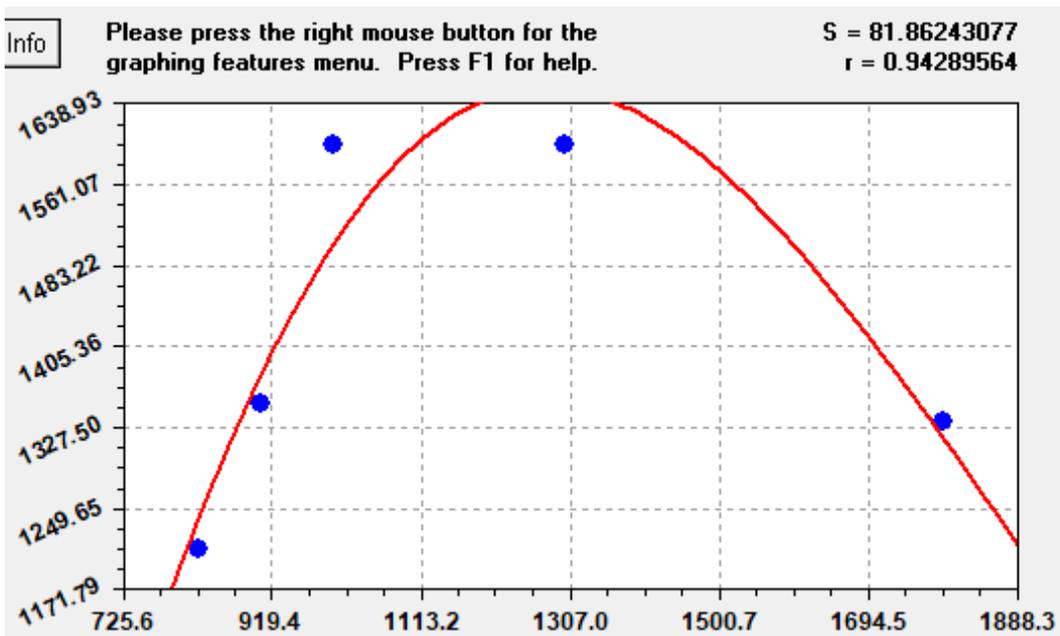
Coeficientes: $a = 35.03505$; $b = -4.16E+03$; $c = -3.40774$



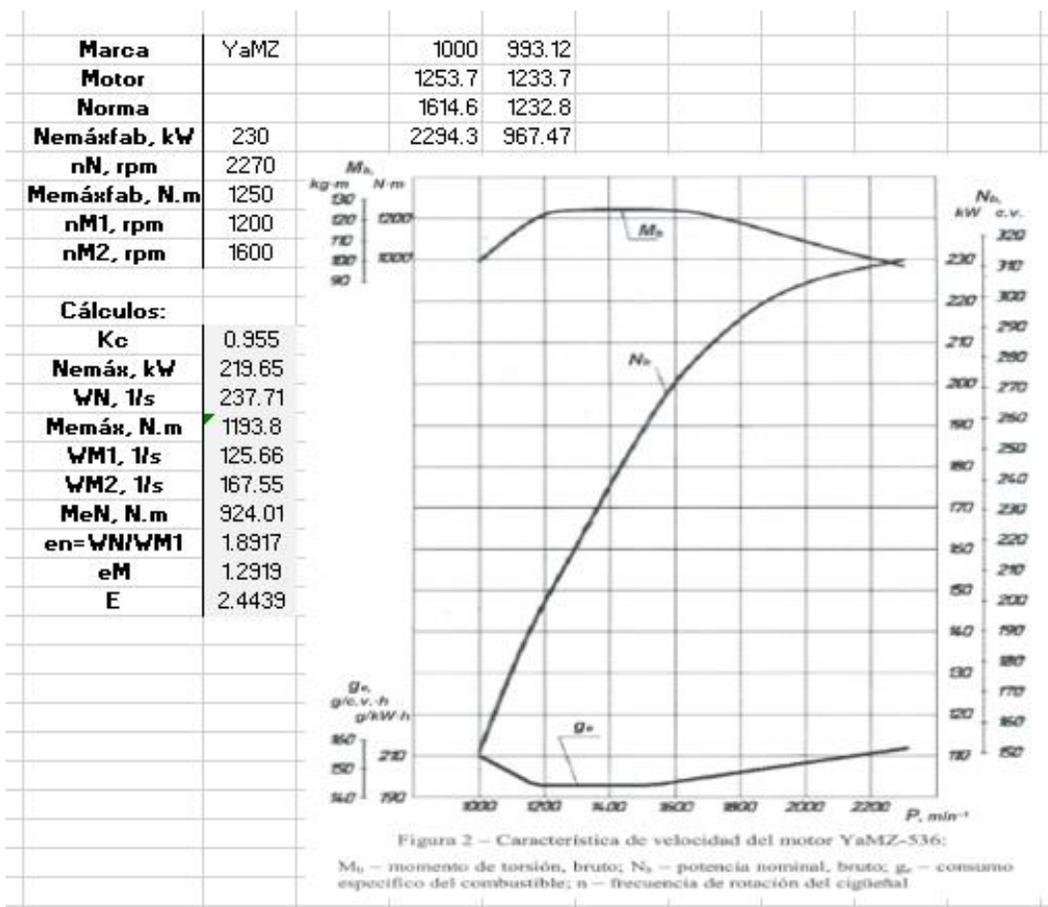
Curva de tipo Polinomial. Ecuación: $y=a+bx+cx^2+dx^3...$ Coeficientes: $a = -7566.62$; $b = 20.43947$; $c = -0.01468$; $d = 3.38E-06$



Curva de tipo Hoerl Model. Ecuación: $y=a*(b^x)*(x^c)$ Coeficientes: $a = 8.78E-07$; $b = 0.997276$; $c = 3.473055$



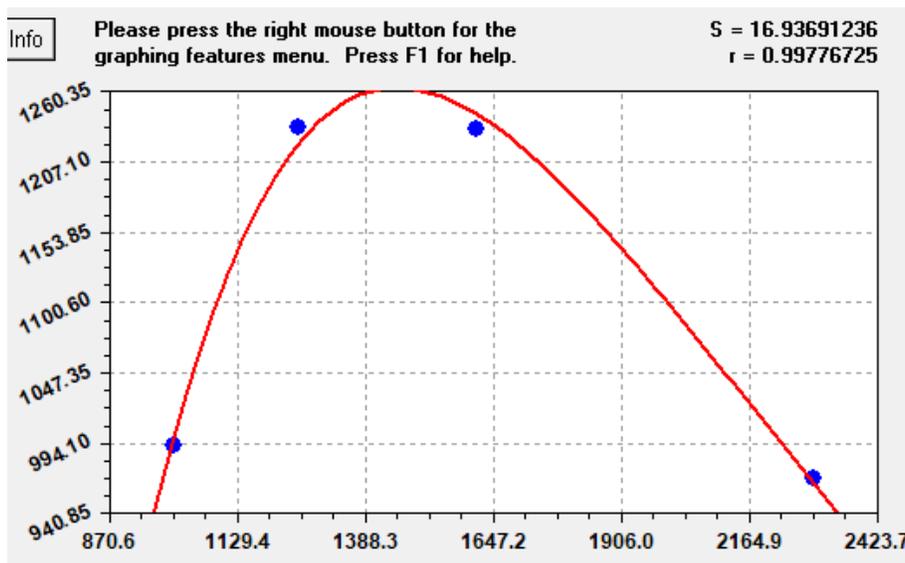
Datos Ofrecidos por el Fabricante. Marca: YaMZ



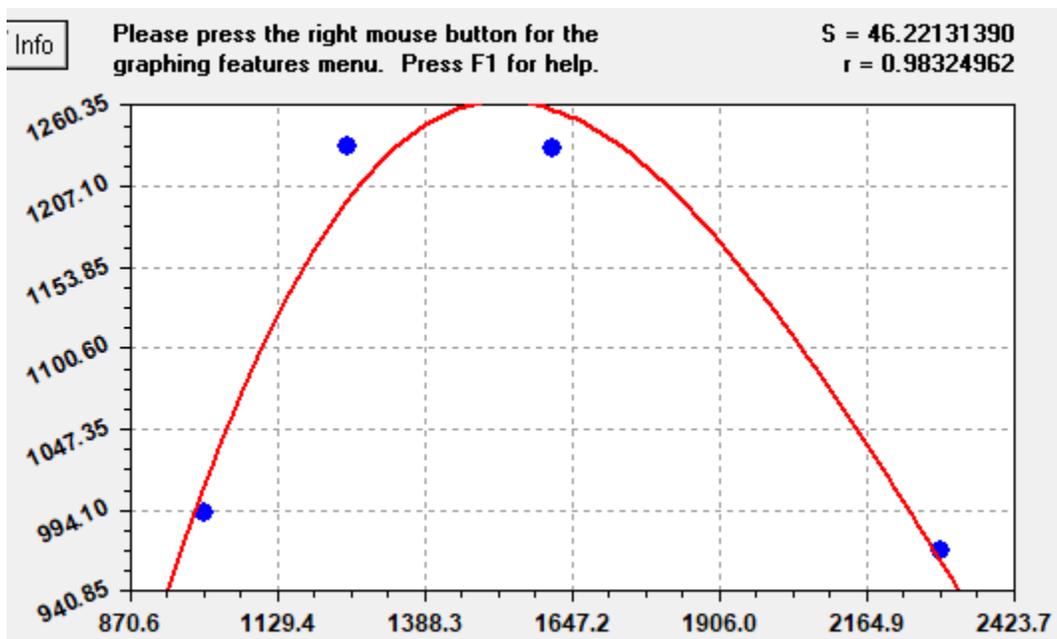
Curva de tipo Vapor Pressure Model ofrecida por el software Curve Expert. Ecuación:

$$y = \exp(a + b/x + c \ln(x))$$

Coefficientes: $a = 31.905$; $b = -4340$; $c = -2.9906$



Curva de tipo Hoerl Model. Ecuación: $y=a*(b^x)*(x^c)$ Coeficientes: $a = 1.670E-5$; $b = 0.9981$; $c = 2.86558$



Curva de tipo Cuadrática. Ecuación: $y=a+bx+cx^2$ Coeficientes: $a = -447.5$; $b = 2.1234$; $c = -7E-04$

