



UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS

INGENIERÍA

UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS.

“Carlos Rafael Rodríguez”.

Facultad de Ingeniería

Departamento de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Diploma

**Título: La influencia de la remotorización vehicular
en la seguridad del movimiento.**

Autor: Erianny Abella Acosta

Tutor: DrC. José R. Fuentes Vega

Curso 2023

Pensamiento

Si creemos en las posibilidades y la esperanza, incluso cuando suceda lo inesperado, no perderemos nuestro camino, sino que descubriremos los nuevos...

Kim Nam Joon

Dedicatoria

*Para los que de una forma u otra me acompañaron en esta larga y difícil travesía,
especialmente a mi madre que no me dejó rendirme nunca.*

Agradecimientos

En los momentos en que ha transcurrido la confección de esta tesis nada ha sido fácil para mí, sin embargo he tenido la suerte de tener tanto sostén de las personas que me rodean que no me alcanzarían todas las paginas para agradecer todo el apoyo que recibí, desde, mis padres que han apoyado mis estudios una y otra vez sin siquiera cuestionarme, hasta mi tutor quien incansablemente corrijo todos mis errores y busco soluciones a todos los inconvenientes que surgieron, a ellos mi mayor agradecimiento. A mis amigos Dalay, Rosy, Diane y José, porque deberían figurar de coautores por todas las veces que me escucharon quejarme y hablar de cosas que no entendían, porque a pesar de no estar junto a mí físicamente, desde cada rincón de este mundo fueron mis pilares. A todos aquellos que estuvieron en mi camino para de una forma u otra hacerme la persona que soy hoy....Muchas Gracias!!!

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo evaluar el efecto de la remotorización en las coordenadas del centro de gravedad, y su repercusión en la estabilidad del movimiento.

La determinación experimental del centro de gravedad es compleja y requiere de instalaciones particulares, más complicadas para las coordenadas de altura, que son fundamentales para la evaluación de la estabilidad al vuelco.

En ausencia de tales instalaciones y gracias a la existencia de una limitada base de datos de coordenadas del centro de gravedad en vehículos ligeros y pesados, se acomete el estudio, para lo cual se requiere conocer: la ficha técnica de los vehículos que se seleccionen en la base de datos, el peso y dimensiones del motor del vehículo original y del motor propuesto y poseer físicamente el vehículo para ejecutar mediciones.

Después de amplia búsqueda se seleccionan los motores y aplicando la metodología de remotorización de la institución se evalúa la factibilidad técnica del remplazo, garantizando adecuados indicadores de desempeño en el vehículo remodelado.

La evaluación muestra en ambos vehículos, una reducción de la altura del centro de gravedad del vehículo remodelado, y por ende, un incremento de la velocidad crítica, lo cual favorece la estabilidad del movimiento en curvas.

Los cambios en la reacción en el puente delantero no afectan el carácter neutro, sobrevirador o subvirador del vehículo original.

ABSTRACT

The objective of this work is to evaluate the effect of remotorization on the coordinates of the center of gravity, and its impact on the stability of the movement.

The experimental determination of the center of gravity is complex and requires particular facilities, more complicated for the height coordinates, which are fundamental for the evaluation of overturning stability.

In the absence of such facilities and thanks to the existence of a limited database of coordinates of the center of gravity in light and heavy vehicles, the study is undertaken, for which it is required to know the technical data sheet of the vehicles that are selected in the database, the weight and dimensions of the engine of the original vehicle and the proposed engine and physically possess the vehicle to execute measurements

After an extensive search, the engines are selected and, applying the institution's repowering methodology, the technical feasibility of the replacement is evaluated, guaranteeing adequate performance indicators in the remodeled vehicle.

The evaluation shows in both vehicles, a reduction in the height of the center of gravity of the remodeled vehicle, and therefore, an increase in the critical speed, which favors the stability of movement in curves.

Changes in the reaction in the front axle do not affect the neutral, steering or understeering character of the original vehicle.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I: ESTUDIOS DOCUMENTALES.....	6
1.1.-Introducción	6
1.2.-Fuerzas y momentos actuantes sobre el vehículo automotor en movimiento.	6
1.2.1.-Balance de esfuerzos.	11
1.2.2.-Ecuación general y adimensional del movimiento.	11
1.3.-La eficiencia mecánica de la transmisión. Eficiencia invertida.	12
1.3.1.-Modelo de determinación de la eficiencia mecánica de la transmisión.....	12
1.3.2.-Eficiencia mecánica invertida de la transmisión.....	15
1.4.-Estabilidad de movimiento.	15
1.4.1.-Factores que afectan la estabilidad de movimiento de vehículos carreteros ligeros y pesados.	15
1.4.2.-La determinación de las coordenadas del centro de gravedad. Limitaciones.....	17
1.5.-La remotorización vehicular.....	19
1.5.1.-La metodología de remotorización vehicular	19
1.5.2.-Los requerimientos en relación con las coordenadas de centro de gravedad durante la remotorización vehicular.....	21
1.5.3.- La deriva.....	23
1.6.-Conclusiones parciales.....	31
CAPÍTULO II. PROPUESTA DE DESARROLLO DEL TRABAJO INVESTIGATIVO.....	33
2.1.-Introducción	33
2.2.-Propuesta de valoración de la incidencia de la remotorización en las coordenadas del centro de gravedad en 2 estudios de casos.	33
2.2.1. Los criterios para la determinación del centro de gravedad.	34
2.3. Selección de los vehículos para los estudios de casos.	38
2.4.-Propuesta de valoración de la incidencia de la variación de las coordenadas del centro de gravedad con la remotorización en la estabilidad del movimiento.	41
2.4.1. La velocidad crítica de estabilidad al vuelco transversal y al deslizamiento lateral. ..	41
2.4.2. Propuesta de valoración de la incidencia de la variación de las coordenadas del centro de gravedad con la remotorización en las características de neutro, bajo o sobre virador del vehículo.....	42
2.5.-Conclusiones parciales.....	42
CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	44
3.1 Introducción.....	44
3.2.-Análisis de remodelación del Moskvitch 2140.	44

3.3.-Análisis de remodelación del ZIL-131.	49
3.4.-La variación de las coordenadas del centro de gravedad y su efecto en la estabilidad del movimiento.	54
3.5.-Conclusiones parciales.	57
CONCLUSIONES GENERALES.	59
RECOMENDACIONES.	60
BIBLIOGRAFÍA	61
ANEXOS	66

INTRODUCCIÓN.

El crecimiento económico y la globalización han originado evidentes beneficios, pero al mismo tiempo han provocado la aparición de nuevos riesgos. Si a ello se suma el crecimiento de la población mundial, se comprende cómo, a pesar de las mejoras tecnológicas en la industria, el transporte y otros servicios la situación energética y ambiental es cada vez más complicada.

A pesar del impulso que viene recibiendo el empleo de las fuentes renovables de energía, y de las amenazas de agotamiento, aún los derivados del petróleo siguen predominando como las fuentes principales de energía a nivel mundial. (Fig. 1). Lógicamente, el mayor consumo de una fuente como es la de derivados del petróleo, muy contaminante y productora de gases de efecto invernadero, trae aparejado un incremento de la contaminación ambiental.

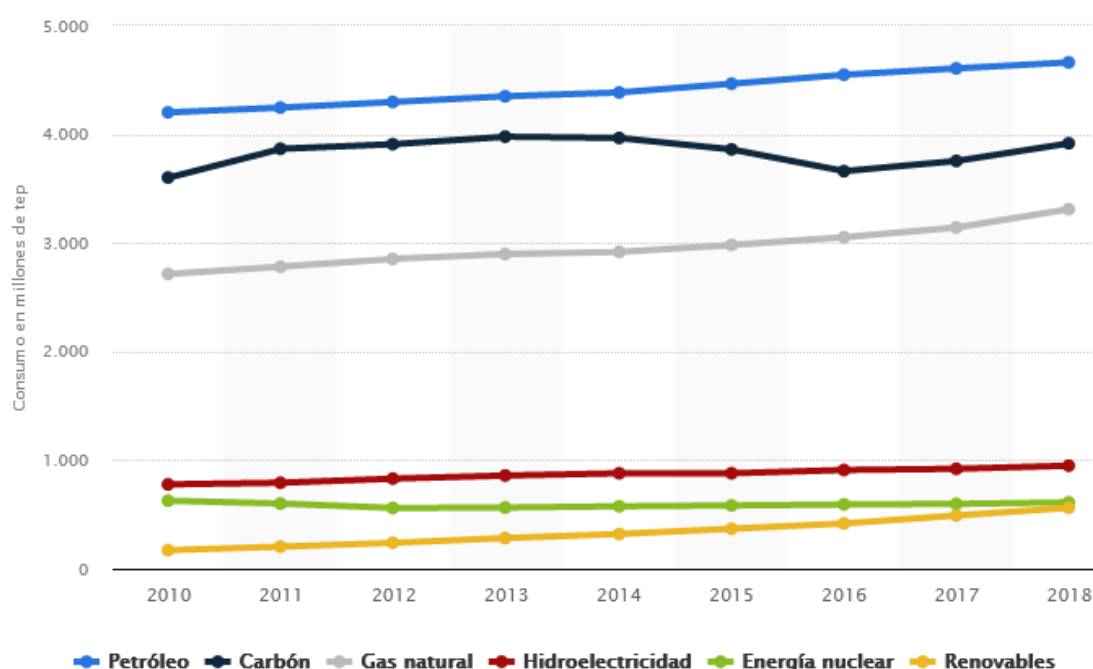


Fig. 1. Consumo mundial de energía primaria de 2010-2018, por tipo de combustible (MTEP).

Fuente: [Enerdata, 2020](#).

Dentro de este panorama, es necesario resaltar el papel que juega el consumo final de la energía del sector del transporte, superando al propio sector industrial. (Fig. 2).

El transporte es un elemento esencial para mejorar la calidad de vida, aumentar la competitividad de la economía y reforzar la cohesión social y territorial. El transporte ha sido capaz, en general, de satisfacer

las necesidades de movilidad de las actividades económicas, ha proporcionado accesibilidad a los ciudadanos a mercados de trabajo, bienes y servicios y ha favorecido la equidad social y territorial.

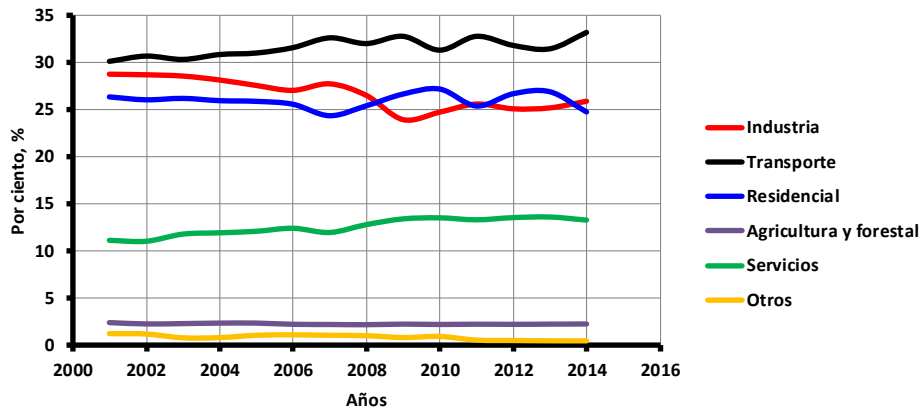


Fig. 2 Consumo final de la energía por sectores de la Unión Europea, en por ciento. Fuente: Anderson, 2016

Sin embargo, al satisfacer estas necesidades de movilidad, se ha contribuido de manera significativa a una serie de problemas, tanto ambientales como no ambientales,

debido a su uso intensivo de energías fósiles..... La desvinculación del crecimiento económico y el consumo energético del transporte, es uno de los principales retos a los que se enfrentan los gobiernos, por sus consecuencias sobre la seguridad de suministro y las emisiones de CO₂. (Mendiluce & del Río, 2011).

Si el transporte como sector tiene un papel preponderante en la contaminación ambiental a nivel mundial, el transporte automotor se lleva las palmas, pues alrededor de un 70% de la energía consumida por el transporte, se debe al transporte automotor: camiones, ómnibus y vehículos ligeros, correspondiendo a estos últimos el mayor por ciento. Queda clara la necesidad de trabajar en función de la eficiencia energética del transporte, y en especial del transporte automotor.

En la medida que transcurre la explotación de los modos de transporte, el desgaste y el envejecimiento de partes y piezas va mermando sus cualidades de explotación: se incrementan las pérdidas energéticas por fugas, las pérdidas friccionales por desgaste, se incrementa el consumo de combustible y lubricantes, se reduce la potencia efectiva, aumenta la emisión de contaminantes. Después de algunas reparaciones capitales, el mejoramiento del desempeño vehicular se tiene que producir por dos vías: el reemplazo del vehículo o la remotorización.

La remotorización vehicular, es una posibilidad de alargar el tiempo de explotación del vehículo, ante los enormes costos de inversión que implican estos modos de transporte. El procedimiento se realiza después de un prolongado tiempo de explotación y agotadas las posibilidades de reparación general, cuando el deterioro de los parámetros de salida del motor aconseja su sustitución. Después de tan prolongado tiempo (puede ser de 8-10 años o más), es muy poco probable encontrar el mismo motor,

nuevo o en buenas condiciones técnicas, para sustituir el motor deteriorado. Claro, en caso de encontrarlo, se impone la sustitución sin que medie la necesidad de realizar ningún cálculo de comprobación.

Siendo la remotorización vehicular, una práctica internacional reconocida para restablecer cualidades cinemáticas, dinámicas y de consumo, semejantes a las originales, se hace necesaria una evaluación rigurosa de las variantes de motores a utilizar con tales fines, para lograr los objetivos anteriores, sin afectar la seguridad al movimiento.

El presente trabajo tiene el objetivo de evaluar, a partir de estudios de caso, la incidencia de la remotorización en la variación de las coordenadas del centro de gravedad, y por ende en las reacciones en los apoyos. Dada la complejidad que implica determinar las coordenadas de altura del centro de gravedad, en el vehículo antes de remodelar y después de remodelado, será necesario desarrollar un método teórico experimental para el análisis del efecto de la remotorización en este parámetro tan importante para definir la velocidad crítica de estabilidad transversal en curvas.

Se valoran otros aspectos a considerar en la remotorización, para garantizar la seguridad del movimiento. Todo ello, con la finalidad de mostrar que es lo estrictamente necesario en una metodología de remotorización, para garantizar la seguridad del movimiento, e impedir evaluaciones que complican la metodología y no aporten resultados de importancia.

Se parte, tanto en vehículos ligeros como pesados, del caso más crítico en este sentido: la remotorización de un vehículo con motor de gasolina por un motor diésel, que por sus características posee mayor peso y dimensiones para semejante potencia.

En base a lo anterior, se define como **problema de investigación** el siguiente:

“La ausencia de una valoración fundamentada sobre la incidencia de la remotorización en las coordenadas del centro de gravedad, y la repercusión que ello genera en la seguridad del movimiento del vehículo, posibilita su inclusión como exigencia en los informes técnicos y complejiza extraordinariamente la evaluación de variantes de remotorización”.

Por tanto, en función de lo anterior, se puede definir como **Hipótesis** del presenta trabajo:

“La fundamentación del efecto de la remotorización sobre la seguridad al movimiento del vehículo remodelado, sobre la base de casos de estudios críticos, puede contribuir a simplificar las metodologías de remotorización y a una evaluación más rigurosa y objetiva de las variantes propuestas”.

En consecuencia, el **Objetivo General** es el siguiente:

“Evaluar el efecto de la remotorización sobre la seguridad al movimiento del vehículo remodelado, sobre la base de casos de estudios críticos, para definir lo estrictamente necesario a considerar a tales efectos en la valoración de cada variante de remotorización”.

Como **Objetivos específicos**, los siguientes:

- **Seleccionar dos casos de estudio para evaluar el efecto de la remotorización en la seguridad del movimiento del vehículo, que puedan ser considerados como críticos en relación con el objetivo del estudio.**
- **Evaluar la factibilidad de remotorización en ambos vehículos con sus respectivas variantes, aplicando la metodología desarrollada en la institución.**
- **Determinar por métodos teórico-experimentales la incidencia, positiva o negativa, de la remotorización en la seguridad del movimiento del vehículo remodelado.**

Fundamentación del trabajo.

El trabajo de diploma tributa al desarrollo del trabajo doctoral “La evaluación de la remotorización en vehículos carreteros con sistemas de transmisión que no poseen conjuntos con patinaje continuo”, que se vincula a la línea de investigación de eficiencia energética, que dirige el CEEMA en nuestra facultad.

Con el mismo, se pretende demostrar, que es lo importante a evaluar con el cambio de motor, en cualquiera de sus modalidades técnicamente factibles, en relación con su efecto en las coordenadas del centro de gravedad y su vínculo con la estabilidad del vehículo y sus cualidades de frenado.

Para tales empeños, se cuenta, en primer lugar, con datos experimentales, que nos permitirán en un estudio de casos, evaluar la importancia de las variaciones que introduce la remotorización en la variación de las coordenadas del centro de gravedad.

Con el desarrollo del trabajo, debe demostrarse lo que es imprescindible considerar en una metodología de remotorización, para garantizar la seguridad del movimiento, pues la dificultad en la determinación experimental de las variaciones que provoca la remotorización en las coordenadas del centro de gravedad, justifica un estudio que defina lo verdaderamente importante.

La simplificación de la metodología es ahorro de tiempo y recursos materiales y humanos, por tanto, el trabajo tiene una importancia económica. Por otro lado, la determinación de lo verdaderamente imprescindible tiene también importancia desde el punto de vista de la seguridad del movimiento. Ambas

cuestiones le confieren también importancia metodológica. Se cuenta con todos los recursos para el desarrollo del trabajo.

CAPÍTULO I: ESTUDIOS DOCUMENTALES

1.1.-Introducción

Este Capítulo I aborda estudios documentales relacionados con las fuerzas y momentos que actúan sobre vehículos automotores en movimiento, considerando aspectos como la eficiencia mecánica de la transmisión, la estabilidad del movimiento y las complejidades de la remotorización vehicular. Este capítulo se centra en entender la dinámica de los vehículos y cómo diferentes factores, tanto internos como externos, influyen en su comportamiento y rendimiento. Se analizan las fuerzas que actúan sobre un vehículo en movimiento, la eficiencia mecánica de la transmisión, la estabilidad de movimiento y los requisitos para la remotorización vehicular.

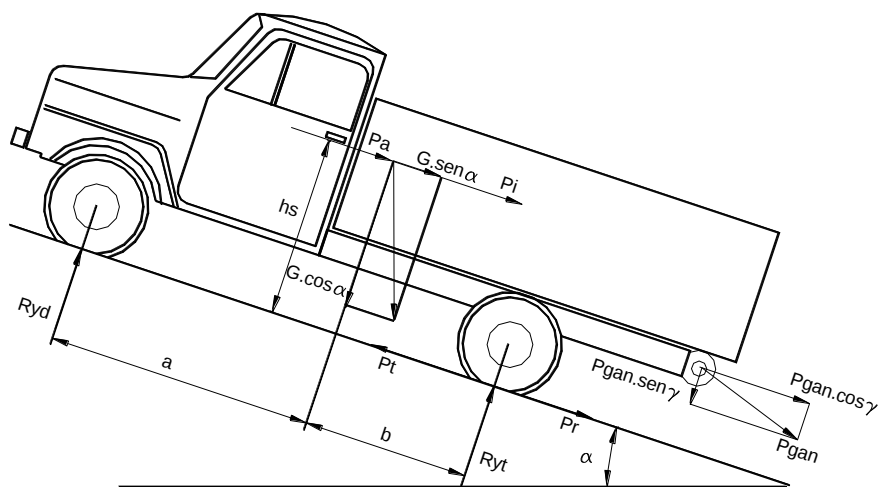
1.2.-Fuerzas y momentos actuantes sobre el vehículo automotor en movimiento.

En la [figura 1.1](#), 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.

Figura 1.1 Fuerzas y momentos que actúan sobre un automóvil que se mueve por una pendiente ascendente, con remolque y con velocidad variable.

Fuente: Del Sol Morales, 2014



En la figura:

- $G, G \cdot \sin \alpha, G \cdot \cos \alpha$ - peso total de la máquina automotriz equipada completamente y sus componentes, paralela a la superficie de apoyo y perpendicular a la misma, respectivamente.
- h_s, a, b - coordenadas que determinan la posición del centro de gravedad.
- 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 como resistencia al movimiento (P_i).

La fuerza de inercia (P_i), actúa sobre el centro de gravedad de la máquina automotriz cuando la velocidad de la misma no es constante ($dV/dt \neq 0$). Es una de las resistencias fundamentales que actúan sobre vehículo durante su movimiento en condiciones urbanas o de tráfico intenso, donde son más frecuentes sus componentes de impulso y deceleración, que tan significativo efecto ejercen sobre el consumo de combustible.

Todas las masas del vehículo se pueden dividir en dos grupos, atendiendo al tipo de movimiento que estas masas realizan, durante el movimiento de la máquina automotriz: las masas que se encuentran en movimiento no uniforme de traslación, o sea, la masa total del vehículo, y las masas que se mueven con movimiento de rotación no uniforme, en lo fundamental, el volante del motor, las piezas del sistema de transmisión y las ruedas del vehículo. De tal modo, la fuerza de inercia se determina por ([Fuentes Vega, et al., 2015](#)):

$$P_i = \frac{G}{g} \cdot \delta \cdot \frac{dV}{dt} \quad (1.1)$$

Dónde: g – es la aceleración de la gravedad, 9.81 m/s^2

δ - es el coeficiente de las masas reducidas, que considera el efecto de las masas en movimiento de rotación no uniforme sobre la inercia de traslación.

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

El parámetro δ se determina durante el período de movimiento no uniforme, ya sea en el proceso de impulso o en deceleración, cuando se encuentra acoplado el sistema de transmisión al motor.

$$\delta_i = 1.04 + \frac{A_\delta}{i_{si}^2} \quad (1.2)$$

Cuando la deceleración se realiza con el vehículo desembragado, δ se determina según:

$$\delta = 1 + \frac{1}{r_d^2} \cdot \left(I_{rd} + I_{rt} + \sum_n^1 \frac{I_n}{i_n^2} \right) \cdot \frac{g}{G} \quad (1.3)$$

$$r_d = \left[\frac{D_0}{2} + b_0 \cdot (1 - \lambda) \right] \cdot 0.0254 \quad (1.4)$$

Dónde: r_d – el radio dinámico, m

I_{rd} , I_{rt} , I_n - los momentos de inercia de las ruedas delanteras y traseras del vehículo y de cualquier conjunto n del sistema de transmisión.

I_n - la relación de transmisión de un conjunto n del sistema de transmisión hasta las ruedas del vehículo.

D_0 , b_0 – diámetro de la llanta y ancho del perfil del neumático, plg

λ -coeficiente adimensional de deformación radial del neumático

La resistencia del camino.

Se denomina como resistencia al camino (P_c) a la resistencia sumaria entre la fuerza de resistencia al rodamiento (P_r) y la debida a la inclinación de la vía o resistencia a la pendiente (P_α) (Pérez Gálvez, et al., 2017): $P_c = P_r + P_\alpha$. (1.5)

La determinación diferenciada de la resistencia al rodamiento en las ruedas delanteras y traseras se realiza únicamente en algunos cálculos particulares, en estudios de investigación, siempre y cuando exista una notoria diferencia entre sus características constructivas (dimensiones, presión de inflado, tipo de protector, etc.) o carga entre las ruedas de ambos puentes. En la mayoría de los casos, 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. O sea, en estos casos se asume un sólo valor de f para el vehículo, y P_r se calcula según:

$$P_r = f \cdot G \cdot \cos \alpha \quad (1.6)$$

$$f = f_0 + k_f \cdot V^2 \quad (1.7)$$

Dónde: f -es el coeficiente de resistencia al rodamiento, en el cual se ha considerado el efecto que sobre su magnitud ejerce la velocidad de movimiento.

f_0 – es el coeficiente de resistencia al rodamiento determinado para bajas velocidades de movimiento.

k_f –coeficiente que tiene en cuenta el efecto de la velocidad sobre la magnitud del coeficiente de resistencia al rodamiento. $k_f = 7 \cdot 10^{-6}$

En los casos, como el mostrado en la figura 1.1, en que la barra de tiro posee una inclinación en relación con la superficie de apoyo, la fuerza del gancho (P_{gan}) tiene una componente que suma su efecto a la componente $G \cdot \cos \alpha$ del peso en la deformación del neumático, por ello en tal caso, el valor de P_r se calcula según: $P_r = f \cdot (G \cdot \cos \alpha + P_{gan} \cdot \sin \delta)$ (1.8)

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

Generalmente, la barra de tiro se considera paralela al camino, ya que, en la mayor parte de los casos, su inclinación es pequeña, y puede entonces considerarse $P_{gan} \cdot \sin \delta \cong 0$.

La componente del peso paralela al camino ($G \cdot \sin \alpha$) se denomina resistencia a la pendiente y se designa por P_α . $P_\alpha = G \cdot \sin \alpha$ (1.9)

Utilizando las expresiones 1.6 y 1.9, la resistencia al camino se puede representar de la siguiente forma:

$$P_c = G \cdot f \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha = G(f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (1.10)$$

Los signos se establecieron para la condición de movimiento representada en la figura 1.1, por ello, el signo del 2do miembro de la ecuación puede cambiar con una pendiente descendente.

La magnitud $(f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)$, se denomina coeficiente de resistencia al camino (ψ). Ya que los valores de f y α pueden cambiar sensiblemente a lo largo del recorrido, en ausencia de una base de datos, en cálculos prácticos, se hace necesario estimar valores promedios. Por ello, muchos autores prefieren trabajar con ψ , pues están menos expuestos a cometer errores cuando se estima un valor, que cuando se estiman dos, y, trabajar con ψ resulta cómodo en procedimientos matemáticos. De tal forma, P_c se define también como: $P_c = G \cdot \psi$ (1.11)

La inclinación de la vía se representa en ocasiones a partir de su pendiente, en por ciento, y en tal caso P_c se expresa: $P_c = \frac{G \cdot (f+p)}{\sqrt{1+p^2}}$ dónde: $p = \tan \alpha$ (1.12)

Cuando $p < 15\%$, se puede simplificar la anterior expresión, en función de que el valor del radical es prácticamente uno, en tal caso se puede plantear que: $P_c = G \cdot (f + p)$ (1.13)

Fuerza de resistencia al aire (P_a).

La reducción del consumo de combustible se ha convertido en una necesidad importante a resolver en la industria automotriz definida por la tendencia al alza de precios, y la aparición de compañías competitivas y eficientes para el diseño de sus productos (Meneses & Trejos, 2018).

El transporte público y privado de carga pesada son las principales fuentes de emisión de dióxido de carbono (CO_2), y aproximadamente un tercio son causadas por vehículos comerciales, como el caso del camión con remolque en largos recorridos. Según estudios especializados en el análisis del consumo de combustible de vehículos (Frutos Vásquez, 2022; Tinaut Fluixá, 2021 y Tapia et al., 2017) y la National Research Council Canada, identifican como principales fuentes de emisiones a las cargas producidas por efecto aerodinámico, y resistencia a la rodadura, con factores de consumo de entre el 30 al 55%, debido a las cargas axiales en alta velocidad y diseño de accesorios (Castillo, et al., 2020)

Los vehículos se mueven a través del aire, que es un fluido, por tanto, crea una fuerza de arrastre opuesta al movimiento, que se denomina resistencia aerodinámica. Las fuerzas aerodinámicas elementales, que

actúan en cada punto de la superficie de la máquina automotriz, son diferentes en magnitud y dirección. De ahí, que la resistencia aerodinámica total posea 3 componentes: una longitudinal (P_{ax}), una vertical o fuerza de sustentación (P_{ay}) y una transversal (P_{az}). La componente P_{az} se determina sólo para algunos análisis de estabilidad transversal en curvas; la componente P_{ay} es útil, para el análisis de comportamiento del vehículo a altas velocidades. Ambas tienen influencia en la magnitud de la componente longitudinal. Por su parte, el componente P_{ax} , en lo adelante, P_a , es el fundamental, que aparece en los análisis de dinámica longitudinal. Esta componente se considera aplicada en el centro de gravedad y se determina según (Castillo, et al., 2020 y Mejía Quintana, 2020): $P_{ax} = P_a = 0.5 \cdot c_x \cdot \rho_a \cdot F \cdot V^2$ (1.14)

Dónde: c_x - coeficiente de resistencia aerodinámica.

ρ_a - es la densidad del aire, la cual depende de la altura sobre el nivel del mar y la temperatura, kg/m^3

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

El área frontal proyectada también puede calcularse, si no se conoce el dato del fabricante, con ecuaciones aproximadas, mediante la siguiente expresión:

$$F = m_a \cdot B \cdot H \text{ (m}^2\text{) Para vehículos pesados (} m_a = 0.9\text{-}1.0\text{) (1.15)}$$

$$F = m_a \cdot A \cdot H \text{ (m}^2\text{) Para vehículos ligeros (} m_a = 0.7\text{-}0.85\text{) (1.16)}$$

Dónde: m_a – es un coeficiente adimensional de aprovechamiento del área frontal

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

En resumen, la resistencia aerodinámica considerando el efecto de la dirección del aire mediante un valor entre 1,12 y 1,38, puede ser calculada por (Millo Carmenate, 2003; Pérez Gálvez, 2007, Fuentes, Vega et al., 2015 y Santana Reyes, et al., 2020): $P_a = (1,12 \div 1,38) \cdot \frac{\rho_a}{2} \cdot c_x \cdot F \cdot V^2 = K_{aer} \cdot V^2$ (1.17)

K_{aer} es un coeficiente aerodinámico, que considera la forma aerodinámica del vehículo, el área frontal proyectada, los efectos del cambio de la dirección del viento y las condiciones climáticas en que se realiza la evaluación, las cuales definen el valor de ρ . Debido a que, en la práctica existe un ángulo entre la dirección del movimiento y la dirección del viento, se recomienda incrementar el valor de c_x entre un 12-38% (Bennet, 2001; Pérez Gálvez, 2007), siendo los menores valores en autos ligeros y los mayores en camiones articulados. Esto incluye la influencia de la velocidad relativa del aire, por lo que se puede usar la velocidad de movimiento del vehículo, en la ecuación anterior, y no la velocidad relativa.

La fuerza de tiro (P_{gan})

Surge debido a la acción del remolque arrastrado, y se compone de las resistencias a la rodadura (P_{rr}), inclinación (P_{ar}) e inercia (P_{ir}) del remolque. $P_{gan} = P_{rr} + P_{ar} + P_{ir}$, [N] (1.18)

La resistencia aerodinámica del remolque no se calcula independientemente, sino que se considera incrementando la del vehículo tractor en un 25%, 44% y 55%, en dependencia de que existan 1, 2 o 3 remolques. Partiendo de ello, la ecuación general de las resistencias en el gancho quedaría como:

$$P_{gan} = G_r \cdot [(f_o + k_f \cdot V^2) \cdot \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha] + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r \cdot \frac{dV}{dt} \quad (1.19)$$

Ya que las únicas masas en rotación del remolque son las ruedas, en su caso el coeficiente de las masas reducidas en el remolque (δ_r) se determina según: $\delta_r = 1 + \frac{g}{G_r \cdot r_{dr}^2} \cdot \sum I_r$ (1.20)

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

La fuerza tractiva (P_{tx})

Es la fuerza motriz del movimiento, surge producto de la interacción rueda-superficie de apoyo, cuando hacia el puente se transmite un momento motriz. Como fuerza motriz es la encargada de vencer todas las resistencias que se producen durante el movimiento en las condiciones dadas (Fuentes Vega, et al.,

2015). Su magnitud se calcula según: $P_{tx} = \frac{M_r}{r_d} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{ci}}$, [N] (1.21)

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

η_o, η_s –eficiencia mecánica de la transmisión y eficiencia al patinaje del vehículo.

i_{ci} –relación de transmisión total

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

1.2.1.-Balance de esfuerzos.

Para comprender plenamente el comportamiento de un vehículo en movimiento, es esencial analizar las fuerzas y momentos que actúan sobre él. Este balance de esfuerzos proporciona información valiosa sobre la dinámica del vehículo y su capacidad para mantenerse estable en diferentes condiciones.

El balance de esfuerzos, internos y externos, en un vehículo en movimiento es esencial para comprender cómo las fuerzas actúan sobre él. Las fuerzas internas incluyen las generadas por el motor, la transmisión, la suspensión y los neumáticos, mientras que las externas comprenden la resistencia aerodinámica, la fricción de las ruedas contra el pavimento y las fuerzas gravitatorias.

Para lograr un equilibrio de fuerzas, es necesario que las fuerzas y momentos resultantes sean nulos, lo que garantiza que el vehículo se mueva a una velocidad constante y en línea recta.

1.2.2.-Ecuación general y adimensional del movimiento.

Considere 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 1.1. Si consideramos $\gamma = 0$ en la barra de tiro, la sumatoria de fuerzas en un eje paralelo al camino,

nos muestra: $P_{tx} - P_c - P_a - P_i - P_{gan} = 0$ (1.22)

Sustituyendo 1.1, 1.10 y 1.19 en 1.22, despejando y agrupando se llega a:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_{tx} - (G + G_r) \cdot (f \cdot \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha) - P_a}{\frac{G}{g} \cdot \delta + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r} \quad (1.23)$$

La [ecuación 1.23](#), es la denominada **Ecuación General del Movimiento** de la máquina automotriz de ruedas con una fuerza de tiro, que muestra las condiciones en que se presenta tanto el movimiento de impulso como el movimiento a velocidad constante de la máquina automotriz.

En el caso del conjunto vehículo-remolque, en ocasiones la ecuación general del movimiento se representa a partir de un coeficiente de las masas reducidas general para el conjunto (δ_z). Si además definimos: $\frac{P_t - P_a}{G + G_r} = D$, como **factor dinámico**, tendremos:

$$\frac{1}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta_z} \cdot [D - (f \cdot \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha)] = \frac{1}{\delta_z} \cdot (D - \psi) \quad (1.24)$$

Esta es la denominada **Ecuación Adimensional del Movimiento** de la máquina automotriz de ruedas. 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 condicionados 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. Cuando el vehículo se mueve con velocidad constante: $D - \psi = 0$, es decir, $D = \psi$. Esta condición se utiliza en algunos gráficos, para representar las condiciones viales, a través del valor del factor dinámico (D).

1.3.-La eficiencia mecánica de la transmisión. Eficiencia invertida.

1.3.1.-Modelo de determinación de la eficiencia mecánica de la transmisión.

La eficiencia mecánica de la transmisión es un factor crucial en la determinación del rendimiento de un vehículo. Aquí, presentaremos un modelo que nos ayudará a evaluar y comprender la eficiencia de la transmisión en detalle.

La eficiencia mecánica de la transmisión se refiere a la capacidad de transmitir la potencia generada por el motor a las ruedas de manera efectiva. Para determinar esta eficiencia, es crucial considerar todas las pérdidas mecánicas y térmicas que ocurren durante la transmisión de la potencia.

El modelo de determinación de la eficiencia mecánica de la transmisión se basa en la medición y análisis de estas pérdidas. Esto incluye la fricción en los componentes de la transmisión, la eficiencia de la caja de cambios y la transferencia de potencia a las ruedas. Entender la eficiencia de la transmisión es esencial al evaluar el rendimiento de un vehículo y al considerar la remotorización, ya que la elección de un nuevo motor puede afectar esta eficiencia de manera significativa.

La potencia de tracción (N_r), transmitida a las ruedas motrices durante el movimiento uniforme es menor que la potencia efectiva del motor (N_{ex}), en la magnitud de la potencia (N_{tr}), que se pierde en la transmisión: $N_r = N_{ex} - N_{tr}$ (1.25)

A menudo, las pérdidas de energía en la transmisión se valoran por la magnitud del momento M_{tr} , reducido a la rueda motriz del vehículo: $M_{tr} = N_{tr}/W_r$ (1.26)

dónde: W_r – velocidad angular de la rueda motriz, en 1/s

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

$$M_H = (2 + 0.09 \cdot V) \cdot G \cdot r_d \cdot 10^{-3} \quad (1.27)$$

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

$$M_M = \frac{M_e}{i_{ci}} \cdot (1 - \chi) \quad \text{N.m} \quad (1.28)$$

$$\text{Dónde: } \chi = 0.98^k \cdot 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n \quad (1.29)$$

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

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

$$M_{tr} = M_H + M_M = M_H + \frac{M_e \cdot (1 - \chi)}{i_{ci}} \quad (1.30)$$

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

$$\eta_o = \frac{N_e - N_{tr}}{N_e} = \frac{M_e/i_{ci} - M_{tr}}{M_e/i_{ci}} \quad (1.31)$$

$$\text{Sustituyendo en 1.31 la magnitud de } M_{tr}, \text{ se obtiene: } \eta_o = \chi - \frac{M_H \cdot i_{ci}}{M_e} \quad (1.32)$$

Sustituyendo 1.28 en 1.32, se tiene (Pérez Gálvez, 2007; Fuentes Vega et al, 2015 y Guerra Pérez, 2018; Miranda Molina, 2021): $\eta_o = \chi - \frac{(2+0.09 \cdot V) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot 10^{-3}}{M_e}$ (1.33)

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

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

Durante el movimiento del automóvil por vías en buen estado, con pequeñas cargas y velocidades, el momento efectivo del motor no es alto y el 2do miembro de la expresión 1.33 adquiere especial significación. La η_o en estas condiciones puede disminuir hasta valores por debajo de 0.7. Durante el trabajo del motor con carga total, el momento M_H es menor que M_e/i_{ci} , por eso, las variaciones de la eficiencia son pequeñas, en el marco de una misma relación de transmisión.

Para facilitar la determinación de la eficiencia, se 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 (Ver tabla 1 del Anexo 1). Esto es una de las ventajas de este método de determinación de la η_o , es decir, no se precisa del esquema cinemático de los conjuntos del mecanismo de transmisión, lo cual es imprescindible en los métodos tradicionales, que por demás no consideran el efecto del régimen de carga y velocidad en su magnitud.

El cálculo de la eficiencia para la característica ideal.

En el caso de la característica ideal, la fuente energética es ideal, es decir, entrega potencia máxima constante en todo el rango de frecuencias de rotación. Al ser ideal la fuente, el vehículo no necesita de una caja de velocidad, pero sí transmitir la potencia del motor a los semiejes, por lo tanto, el sistema de transmisión debe constar al menos con una transmisión cardánica y un par cónico sin reducción. De tal forma $i_c=1$, $k=0$, y l, m y n toman el valor de acuerdo a la fórmula del vehículo en la variante de marcha directa. Por tanto, la expresión 1.33, toma la forma (Pérez Gálvez, 2007):

$$\eta_o = \chi - \frac{(2+0.09 \cdot V) \cdot V \cdot G \cdot 10^{-6}}{N_{em\acute{a}x}} \quad (1.34)$$

$$\text{Dónde: } \chi = 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n \quad (1.35)$$

La eficiencia de la transmisión no permanece constante durante todo el período de explotación del automóvil. Después de su construcción, en el período de rodaje, las piezas de la transmisión y del sistema de rodaje sufren un asentamiento y la eficiencia durante este período se incrementa. Después, de acuerdo al tiempo transcurrido, la eficiencia permanece primeramente constante, después de lo cual, como resultado del desgaste de las piezas y la formación de holguras excesivas, comienza a reducirse. Después

de la reparación capital del automóvil y de la elaboración mecánica de las piezas la eficiencia de nuevo se incrementa, pero no llega a alcanzar nunca los valores iniciales.

1.3.2.-Eficiencia mecánica invertida de la transmisión

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

Gálvez, 2007):
$$\eta_{inv} = \frac{N_{frm}}{N_{frm} + N_{tr}} = \frac{M_{frm}/i_{ci}}{M_{frm}/i_{ci} + M_{tr}} \quad (1.36)$$

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

En las condiciones de operación, durante el frenado del automóvil con el motor, este último trabaja, generalmente, en el régimen de rodaje en vacío, con el motor funcionando. El momento de frenado del motor correspondiente a este régimen, en el diapasón de $W_x = 200-400$ 1/s, se describe con adecuada exactitud por la expresión: $M_{frm} = V_h \cdot (a_M \cdot W_x - b_M)$ (N.m) (1.37)

Donde: V_h – es la cilindrada del motor, litros

a_M , b_M –coeficientes empíricos.

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

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

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

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

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

1.4.-Estabilidad de movimiento.

1.4.1.-Factores que afectan la estabilidad de movimiento de vehículos carreteros ligeros y pesados.

Los factores que afectan la dinámica del movimiento tienen diferente naturaleza, pero se pueden agrupar, según Jiménez & Aparicio (2005), en 4 grupos: a) Factores derivados de la geometría de la carretera; b) Factores derivados de las condiciones exteriores; c) Influencia de las características del vehículo; d) Influencia del conductor. A continuación, los mencionados autores expresan:

1. De las variables geométricas de la carretera, algunas se pueden relacionar de forma directa con indicadores objetivos de la seguridad de marcha como, por ejemplo, la adherencia utilizada o la aceleración lateral no compensada en curvas, muy vinculada al peralte de la vía. En tales casos, esos indicadores proporcionan un criterio objetivo para limitar la velocidad.
2. De otras variables, también englobadas en el mismo subgrupo (incorporaciones y salidas o el número de carriles y la anchura de los mismos), si bien existen estudios sobre su peligrosidad, no es inmediata la obtención de la velocidad óptima para minimizar el riesgo adicional. Reducciones en las velocidades de paso redundarán en disminuciones del riesgo de accidente, aunque no está sustentada esa reducción por criterios objetivos.
3. Las condiciones meteorológicas son factores transitorios, que afectan a la visibilidad y la adherencia. La luminosidad se relaciona con la visibilidad.
4. Las características del vehículo (pesos, dimensiones, componentes, sistemas de ayuda a la conducción) influyen en su dinámica. Resulta razonable un análisis diferenciado para cada tipo de vehículo, si bien no se esperan discrepancias notables entre vehículos de igual gama. El uso como herramienta de un modelo de simulación de la dinámica vehicular posibilita este estudio diferenciado.
5. No todos los conductores poseen las mismas capacidades al volante ni el mismo estilo de conducción. Por ello, resulta complejo el establecer un sistema de avisos que satisfaga a todos los conductores. Diversos autores abogan por el desarrollo de sistemas adaptativos.

Muchos factores ejercen influencia, de una forma u otra, en la estabilidad del vehículo, pero el factor que mayor influencia ejerce es la distribución de las masas, en específico la posición del centro de gravedad, cuya dimensión principal es la coordenada de altura, ya que una ubicación elevada del centro de gravedad provoca un aumento del momento de las fuerzas desestabilizadoras, y puede provocar como consecuencia, el vuelco del vehículo durante el movimiento en tramos curvos de la vía y en pendientes, longitudinales o transversales.

También debe mencionarse, como un factor de importancia, la distribución de las cargas, tanto en vehículos ligeros como en pesados, ya que una mala distribución puede provocar variaciones considerables en las coordenadas del centro de gravedad, principalmente en su coordenada de altura.

Del balance de esfuerzos durante el movimiento de giro a velocidad estable, en una curva con peralte (β), se determina el valor crítico de la velocidad de movimiento para el vuelco, que viene dado por:

$$V_{máxv} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{tg\beta_{úm} + tg\beta}{1 - tg\beta_{úm} \cdot tg\beta}} \quad (1.39)$$

Dónde: R – radio de la curva, m.

$\beta_{\text{lím}}$ – es el ángulo estático límite de estabilidad transversal. $tg\beta_{\text{lím}} = \frac{0.5 \cdot B}{h_s}$

B – vía del vehículo, m

h_s – altura del centro de gravedad, m

Por otro lado, la velocidad crítica de movimiento que establece el límite para evitar el derrape se

determina por: $V_{\text{máx}\mu} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\mu_t + tg\beta}{1 - \mu_t \cdot tg\beta}}$ (1.40)

Dónde: μ_t – es el coeficiente de adherencia transversal

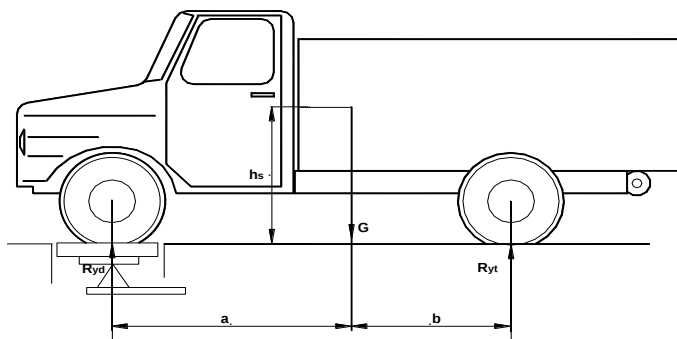
1.4.2.-La determinación de las coordenadas del centro de gravedad. Limitaciones.

La posición del centro de gravedad influye sustancialmente en las cualidades dinámicas de las máquinas automotrices, en la estabilidad del movimiento y en la magnitud de las reacciones en los apoyos, las cuales varían significativamente en el movimiento por pendientes longitudinales y transversales y en curvas, teniendo gran influencia en las cualidades de frenado del vehículo.

El método analítico de determinación de las coordenadas del centro de gravedad es engorroso y arroja resultados relativamente aproximados, por cuanto estamos hablando de un cuerpo aparentemente simétrico, pero compuesto por conjuntos no dispuestos simétricamente en relación con los ejes de simetría longitudinales y transversales del vehículo; conjuntos, partes y piezas de materiales de diferente naturaleza y carga no uniformemente distribuida, tanto en vehículos ligeros como en pesados, donde la ubicación del centro de gravedad depende también de la forma en que se ubica la carga del vehículo. Por ello, el método más adecuado de determinación de las coordenadas del centro de gravedad es el experimental, y aún en este caso, se efectúa para carga uniformemente distribuida, condición que no siempre se alcanza durante el período de explotación del vehículo. A continuación, las particularidades de la determinación experimental de las coordenadas del centro de gravedad.

Determinación experimental de las coordenadas del centro de gravedad.

La determinación experimental se realiza con el vehículo serviciado, listo para su explotación, con goma de repuesto, herramental y carga nominal uniformemente distribuida. Para hallar las coordenadas



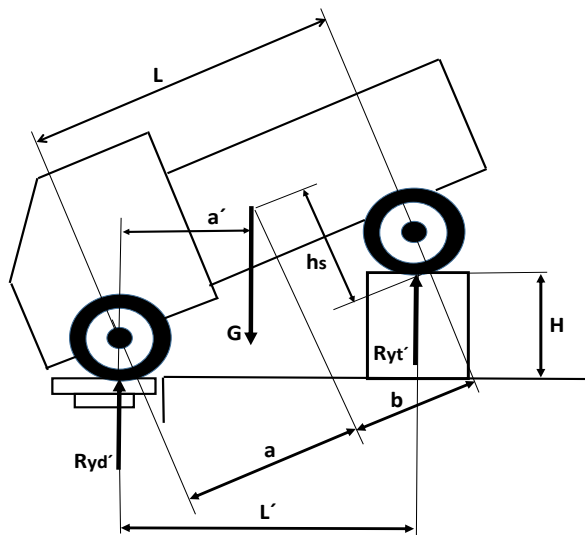
longitudinales del centro de gravedad, el vehículo se sitúa de forma que sus ruedas delanteras o traseras queden sobre la plataforma de una balanza, estando las ruedas del otro puente sobre una superficie fija, dispuesta al mismo nivel que la plataforma

(Fig. 1.8). Las indicaciones de la balanza, indican la porción del peso G_d (numéricamente igual a R_{yd}), que actúa en el puente delantero, o el G_t (numéricamente igual a R_{yt}), que actúa en el trasero. Se determina también el peso total del vehículo (G).

Figura 1.2 Determinación de las coordenadas longitudinales del centro de gravedad. Fuente: Fuentes Vega, et al., 2014

Las coordenadas longitudinales del centro de gravedad se pueden determinar (Fig. 1.2), haciendo sumatoria de momentos respecto al puente trasero, resultando que: $b = L \cdot \frac{G_d}{G} = \frac{R_{yd} \cdot L}{G}$ (1.41)

Siendo: L -batalla del vehículo. Es decir: $L = a + b$



Para determinar la coordenada de altura del centro de gravedad (h_s), es necesario elevar uno de los puentes, apoyándolo sobre un soporte de cierta altura H , apoyando el otro puente sobre la plataforma de la balanza.

Figura 1.3 Determinación de las coordenadas de altura del centro de gravedad. Fuente: Elaboración Propia

La carga vertical en el puente delantero R_{yd}' difiere de la determinada para el vehículo en posición horizontal, debido a la inclinación del mismo, pero

es evidente que $R_{yd}' > R_{yd}$. De tal forma, aplicando sumatoria de momentos respecto al puente delantero:

$$\sum M_{pd} = 0; \quad R_{yt}' \cdot L' - G \cdot a' = 0 \quad (1.42)$$

$$\text{de dónde: } a' = L' \cdot \frac{R_{yt}'}{G} = L' \cdot \frac{G - R_{yd}'}{G} \quad (1.43)$$

a' -distancia longitudinal desde el vector del peso G al centro de las ruedas delanteras

L' -distancia longitudinal entre los centros de las ruedas delanteras y traseras.

La longitud L' puede ser medida o calculada, utilizando para ello la siguiente dependencia, que se desprende de las correlaciones geométricas:

$$L' \approx \sqrt{L^2 - H^2} \quad (1.44)$$

Una vez determinada la distancia a' , basándose en las correlaciones geométricas, es posible hallar la coordenada vertical por la expresión:

$$h_s = r_d + \left(a - \frac{a'}{\cos \alpha} \right) \cdot \cot \alpha \quad (1.45)$$

Con cierta aproximación se puede considerar que: $\tan \alpha = H / L'$

La coordenada transversal del centro de gravedad se determina situando el vehículo por uno de sus lados, derecho o izquierdo, en una plataforma de balanza, como se muestra en la [figura 1.4](#).

Con las indicaciones de G'' en la balanza (numéricamente igual a R_y''), componemos la ecuación de momentos respecto al punto O de aplicación de la reacción normal, que actúa en las ruedas del lado opuesto. Como resultado obtenemos: $\sum M_O = 0; \quad R_y'' \cdot B = G \cdot (0.5 \cdot B + e) \quad (1.46)$

siendo: e la coordenada transversal del centro de gravedad

De aquí obtenemos:
$$e = \frac{(R_y'' - 0.5 \cdot G) \cdot B}{G} \quad (1.47)$$

Si por esta fórmula la coordenada “ e ” resulta positiva, eso significa que el centro de gravedad está desplazado tal y como se supuso en el esquema de la [figura 1.4](#). Si resulta ser negativa, ello indica que el centro de gravedad está desplazado en sentido contrario.

De lo anterior se desprende, que la mayor parte de las instituciones autorizadas para efectuar la remotorización no poseen las condiciones y los equipos para realizar la determinación experimental de las coordenadas del centro de gravedad.

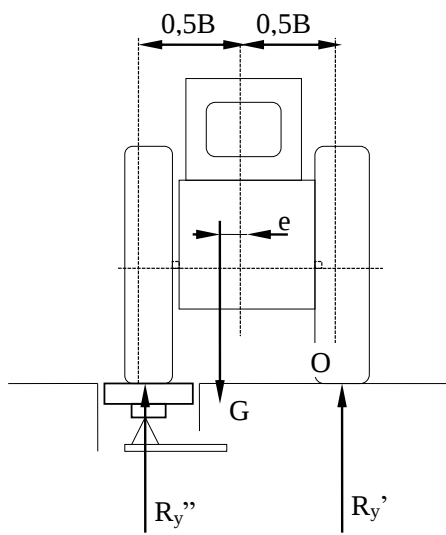


Figura 1.4. Determinación de la coordenada transversal del centro de gravedad. Fuente: Fuentes Vega, et al., 2014

1.5.-La remotorización vehicular.

1.5.1.-La metodología de 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 cualidades de explotación cercanas a las iniciales, a vehículos con largos períodos de explotación. A nivel internacional se realiza fundamentalmente en vehículos pesados: camiones y ómnibus de diferente tipo. En nuestro país, la guerra económica a que nos somete el vecino del norte, 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, entre otras variantes ([Pazos Díaz, 2022](#)):

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.

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 someten a la remotorización frecuentemente, más cuando los precios de los vehículos se han elevado enormemente, a la par del desarrollo tecnológico.

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, 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.

En la institución se ha trabajado en el desarrollo de una metodología que contempla los siguientes aspectos:

- 1) Análisis de los parámetros de salida de los motores y de sus indicadores de elasticidad.
- 2) Su característica exterior de velocidad.
- 3) La característica tractiva del vehículo y los indicadores que evalúan la relación motor-sistema de transmisión.
- 4) El análisis del comportamiento del consumo de combustible en los regímenes más adecuados de movimiento en las marchas superiores en diferentes variantes de composición.
- 5) Principales indicadores cinemáticos y dinámicos de la máquina automotriz.
- 6) Valorar posibles afectaciones en las cualidades de estabilidad y frenado.
- 7) Desarrollar cálculos de resistencia de materiales, si fuera necesario.

Si se cumplen los requerimientos del torque máximo, no es necesario un recálculo del sistema de transmisión. En este caso, los cálculos de resistencia de materiales estarían destinados a los apoyos del motor o de alguna estructura necesaria para garantizar la fijación del mismo, si fuera necesario.

Del epígrafe anterior queda clara la complejidad de la determinación experimental de las coordenadas del centro de gravedad, sobre todo de la coordenada de altura, de suma importancia en los análisis de estabilidad. Por la complejidad que entraña, es que se hace necesario determinar en qué condiciones es imprescindible realizar un análisis de variación de las coordenadas del centro de gravedad.

1.5.2.-Los requerimientos en relación con las coordenadas de centro de gravedad durante 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 cualidades de explotación cercanas a las iniciales, a vehículos con largos períodos de explotación.

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

El motor que se seleccione debe cumplir con ciertos requerimientos, en cuanto a sus parámetros de salida y dentro de ellos, el excesivo torque, puede provocar accidentes de consecuencias fatales. Las diferencias de peso, entre el motor original y el seleccionado pueden afectar las coordenadas del centro de gravedad. Cómo las afectan y si efecto es perjudicial o no es el objetivo de este trabajo.

Algo si es claro, la remotorización no debe afectar las coordenadas del centro de gravedad, en cuantía tal que reduzcan significativamente la velocidad crítica en curvas, al vuelco y al derrape. De igual modo, no deben producirse afectaciones sensibles de las cualidades de frenado del vehículo remotorizado.

En su trabajo de diploma [Pérez García \(2022\)](#), abordó, entre otros, el tema objeto de estudio, seleccionando dos vehículos de gasolina para su estudio de casos, un vehículo ligero Lada 2106 y un camión Gaz-66, remotorizados con motores diésel. De esta forma se toman 2 casos críticos, debido a que los motores diésel para similar potencia, son más pesados y con mayores dimensiones que los de gasolina. En el caso del Lada 2106, en la [tabla 1.1](#), se muestran las características fundamentales del motor original del vehículo y las correspondientes al motor propuesto para la remotorización.

Tabla 1.1. Comparación de las características de los motores 2106 de gasolina y el Kubota Serie 03-M diésel. Fuente: Pérez García, 2022

Lada 2106		Kubota Serie 03-M	
Nemáx, kW	58.8	Nemáx, kW	36.5
nN, rpm	5400	nN, rpm	2700
Memáx, N.m	121.6	Memáx, N.m	159
nM, rpm	3400	nM, rpm	1650
Peso, kg	140 (sin embrague)	Peso, kg	184
Dimensiones, mm	542 x 512 x 627	Dimensiones, mm	670 x 499 x 684

A partir de los datos, aplicando un método teórico experimental se arriba a los siguientes resultados:

Tabla 1.2. Comparación de variación de las coordenadas del centro de gravedad longitudinal, de altura y la velocidad crítica en curvas del vehículo ligero. Fuente: Pérez García, 2022

Vehículo original		Vehículo remotorizado	
a, m	1.31	a, m	1.2587
hs, m	0.581	hs, m	0.57856
Vcrit, km/h	48.11	Vcrit, km/h	48.22
Vehículo original		Vehículo original con carga en parrilla	
a, m	1.31	a, m	1.3118
hs, m	0.581	hs, m	0.66
Vcrit, km/h	48.11	Vcrit, km/h	44.94

En el vehículo ligero, donde debe ser más crítico el efecto del cambio de motor, pues la diferencia de peso, debe hacerse sentir más, por el peso relativo motor/vehículo. Como muestra la [tabla 1.2](#), el mayor peso del motor diésel, reduce la altura del centro de gravedad, y favorece la velocidad crítica al vuelco y mejora la estabilidad. Muestra como el uso de parrillas superiores, que se permiten sin ninguna regulación, si ejercen una influencia negativa sobre la estabilidad.

De igual modo se procede con el camión Gaz-66:

Tabla 1.3. Comparación de las características de los motores ZMZ-66 de gasolina y el Kubota Modelo V3800-CR-T(TI)E4 diésel. Fuente: Pérez García, 2022

ZMZ-66	Kubota Modelo V3800-CR-T(TI)E4
--------	--------------------------------

Nemáx, kW	84.6	Nemáx, kW	85 (74.5)
nN, rpm	3200	nN, rpm	2600
Memáx, N.m	284.4	Memáx, N.m	375.1
nM, rpm	2000	nM, rpm	1500
Peso, kg	275	Peso, kg	345
Dimensiones, mm	1018 x 884 x 924	Dimensiones, mm	843.7 x 581.1 x 834.6

A partir de los datos, aplicando un método teórico experimental se arriba a los siguientes resultados:

Tabla 1.4. Comparación de los resultados obtenidos de las coordenadas del centro de gravedad longitudinal, de altura y la velocidad crítica en curvas del vehículo pesado. Fuente: Pérez García, 2022

Vehículo original		Vehículo remotorizado	
a, m	1.71	a, m	1.662
hs, m	1.15	hs, m	1.1205
Vcrit curva	39.0417	Vcrit curva	39.2663

En el vehículo pesado, la remotorización con un motor diésel más pesado, reduce la altura del centro de gravedad, aumenta la velocidad crítica en curvas y mejora la estabilidad del movimiento.

1.5.3.- La deriva

El análisis cuidadoso de la distribución del peso es crucial, ya que la sobrecarga en los ejes delantero y trasero puede resultar problemática. Incluso pequeños ajustes en la posición de la carga en el chasis pueden marcar la diferencia entre una distribución aceptable y una inadecuada (ISUZO, 2013 y Council, 2011). Las consecuencias de una distribución inadecuada incluyen desgaste excesivo o falla del terminal delantero, rápido desgaste de los neumáticos, dirección inestable, operación insegura, costos elevados de mantenimiento y violaciones de las regulaciones de peso, así como efectos adversos en el pavimento (Eagleyre, 2012 y Turochy et al., 2005).

Además, la determinación precisa de la posición de las cargas en los camiones es un factor clave para simplificar el análisis del movimiento, tratando el camión como una partícula, lo que puede facilitar el proceso (Chagoyén, et al., 2015).

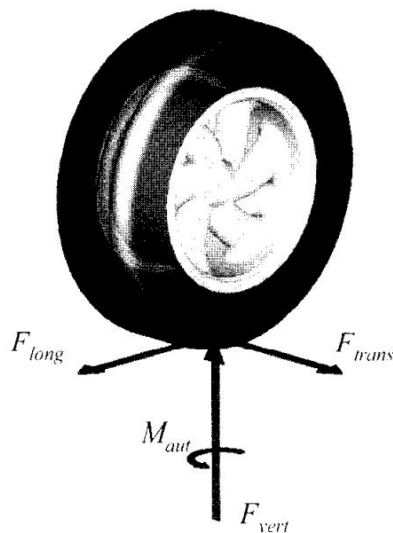
Para garantizar la seguridad y el rendimiento adecuado del vehículo, es esencial que la masa por eje y la masa total del vehículo, incluyendo la carga y los pasajeros, no excedan los límites máximos permitidos.

Incluso si no se superan estos límites, una distribución inapropiada de la carga puede afectar significativamente el comportamiento del vehículo. La determinación de las cargas y su distribución en los ejes se puede realizar considerando las características del vehículo, como su geometría, el número de ejes y el tipo de suspensión, junto con las solicitudes específicas de cada situación.

Los procedimientos para determinar las cargas y sus características se encuentran regulados en la normativa internacional (como ISO 1170, ISO 2410 y DIN 70020). La evaluación de la idoneidad de las cargas en un vehículo implica considerar la carga sobre los ejes motrices, directrices y con dispositivos de frenado. Por ejemplo, la norma ISO 2410 define la masa equivalente de cada pasajero, incluyendo su equipaje, como 75 kg (68 kg + 7 kg). La posición del centro de gravedad de cada persona (punto H) se explica en estándares como SAE-J 826a, ISO 6549 y DIN 33408, considerando la posición más retrasada de los asientos en vehículos con asientos desplazables. (Luque et al., 2005)

La determinación de las cargas totales por eje implica evaluar los efectos de cada carga y determinar la resultante. Se considera a los pasajeros como cargas concentradas según la ubicación de sus asientos. En general, se considera que las cargas en áreas de transporte de mercancías se distribuyen de manera uniforme en todo el espacio útil. En ciertas configuraciones, los equipos instalados en el vehículo se consideran cargas concentradas o distribuidas según su tipología

El comportamiento dinámico de un neumático se analiza considerando las diversas fuerzas que



interactúan con él, incluyendo la fuerza longitudinal, transversal, vertical y el momento autoalineante. Estas fuerzas son respuestas a las sollicitaciones del vehículo y la interacción neumático-carretera.

Fig. 1.5. Fuerzas que actúan sobre el neumático.
Fuente: Luque et al., 2005

La fuerza longitudinal puede ser una fuerza de tracción o frenado, mientras que la fuerza lateral o transversal surge como resultado de fuerzas centrífugas, componentes de peso en superficies inclinadas y otros factores. La fuerza vertical es opuesta a la normal, y el momento autoalineante es perpendicular al plano de la carretera.

La deformación vertical del neumático bajo fuerzas verticales se caracteriza utilizando la rigidez y el amortiguamiento radial. La rigidez radial estática se define como la variación de la fuerza vertical (F_z) en función de la deformación radial (z), según la expresión: $K_{zn} = \frac{\partial F_z}{\partial z}$ (1.48)

Es un parámetro clave para el diseño de suspensiones, y un neumático rígido requiere un coeficiente de amortiguamiento significativo en el elemento disipativo de la suspensión (amortiguador). Sin embargo, la rigidez varía en función de factores operativos y de diseño, lo que hace que la rigidez calculada en ensayos estáticos sea solo una aproximación del comportamiento real del neumático.

La deriva, el ángulo que forma el movimiento lateral del neumático con el suelo, resulta de la deformación en la carcasa y la banda de rodadura, debido a fuerzas transversales. A medida que la banda de rodadura se aproxima a la zona de contacto, se desplaza desde su posición indeformada, lo que resulta en la deformación de la carcasa y la banda de rodadura. La presión entre el neumático y el suelo genera un ángulo de deriva, y el deslizamiento se produce entre los puntos de contacto A1 y A2. La fuerza transversal no es colineal con la proyección de la sollicitación sobre el plano de rodadura, actuando en una posición retrasada en la dirección del eje X.

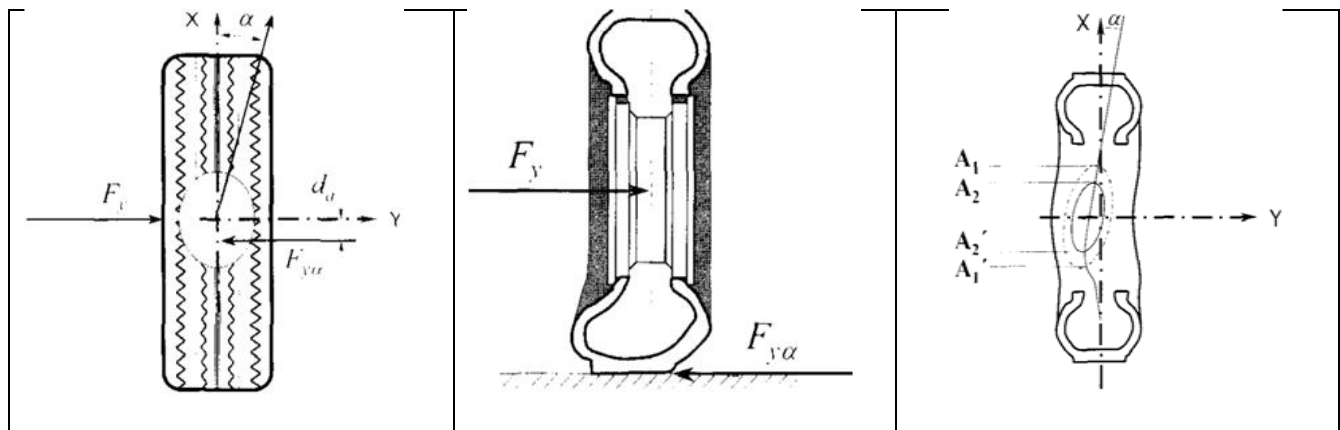


Fig. 1.6. Deformación de un neumático sometido a esfuerzos laterales (F_y). Fuente: Aparicio Izquierdo et al., 1995

La condición de Ackerman, un principio fundamental en el diseño del sistema de dirección de un vehículo, garantiza que las ruedas exteriores recorran un radio mayor en una curva en comparación con las ruedas interiores. Esto contribuye a optimizar el comportamiento dinámico al reducir los ángulos de deriva en los neumáticos, permitiendo que la fuerza de adherencia en los contactos neumático-carretera se utilice de manera eficiente.

En el caso de un movimiento circular de un vehículo, el centro de gravedad debe tener un centro de rotación fijo. Este punto representará el eje alrededor del cual se mueve el centro de gravedad y otros componentes que se desplazan con él, como las ruedas. Los centros instantáneos de rotación de las ruedas se ubicarán en rectas perpendiculares a las direcciones de movimiento de las ruedas.

De acuerdo con este concepto, existen tres lugares geométricos del centro de rotación, siendo uno común para las ruedas traseras. Debido a la falta de un punto común para los tres lugares geométricos, no se puede lograr una rotación pura de todos los elementos, lo que puede resultar en la deriva de al menos una de las ruedas.

En una configuración típica con dirección paralela y suponiendo que las ruedas traseras no presentan deriva, es habitual encontrar una deriva no nula en ambas ruedas del eje delantero. El centro de rotación se ubicará en algún punto intermedio entre las intersecciones de las rectas de las ruedas delanteras y traseras, como se ilustra en la figura.

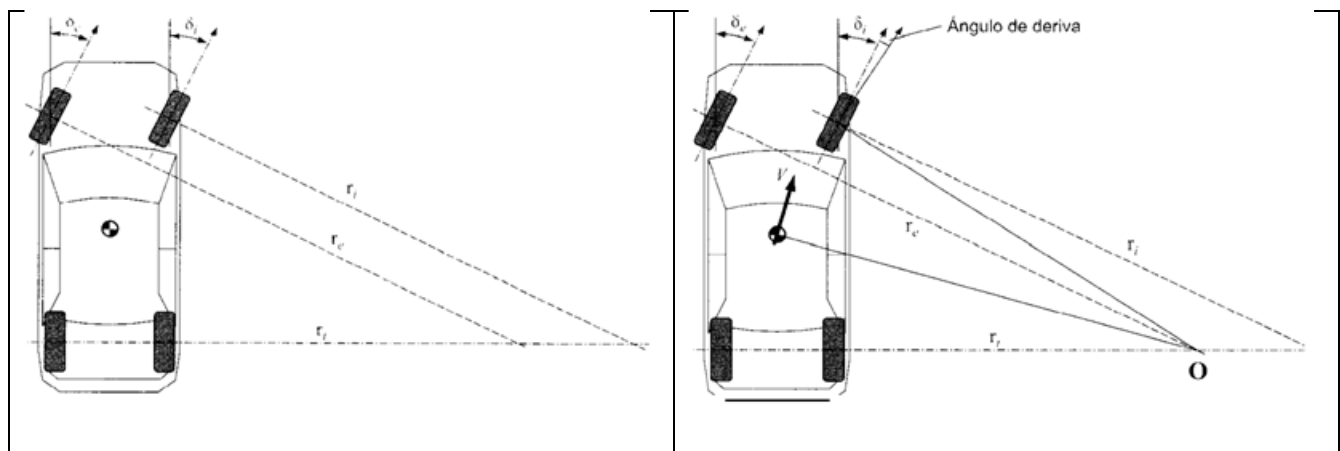


Fig. 1.7 Dirección paralela y paralela con deriva en una rueda. Fuente: Luque et al., 2005

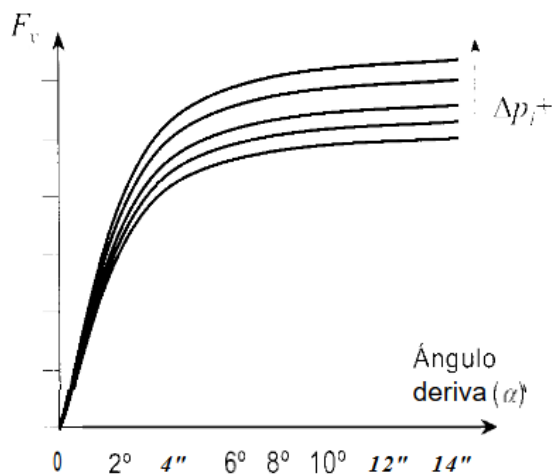
Cuando los dos neumáticos de un mismo eje están sujetos a la misma carga vertical y toman una curva con el mismo ángulo de deriva, la fuerza transversal generada en cada uno de ellos será diferente. Debido a la transferencia de carga desde los neumáticos interiores a los exteriores, la rueda interior soportará una carga (F_{zi}) menor que la carga total (F_z), mientras que la rueda exterior soportará una carga (F_{ze}) mayor que la carga total (F_z). Esto conduce a que la fuerza transversal total desarrollada por el conjunto de neumáticos, sea menor que el doble de la fuerza transversal generada por un solo neumático.

Este fenómeno conduce a que el neumático aumente el ángulo de deriva para compensar la disminución de la fuerza transversal, lo que destaca la importancia de la transferencia de carga en el comportamiento

transversal de los vehículos y su impacto en la estabilidad y el control direccional. Este efecto es particularmente más notorio en neumáticos de tipo radial.

Por otro lado, el grado de sollicitación longitudinal del neumático también tiene un impacto significativo en su capacidad para soportar esfuerzos transversales. A medida que aumenta la sollicitación longitudinal del neumático, para un ángulo de deriva constante, disminuye su capacidad para desarrollar esfuerzos laterales. Del mismo modo, para un mismo valor de deslizamiento, la capacidad de soportar fuerzas longitudinales disminuye a medida que aumenta el ángulo de deriva.

La elipse de adherencia en un neumático determina la máxima fuerza combinada que puede soportar, con la posición relativa del punto que representa el esfuerzo del neumático en relación con esta elipse dictaminando su capacidad para sostener esfuerzos adicionales. Un punto dentro de la elipse indica una capacidad mayor para maniobras más exigentes, mientras que un punto exterior indica una situación de patinaje inminente, con la capacidad del neumático ya comprometida.



La presión de inflado, aunque aumenta la rigidez de la carcasa, también reduce la longitud de la huella de contacto. Esta influencia varía según el tipo de neumático, siendo más significativa en neumáticos de vehículos de turismo que en neumáticos de vehículos industriales o autobuses.

Figura 1.9. Efecto de la presión de inflado en el comportamiento transversal. Fuente: Luque, et al., 2005

El ángulo de caída de la rueda, representado por el ángulo entre el plano medio de la rueda y la normal al plano de rodadura, genera una fuerza transversal conocida como empuje de caída, cuya magnitud depende de factores como el tipo de neumático, la carga vertical, la presión de inflado y el tipo de banda de rodadura. La rigidez de caída, que caracteriza el comportamiento del neumático en función del ángulo de caída, es un parámetro importante para comprender su respuesta en diferentes condiciones de funcionamiento. Esto hace que la fuerza transversal total que actúa sobre una rueda con ángulo de caída no nulo sea: $F_y = F_{y\alpha} + F_{y\epsilon}$ (1.49)

Dónde: $F_{y\alpha}$ -

$F_{y\epsilon}$ -

El parámetro utilizado para caracterizar el comportamiento de un neumático en función del ángulo de caída es la rigidez de caída, que se define como: $F_y = K_\alpha \cdot \alpha \pm K_\epsilon \cdot \epsilon$ (1.50)

Dónde: K_α -

K_ϵ -

ϵ -

En cuanto a la dirección y el control direccional de un vehículo, se refiere a todos los mecanismos que permiten orientar las ruedas directrices en función de las acciones del conductor sobre un mando de dirección. La función principal de un sistema de dirección es garantizar un control direccional preciso y estable, además de un buen aislamiento de las irregularidades de la carretera y una interacción adecuada entre el neumático y la superficie de la carretera, tanto a bajas como a altas velocidades.

El análisis del comportamiento de un vehículo se basa en el posicionamiento de su centro de gravedad, que requiere un método analítico que considere las diversas cargas presentes en el vehículo. Para realizar el cálculo analítico del centro de gravedad, es crucial tener información precisa sobre la ubicación exacta de las diferentes cargas. En ausencia de esta información, es necesario recurrir a métodos experimentales.

Para el cálculo, se considera el peso en vacío como otra carga puntual situada en el centro de gravedad del vehículo descargado. Si el vehículo no ha sido modificado, la información proporcionada por el fabricante puede ser considerada válida. Las coordenadas tridimensionales del centro de gravedad se obtienen mediante las siguientes expresiones.

$$x_{cdg} = \frac{\sum Q_i \cdot x_i}{\sum Q_i}; \quad y_{cdg} = \frac{\sum Q_i \cdot y_i}{\sum Q_i}; \quad z_{cdg} = \frac{\sum Q_i \cdot z_i}{\sum Q_i} \quad (1.51)$$

Generalmente, la información del fabricante, a lo sumo, posibilita la determinación de las coordenadas longitudinales, pero nunca las coordenadas de altura que tienen dependencia de las características de la carga, su disposición en el vehículo, la colocación de las mismas, entre otros.

El avance del neumático, representado por la distancia entre el punto de aplicación de la fuerza transversal y el eje Y, desempeña un papel crucial en la estabilidad del vehículo. Este avance junto con la fuerza transversal forma el momento autoalineante (M_{auto}), que tiende a realinear el plano de la rueda

con la dirección del movimiento, contribuyendo a la estabilidad del vehículo y ayudando al neumático a volver a su posición recta al salir de una curva.

La deformación del neumático y la generación de la fuerza transversal en la huella de contacto no ocurren de inmediato cuando se aplica una carga transversal al neumático, lo que resulta en un retraso en la respuesta. Esta demora se debe a que el neumático necesita cierta rotación para generar la fuerza de oposición necesaria. Esta rotación se conoce como la longitud de relajación, y su impacto se vuelve significativo en superficies irregulares donde la zona de deslizamiento puede extenderse a lo largo de la huella de contacto.

La relación entre la fuerza transversal generada en el contacto y el ángulo de deriva se considera lineal para ángulos pequeños, pero se vuelve no lineal a medida que aumenta el ángulo de deriva. La rigidez de deriva del neumático (K_α) es un parámetro crucial que se utiliza para predecir el comportamiento transversal del neumático. Mide la pendiente inicial de la curva fuerza transversal-ángulo de deriva y se calcula para un ángulo de deriva nulo, según la expresión: $K_\alpha = \left(\frac{\partial F_y}{\partial \alpha} \right)_{\alpha=0}$ (1.52)

Múltiples factores influyen en el comportamiento transversal del neumático, como sus características dimensionales y estructurales, la carga vertical y longitudinal, la presión de inflado, el ángulo de caída y el estado de la superficie de rodadura. La relación h/b_0 y el tipo de construcción de la carcasa, ya sea diagonal o radial, también afectan significativamente al comportamiento transversal, con neumáticos radiales, que generalmente tienen una mayor rigidez de deriva que los diagonales con las mismas características dimensionales.

El sistema de dirección evolucionó desde una configuración de dirección paralela a un sistema más sofisticado que considera la disposición de las ruedas delanteras con diferentes ángulos de guiado ($\delta_e \neq \delta_i$). Este diseño se basa en la condición de Ackerman, una relación geométrica que garantiza que las ruedas delanteras se muevan de manera óptima al tomar una curva, permitiendo que ambas ruedas anteriores no presenten deriva.

La condición de Ackerman se expresa en términos de la batalla (L) y el ancho de vía anterior (B_d), y su implementación práctica requiere un mecanismo articulado que se aproxima a esta relación geométrica. En la actualidad, los sistemas de dirección implementan modificaciones que tienen en cuenta los esfuerzos transversales en las ruedas traseras, lo que resulta en un desplazamiento del centro de rotación del vehículo en comparación con la prolongación del eje posterior.

$$\operatorname{ctg} \delta_e = \operatorname{ctg} \delta_i = \frac{B_d}{L} \quad (1.53)$$

Dónde: B_d — es el ancho de vía anterior

L – batalla o distancia entre ejes

Para simplificar la evaluación del comportamiento direccional de un vehículo, se propone un modelo bidimensional, que considera el comportamiento lineal de los neumáticos en la deriva y supone que los neumáticos de un mismo eje tienen la misma rigidez a la deriva. Con estas premisas, se analiza la respuesta direccional del vehículo, clasificándolo como neutro, subvirador o sobrevirador según el valor del coeficiente de viraje (K_V).

$$K_V = \left(\frac{P_d}{K_{\alpha d}} - \frac{P_t}{K_{\alpha t}} \right) \quad (1.54)$$

Donde P_d y P_t - son los pesos que recaen sobre el puente delantero y trasero, respectivamente.

$K_{\alpha d}$ y $K_{\alpha t}$ -la rigidez de deriva de un neumático trasera y delantera, respectivamente.

En función del valor que adquiere K_V se puede caracterizar la respuesta dinámica del vehículo en:

- Vehículo neutro: $K_V = 0$
- Vehículo subvirador: $K_V > 0$
- Vehículo sobrevirador: $K_V < 0$

Si se analizan los ángulos de deriva en función del coeficiente de viraje, se llega a:

$$\alpha_d - \alpha_t = K_V \cdot \frac{v^2}{g \cdot R} \quad (1.55)$$

El signo de K_V coincide con el de la diferencia $\alpha_d - \alpha_t$, es decir:

- Vehículo neutro: $\alpha_d = \alpha_t$
- Vehículo subvirador: $\alpha_d > \alpha_t$
- Vehículo sobrevirador: $\alpha_d < \alpha_t$

En un vehículo neutro, los ángulos de deriva son iguales en los neumáticos delanteros y traseros. En un vehículo subvirador, los ángulos de deriva son mayores en el eje delantero, lo que lleva a una tendencia a abrirse más en la curva. Por el contrario, en un vehículo sobrevirador, los ángulos de deriva son mayores en el eje trasero, lo que provoca una tendencia a cerrarse más en la curva.

Para mantener el régimen estacionario en una curva, las reacciones en las ruedas directrices deben contrarrestar la fuerza lateral (F_y) generada por la acción del vehículo. Los ángulos de deriva en cada eje pueden calcularse en función de la rigidez a la deriva (K_{α}) y los pesos que actúan sobre ellos.

En general, se diseñan vehículos para un comportamiento neutro o ligeramente subvirador, ya que esta respuesta se adapta mejor a las capacidades promedio de los conductores. Sin embargo, diversas variables pueden influir en la respuesta dinámica del vehículo, como las características de la suspensión y la dirección, las propiedades de los neumáticos y la calzada, y las maniobras del conductor.

El comportamiento del vehículo en situaciones extremas, como el sobreviraje y el subviraje, puede ser influenciado por diversas condiciones y eventos, como la deceleración repentina o el reventón de una rueda. Si se mantiene constante un ángulo de volante mayor que el requerido, el vehículo tenderá a describir una curva de radio menor, lo que se conoce como efecto de sobreviraje.

Por ejemplo, si se produce el reventón de una rueda del eje anterior, el coeficiente de rigidez a la deriva se reduce prácticamente a cero, lo que hace que el vehículo sea menos subvirador y, en algunos casos, incluso sobrevirador. Por el contrario, si se produce el reventón de una rueda del eje posterior, el vehículo se vuelve más subvirador y tiende a describir una curva de radio mayor.

Además de los factores mecánicos, el entorno también puede afectar el comportamiento del vehículo. Por ejemplo, al circular en recta con un fuerte viento lateral, el vehículo puede experimentar ángulos de deriva en los neumáticos. En situaciones de viento lateral, un vehículo subvirador tiende a presentar mayores ángulos de deriva en las ruedas del tren anterior. Para contrarrestar esto, el conductor debe mantener el volante girado en dirección opuesta al viento lateral para mantener la trayectoria recta.

En caso de entrar en un túnel o una zona protegida del viento lateral, el vehículo, que lleva el volante girado, abandonará la trayectoria recta y se alineará con la dirección indicada por el sistema de dirección. Esto ejemplifica cómo las condiciones externas pueden influir en el comportamiento direccional del vehículo.

En situaciones límites, cuando las fuerzas laterales superan la capacidad de reacción por fuerzas de adherencia, el vehículo puede experimentar derrape. Para evaluar las condiciones límite de circulación en una curva con peralte, se plantean las ecuaciones de equilibrio del sistema, considerando la adherencia en los neumáticos. Un cálculo más detallado debe tener en cuenta factores adicionales, como la variación de la adherencia disponible en cada neumático en función de la carga vertical y el comportamiento elástico del vehículo.

1.6.-Conclusiones parciales

Al concluir el capítulo se concluye:

- Las dificultades en la determinación experimental de las coordenadas del centro de gravedad, son razones más que suficientes para valorar la necesidad o no de su inclusión en la metodología de remotorización de vehículos ligeros y pesados.
- La inexactitud de los métodos de determinación teóricos de las coordenadas del centro de gravedad condiciona la búsqueda de métodos de valoración que propicien resultados confiables.
- La inexistencia de trabajos de remotorización que posean los requisitos adecuados para el desarrollo de este trabajo, obligan a la aplicación de la metodología de remotorización para justificar la propuesta de motores para ejecutar la remotorización de vehículos ligeros o pesados.

CAPÍTULO II. PROPUESTA DE DESARROLLO DEL TRABAJO INVESTIGATIVO.

2.1.-Introducción

El Capítulo II del texto se enfoca en la propuesta de valoración de la incidencia de la remotorización en las coordenadas del centro de gravedad en dos estudios de casos. Se analiza el proceso de remotorización vehicular, especialmente relevante en Cuba debido a la prevalencia de vehículos de mediados del siglo pasado. Se describen tres casos típicos de remotorización: la sustitución del motor de gasolina por uno diésel, la sustitución del motor original por uno moderno, y la sustitución del motor original junto con parte del sistema de transmisión. Se destaca la importancia de determinar las coordenadas del centro de gravedad para el análisis de la estabilidad del movimiento y cálculos dinámicos en el vehículo, y se señalan las limitaciones de los datos proporcionados por el pasaporte técnico del vehículo.

2.2.-Propuesta de valoración de la incidencia de la remotorización en las coordenadas del centro de gravedad en 2 estudios de casos.

Generalmente, la remotorización vehicular se realiza cuando transcurrido un prolongado tiempo de explotación y agotadas las posibilidades de reparación general, los parámetros de salida deteriorados del motor aconsejan su sustitución.

Después de tan prolongado tiempo, es muy poco probable encontrar el mismo motor, nuevo o en buenas condiciones técnicas, para sustituir el motor deteriorado. Pero en caso de encontrarlo, no hay necesidad de realizar ninguna comprobación.

En Cuba, la remotorización reviste características particulares, por la existencia de vehículos en explotación, que fueron fabricados a mediados del siglo pasado.

De tal modo, podemos encontrar los siguientes casos:

4. Sustitución del motor de gasolina original por uno diésel. Básicamente, se presenta en vehículos ligeros antiguos y en camiones de bajo tonelaje. En este caso es imprescindible la sustitución del conjunto motor-embrague. Básicamente se produce mayoritariamente, por el menor precio del combustible y la mayor facilidad para conseguirlo.

5. 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.
6. 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.

2.2.1. Los criterios para la determinación del centro de gravedad.

En la metodología “Ejecución de cambios y conversiones en automóviles” de [Fernández Tamayo, et al. \(2018\)](#), se pretende mostrar la determinación de las coordenadas del centro de gravedad de una forma simplista, cuando en realidad es un proceso que requiere datos que el pasaporte técnico del vehículo no proporciona.

En el mejor de los casos, el pasaporte técnico del vehículo muestra, para vehículo uniformemente cargado, sea ligero o pesado, la distribución de cargas por puente, lo cual posibilita la determinación de las coordenadas longitudinales del centro de gravedad.

¿Por qué no muestran las coordenadas de altura? En definitiva, las más importantes para el análisis de la estabilidad del movimiento y para un sinnúmero de cálculos dinámicos en el vehículo. La respuesta es, que aun cuando se considere la carga uniformemente distribuida, la coordenada de altura va a estar determinada por el carácter de la carga, por su peso específico, es decir, por la coordenada de altura de la carga. Como esto es tan variable, por ello, no acompaña la documentación técnica.

En la realidad, la distribución real de la carga y la altura de su centro de gravedad van a determinar en gran medida, la coordenada de altura del vehículo cargado.

Es decir, las [expresiones 2.1-2.3](#), son útiles cuando se conocen las coordenadas del centro de gravedad del vehículo vacío y con carga uniformemente distribuida y se quiere conocer cómo se afectan las coordenadas del centro de gravedad con determinadas distribuciones de peso.

$$X_{c_{dg}} = \sum \frac{G_i * x_i}{G_i} \quad (2.1)$$

$$Y_{c_{dg}} = \sum \frac{G_i * y_i}{G_i} \quad (2.2)$$

$$Z_{c_{dg}} = \sum \frac{G_i * z_i}{G_i} \quad (2.3)$$

Dónde: X_{cdg} —Coordenada longitudinal, desde el centro de gravedad hasta el eje de simetría de las ruedas del puente delantero, m

Y_{cdg} —Coordenada de altura del centro de gravedad, medida desde la superficie de apoyo, m

Z_{cdg} —Coordenada transversal, desde el centro de gravedad hasta el eje de simetría de las ruedas dispuestas a la derecha del vehículo, m

Q_i —Sumatoria de todos los pesos actuantes en el vehículo, kg

x_i, y_i, z_i —Coordenadas del centro de gravedad de cada uno de los elementos al punto de referencia en cuestión, m

La determinación experimental de las coordenadas del centro de gravedad habría que realizarla también para carga uniformemente distribuida. Sin instalaciones propias y adecuadas para hacerla, resulta extremadamente engorroso aplicarla, pues hay que trasladar al lugar el vehículo uniformemente cargado, las instalaciones para determinar reacciones en un puente con el vehículo inclinado, y en el caso de la remotorización hacerlo con el vehículo original y después con el vehículo remotorizado, lo cual es inadecuado, pues la gaceta oficial en su Resolución 349 del 2019, donde regula el procedimiento para los cambios y conversiones de vehículos, expresa que el informe técnico debe entregarse antes de ejecutar la remotorización, lo cual impide de hecho el desarrollo de métodos experimentales en el vehículo remotorizado.

En conclusión, la determinación experimental no puede hacerse en el vehículo remodelado y la determinación teórica es demasiado imprecisa para arribar a conclusiones. En tales condiciones, se explicará a continuación, como se procederá en este trabajo para garantizar la confiabilidad de los resultados.

En primer lugar, nos vemos obligados a utilizar vehículos cuyas coordenadas del centro de gravedad aparezcan en literatura especializada y que hayan sido determinadas por métodos experimentales. En segundo lugar, se necesita físicamente de estos vehículos, estén o no remotorizados y conocer al menos el peso del motor instalado, pues si se conocieran sus dimensiones sería mejor. Si están remotorizados se requiere conocer las dimensiones y peso del motor del vehículo original. Si son vehículos originales hay que determinar con que motor se puede realizar la remotorización y que sean conocidas las dimensiones y peso del mencionado motor.

A continuación, se explica el método a utilizar.

- Se supone que se trata de un vehículo original, cuyas coordenadas del centro de gravedad se conocen, al igual que el peso del motor y sus dimensiones.

- Se descarta la determinación de la coordenada transversal del centro de gravedad, para ello no hay ningún dato disponible.
- Se considera el motor y el vehículo, con y sin motor, como masas puntuales.
- Se supone que la coordenada del centro de gravedad del motor se encuentra en su centro de simetría (plano longitudinal).
- Se mide físicamente la distancia del centro de simetría del motor al centro de simetría de la rueda del puente delantero y del centro de simetría del motor a la superficie de apoyo. De este modo, se determinan la coordenada longitudinal (x_{mpd}) y de altura del centro de gravedad del motor instalado (y_{mpd}).
- Se transforman las expresiones 2.1 y 2.2, que se corresponden con la coordenada longitudinal y de altura y se desecha la 2.3, que corresponde a la coordenada transversal.

$$X_{c_{dg}} = \frac{G_m \cdot x_{mpd} + G_{vsm} \cdot x_{vsm}}{G}; Y_{c_{dg}} = \frac{G_m \cdot y_{msa} + G_{vsm} \cdot y_{vsm}}{G} \quad (2.4)$$

Dónde: G_m – es el peso del motor

G_{vsm} – es el peso del vehículo sin el motor, que se obtiene restándole al vehículo el peso del motor.

x_{mpd}, y_{msa} – coordenada longitudinal del motor respecto al puente delantero y de altura con respecto a la superficie de apoyo, m

x_{vsm}, y_{vsm} – son las coordenadas longitudinales y de altura del vehículo sin motor

- Por tanto, de las expresiones de 2.4 sólo se desconocen las coordenadas del centro de gravedad del vehículo sin el motor, pues las del vehículo con el motor se obtienen de la literatura. Por tanto, se despeja y se obtienen las del vehículo sin motor.
- Teniendo las dimensiones del motor propuesto, se establecen las diferencias entre su centro de simetría y el del motor instalado, y se determinan sus coordenadas respecto al puente delantero y a la superficie de apoyo.
- Como se tiene también su peso, se sustituye en las expresiones en 2.4 y con las coordenadas y el peso del vehículo sin motor, se determinan las coordenadas del centro de gravedad del vehículo con el motor propuesto.

Definida la forma en que se determinará la magnitud del cambio que introduce la remotorización en las coordenadas del centro de gravedad, se realizan algunas consideraciones necesarias para la selección del vehículo, ligero y pesado, a considerar en el estudio de caso.

Lo más acertado, es establecer un caso crítico para el análisis: sustitución de motor de gasolina por un motor diésel, pues es el caso en que va a existir la mayor diferencia en peso, entre el motor del vehículo original y el motor propuesto. Como expresamos esto es más común en vehículos fabricados en décadas anteriores a los 90, que son precisamente los vehículos que la literatura muestra las coordenadas de su centro de gravedad.

En uno de sus artículos [Cárdenas Garnier \(2008\)](#), muestra la expresión del momento de cálculo del sistema de transmisión y una tabla con el coeficiente que determina la carga máxima admisible, tanto para vehículos ligeros como pesados:

$$M_{cál} = k_M \cdot M_{emáx} \quad (2.5)$$

Dónde: $M_{cál}$ – es el torque que se utiliza para el cálculo del sistema de transmisión, N.m

k_M – representa el factor de seguridad del sistema de transmisión.

En la [tabla 2.1](#) se muestran los rangos de valores de k_M según el tipo de vehículo.

Tabla 2.1. Coeficiente que determina la carga máxima admisible del sistema de transmisión.
Fuente: [Cárdenas Garnier, 2008](#).

Tipo de vehículo	k_M
Ligeros	1.20-1.75
Pesados	1.50-2.20
Cuñas y pesados de alta capacidad de carga	1.90-3.00

El hecho de que esas sean las cargas de cálculo no implica, a criterio de la autora, que pueda instalarse en una cuña un motor, cuyo torque exceda al original 3 veces. La tabla muestra el factor de seguridad con que se construye el sistema de transmisión. Un vehículo con 10 años de funcionamiento, no se le puede instalar un motor cuyo torque exceda en magnitud apreciable al del motor original.

Como quiera que la potencia es el producto del torque por la frecuencia de rotación, hay que poner especial atención a la comparación del torque del motor original con el del motor propuesto. En cuanto a la frecuencia de rotación, para motores de semejante potencia, cuando esta excede a la del motor original, es a cuenta de una reducción del torque. Por tanto, con menos torque hay menos posibilidad de alcanzar elevadas velocidades, por cuanto se reduce la fuerza tractiva necesaria para vencer las resistencias al movimiento. No obstante, cualquier variación importante es necesario acometer su análisis, por la importancia que tiene en la seguridad del movimiento.

2.3. Selección de los vehículos para los estudios de casos.

De los **vehículos ligeros**, se selecciona como caso de estudio el Moskvitch 2140 (Figura 2.3). Su selección se fundamenta en que:

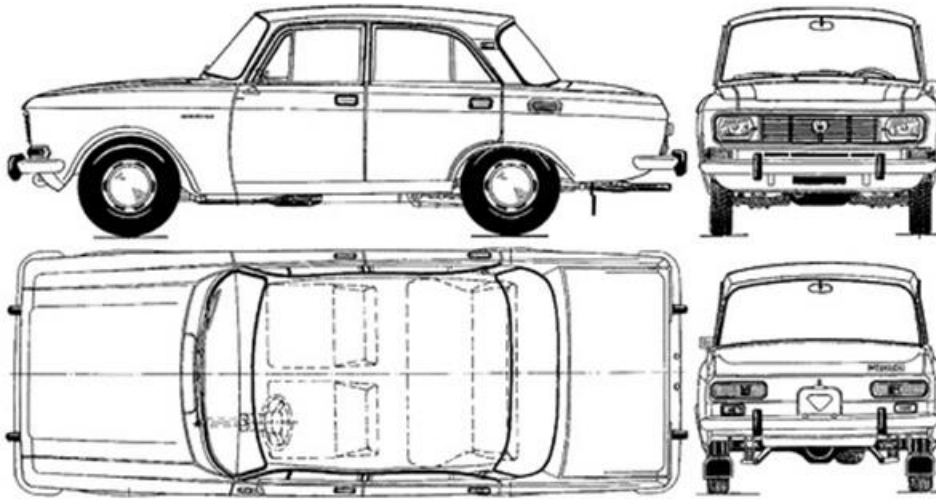


Figura 2.1. Vista de un vehículo ligero.

1. Es un automóvil de turismo de origen soviético, que se fabricó en décadas precedentes a los 90 (1977-1988).
2. Es una marca de vehículo que circula en el país, con diferencias no muy marcadas entre un modelo y otro.
3. El modelo en sí es abundante en el país y tiene buena aceptación.
4. Se cuenta con datos abundantes del fabricante, además de otros datos de la bibliografía, que muestran las coordenadas del centro de gravedad con el vehículo vacío y con carga, incluida la coordenada de altura.
5. Se cuenta físicamente con el vehículo con su motor original, lo cual nos permite un análisis objetivo de las posibilidades de remotorización y realizar mediciones de dimensiones y espacios concretos.
6. Es adecuado, para establecer un estudio de caso crítico, de sustitución de un motor de gasolina por uno diésel.

La ficha técnica del vehículo original se encuentra en la [tabla 1 del Anexo](#). A este vehículo se le sustituirá el motor original de gasolina por un motor diésel Citroen Advantage 1.9D Break, cuyos datos se muestran en la [tabla 2 del Anexo](#). En este caso, se conoce el peso y las dimensiones del motor, condición



indispensable para el desarrollo del trabajo, independientemente de que el motor no esté disponible en el país. Podrán existir mejores variantes de remotorización para el vehículo, pero esta satisface plenamente los requerimientos del trabajo.

Figura 2.2. Vista del vehículo ligero Moskvitch 2140

En la [tabla 2.2](#) se muestra una comparación entre las características de ambos motores, donde se aprecia una semejanza en la potencia, mayor frecuencia de rotación en

el motor original y por ende, un torque un tanto mayor en el motor propuesto.

Tabla 2.2 Comparación de las características del motor de gasolina y el diésel.

Moskvitch 2140		Citroen Advantage 1.9D Break	
Nemáx, kW	55,2	Nemáx, kW	52.98
nN, rpm	5800	nN, rpm	4460
Memáx, N.m	107,9	Memáx, N.m	138.18
nM, rpm	3400-3800	nM, rpm	2600
Peso, kg	145 (sin embrague)	Peso, kg	245
Dimensiones, mm	1620 x 1480 x 2400	Dimensiones, mm	723 x 553 x 640

Tabla 2.3 Reacciones en los apoyos y coordenadas longitudinales y de altura del centro de gravedad del vehículo ligero Moskovich 2140 ([Borovskii, 1984](#)).

Con el vehículo cargado	
$R_{y\delta}$, N	6572,70
$R_{y\theta}$, N	7602,75
a, m	1,1128

b, m	1,2872
hs, m	0,596

De los **vehículos pesados**, se selecciona como caso de estudio el camión Zil 131 ([Figura 2.3](#)). Su selección se fundamenta en que:

1. Es un camión de origen soviético, de motor de gasolina y fórmula de ruedas 6x4, que se fabricó en décadas precedentes a los 90 (1964-1990).
2. Es una marca de vehículo que aún circula en el país, en varios modelos, pero siempre camiones medianos de gasolina.
3. Se cuenta con abundantes datos del fabricante y otros datos de la bibliografía, que muestran las coordenadas del centro de gravedad con el vehículo vacío y con carga, incluida la coordenada de altura.
4. Se cuenta físicamente con el vehículo con su motor original, lo cual nos permite un análisis objetivo de las posibilidades de remotorización y realizar mediciones de distancias, dimensiones y espacios concretos.
5. Es adecuado, para establecer un estudio de caso crítico, de sustitución de un motor de gasolina por uno diésel

La ficha técnica del vehículo se encuentra en la [tabla 5 del Anexo](#). A este vehículo se le sustituirá el



motor original de gasolina por un motor diésel Cummins EQB 125-20, cuya ficha se muestra en la [tabla 6 del Anexo](#). En la [tabla 2.4](#) se muestra la comparación entre las características técnicas fundamentales de ambos motores.

Figura 2.4. Vista lateral del camión 4x4 soviético de la marca Gaz-66.

Tabla 2.4 Comparación de las características de los motores Zil 131 de gasolina y el EQB 125-20 de Cummins diésel.

Zil 131		EQB 125-20 de Cummins	
Nemáx, kW	110.3	Nemáx, kW	92
nN, rpm	3200	nN, rpm	2800
Memáx, N.m	402	Memáx, N.m	410

nM, rpm	1800-2000	nM, rpm	1500
Peso, kg	510	Peso, kg	411
Dimensiones, mm	854 x 756 x 725	Dimensiones, mm	766 x 815.8 x 854.3

Fuente: **Elaboración propia.**

En este caso, con una potencia menor, se consiguen valores semejantes de torque y sin grandes diferencias en la frecuencia de rotación.

Las coordenadas del centro de gravedad del vehículo vacío y con carga, aparecen en la siguiente tabla:

Tabla 2.5 Reacciones en los apoyos y coordenadas longitudinales y de altura del centro de gravedad del vehículo pesado 6x6 ZIL 131. Fuente: Borovskii, 1984.

Con el vehículo cargado	
R_{yd}, N	52772.98
R_{yt}, N	61856.86
a, m	2.15
b, m	1.83
h_s, m	1.34

Determinación de las coordenadas del centro de gravedad del vehículo con el nuevo motor.

Dado que, en ambos casos, en el vehículo ligero y en el pesado, se trata de vehículos originales no remotorizados, se analiza en primer lugar si físicamente puede realizarse la remotorización, a partir de las dimensiones de los motores propuestos.

A continuación, se realiza una valoración integral de la propuesta de remotorización, atendiendo a los aspectos establecidos en la metodología que desarrolla nuestra universidad y que fueron relacionados en el [epígrafe 1.5.1](#) del Capítulo I.

2.4.-Propuesta de valoración de la incidencia de la variación de las coordenadas del centro de gravedad con la remotorización en la estabilidad del movimiento.

2.4.1. La velocidad crítica de estabilidad al vuelco transversal y al deslizamiento lateral.

En la bibliografía que aborda la estabilidad de movimiento se hace un énfasis en el cálculo de la velocidad crítica en curvas, tanto en el caso de la estabilidad al vuelco transversal como la estabilidad por deslizamiento lateral. Además de comparar ambas magnitudes en el vehículo original y el vehículo

remodelado, en los vehículos ligeros se evaluará el efecto que provoca en las coordenadas del centro de gravedad el uso de parrillas superiores para el transporte de cargas

La velocidad crítica de estabilidad por vuelco del vehículo, puede obtenerse por la [expresión 2.6](#), en vías curvas con peralte (β) y radio R ([Martín López, 2013](#) y [Litvinov & Farovin, 1989](#)):

$$V_{critv} = 3.13 \cdot \sqrt{\frac{B+2 \cdot h_s \cdot tg\beta}{2 \cdot h_s - B \cdot tg\beta}} \cdot R \approx 3.13 \sqrt{\frac{B+2 \cdot h_s \cdot \beta}{2 \cdot h_s - B \cdot \beta}} \cdot R \quad (2.6)$$

El peralte se asume generalmente como: $\beta = 7-8^\circ$. En vías horizontales, es decir, vías con curvas, pero sin peralte ($\beta=0$), entonces: $V_{critv} = 2.21 \cdot \sqrt{\frac{B \cdot R}{h_g}} \quad (2.7)$

La velocidad crítica de estabilidad por deslizamiento lateral del vehículo, es también una medida de la estabilidad, pero no depende de las coordenadas del centro de gravedad, por lo cual no se determinará a los efectos del trabajo.

2.4.2. Propuesta de valoración de la incidencia de la variación de las coordenadas del centro de gravedad con la remotorización en las características de neutro, bajo o sobre virador del vehículo.

En este aspecto, no se cuenta con los datos que posibiliten realizar una valoración numérica. La multiplicidad de factores que inciden en tal valoración, unida a las características particulares de cada tipo de neumático impide arribar a conclusiones objetivas.

Dada la incidencia de la carga sobre los puentes sobre los ángulos de deriva, se valorará si el incremento de la carga sobre el puente delantero, que es quien recibe el mayor por ciento del incremento de carga que puede generar la remotorización con un motor más pesado, crea condiciones para variar la condición de neutro, subvirador o sobrevirador del vehículo original.

2.5.-Conclusiones parciales

Al concluir capítulo se arriba a las siguientes conclusiones parciales:

- A partir de la existencia de una base de datos reducida de parámetros del centro de gravedad de vehículos ligeros y pesados, se crean las condiciones para proponer un método de determinación de las coordenadas del centro de gravedad del vehículo remodelado, con un nivel aceptable de confiabilidad.
- Los vehículos seleccionados, el vehículo ligero y el vehículo pesado, satisfacen los requerimientos del trabajo, pues poseen motores cuyos pesos y dimensiones son conocidos, están los vehículos

físicos y los motores propuestos poseen los parámetros de salida adecuados y son conocidos sus pesos y dimensiones.

- Están determinados los procedimientos para evaluar el efecto de la remotorización en las cualidades de estabilidad de los vehículos remodelados.

CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.1 Introducción.

El Capítulo III del texto se dedica al análisis de resultados, centrándose en la remodelación de dos vehículos específicos: el Moskvitch 2140 y el ZIL-131. El análisis implica una comparación detallada de las características de los motores originales y propuestos para cada vehículo, evaluando aspectos como potencia, torque, consumo de combustible, y elasticidad. Además, se analizan las características tractivas y las relaciones entre el motor y el sistema de transmisión, así como los efectos de la remodelación en la estabilidad y frenado de los vehículos.

3.2.-Análisis de remodelación del Moskvitch 2140.

En las tablas 1 y 2 del Anexo se muestran las fichas técnicas del vehículo original y del motor propuesto. A continuación, de forma breve, el análisis comparativo del vehículo original y el vehículo remodelado, según los pasos establecidos en la metodología elaborada en la institución.

8) Análisis de los parámetros de salida de los motores y de sus indicadores de elasticidad.

Tabla 3.1. Comparación de las características del motor de gasolina 412E (original) y el diésel Citroën Advantage 1.9D Break (propuesto).

412E		Citroen Advantage 1.9D Break	
N _{emáx} , kW	55,2	N _{emáx} , kW	52.98
n _N , rpm	5800	n _N , rpm	4460
M _{emáx} , N.m	107,9	M _{emáx} , N.m	130.18
n _M , rpm	3400-3800	n _M , rpm	2600
ge _N , g/kW.h	273.63	ge _N , g/kW.h	189.47
Peso, kg	145	Peso, kg	245
Largo x ancho x alto, mm	600 x 400 x 520	Largo x ancho x alto, mm	723 x 553 x 640

Se puede comentar:

- No hay diferencias significativas de potencia máxima entre ambos motores: 4.02% menor en el motor propuesto.
- La frecuencia de rotación máxima es, como es lógico, muy superior en gasolina (alrededor de 6380 rpm). Esto garantiza mayor velocidad teórica máxima en el vehículo original.
- El torque máximo, teniendo en cuenta lo anterior, es superior en el motor propuesto: 1.2 veces superior, lo cual está en correspondencia con lo admitido, tanto en vehículos ligeros como en vehículos pesados.

- El consumo específico de combustible, como es lógico, muy inferior en el motor diésel
 - Dimensiones y peso superiores en el motor diésel. El diésel pesa 100 kg más que el motor de gasolina.
- En cuanto a sus indicadores de elasticidad, en la [tabla 3.2](#) se muestran los indicadores de elasticidad de ambos motores.

Tabla 3.2. Índices de elasticidad de los motores

Índices de elasticidad		412E	Citroen Advantage
Elasticidad de torque	$e_M = M_{em\acute{a}x} / M_{eN}$	1,19	1,15
Elasticidad de frecuencia de rotación	$e_n = W_N / W_M$	1,61	1,72
Elasticidad total	$E = e_M \cdot e_n$	1,91	1,97
Coefficiente de adaptabilidad	$\Delta_{Me} = (e_M - 1) \cdot 100$	18,72	14,76

Se puede comentar:

- A pesar del mayor $M_{em\acute{a}x}$ en el diésel, la elasticidad de torque, y, por ende, el coeficiente de adaptabilidad, son mayores en el de gasolina, como es normal en motores de tipo convencional.
- La elasticidad de frecuencia de rotación es mayor en el diésel. Esto le confiere ciertas mejoras en sus cualidades dinámicas, lo que compensa un tanto su menor e_M .
- La elasticidad total es mayor en el diésel, aunque no de forma significativa.

9) Análisis comparativo de sus características exteriores de velocidad.

En la figura se muestran las características exteriores de velocidad de ambos motores:

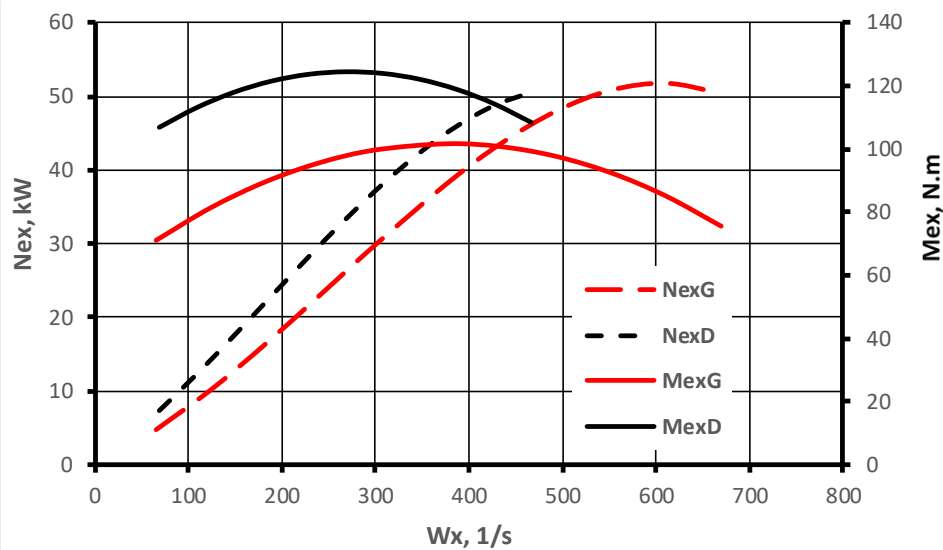


Fig. 3.1. Características exteriores de velocidad del motor original de gasolina y el propuesto diésel.

Se puede comentar:

- La figura muestra la importancia de representar en un mismo gráfico las dos características.
- Si bien es cierto que la

$N_{em\acute{a}x}$ del motor original es superior a la del propuesto, en el rango de frecuencias de rotación en que coinciden, la N_{ex} del diésel es superior.

- Era evidente, que el M_{ex} del diésel se comportaría superior en el rango de frecuencia de rotación en que coinciden, además de que el $M_{em\acute{a}x}$ ya desde la [tabla 3.1](#) se mostraba superior.
- Se aprecia la significativa diferencia entre la frecuencia de rotación máxima en ambos motores, lo cual, como se expresó anteriormente, incidirá en la magnitud de la velocidad teórica máxima. Se recalca teórica, por cuanto la velocidad real dependerá de que la fuerza tractiva que pueda desarrollar el vehículo con máximo suministro de combustible, iguale o supere las resistencias al movimiento.

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

A continuación, en las [figuras 1 y 2 del Anexo](#), se muestran las características tractivas del vehículo original y el remodelado. Se utilizan las mismas escalas en ambas figuras, con el fin de facilitar la comparación. Con respecto a las mismas se realizan los siguientes comentarios:

- En función de su mayor torque, la fuerza tractiva en todas las marchas es superior en el vehículo remodelado. Esto le permite mayor reserva de fuerza tractiva para vencer las resistencias al movimiento, para igual marcha y velocidad.
- En función de su mayor frecuencia de rotación, el vehículo original puede desarrollar mayor velocidad teórica que el vehículo remodelado.
- Es evidente la existencia de un mayor solape y selectividad en el vehículo original. No puede arribarse a conclusiones en relación con las áreas de ausencia de potencia, pues si bien hay mayor separación entre marchas en el vehículo remodelado, la incidencia del área de ausencia de potencia de potencia de 1ra marcha, aparentemente mayor en el vehículo original, lo impide a simple vista.

En tal sentido, a continuación, se realiza el análisis de los resultados obtenidos en la determinación de los coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión en el vehículo original y el remodelado. Los estándares son diferentes, pues un motor es diésel y el otro de gasolina y sus parámetros de salida son diferentes.

Tabla 3.3. Comparación de los indicadores que evalúan la relación motor-sistema de transmisión en el vehículo original y el vehículo remodelado

Coeficientes de la relación motor-sistema de transmisión	Vehículo original		Vehículo remodelado	
	Calculado	Estándar	Calculado	Estándar
Aprovechamiento del área ideal	58.71	70.87	60.46	70.85
De recubrimiento	57.28	26.52	55.63	35.15

De selectividad	67.32	85.71	40.21	36.16
-----------------	-------	-------	-------	-------

Lo que a simple vista se trataba de precisar, ahora puede especificarse y cuantificarse.

- El aprovechamiento del área ideal es menor en el vehículo original. Esto indica la posibilidad de obtener mejores cualidades dinámicas en el vehículo remodelado. Los estándares por demás son muy semejantes.
- Hay mejor solape en el vehículo original. Su coeficiente es significativamente mayor que el estándar. El vehículo remodelado supera también el estándar, luego inferior al original, pero no crítico. Este coeficiente incide sobre la suavidad en el cambio de marcha.
- El coeficiente de selectividad en valores el vehículo remodelado se muestra inferior, pero estamos relacionando vehículos con motores diferentes. Es decir, el vehículo remodelado supera los estándares de vehículos de su clase en un 11.20%, mientras que el vehículo original es un 78.54% del estándar, es decir, un 21.45% menor. Eso indica el comportamiento del consumo recorrido en el vehículo remodelado.

11) El análisis del comportamiento del consumo de combustible en los regímenes más adecuados de movimiento en la marcha superior.

En las [tablas 3 y 4 del Anexo](#), se muestra en detalle el comportamiento del vehículo original y del remodelado, respectivamente, en la 4ta marcha de movimiento, que es la marcha superior. No obstante, la [figura 3.2](#), es mucho más elocuente.

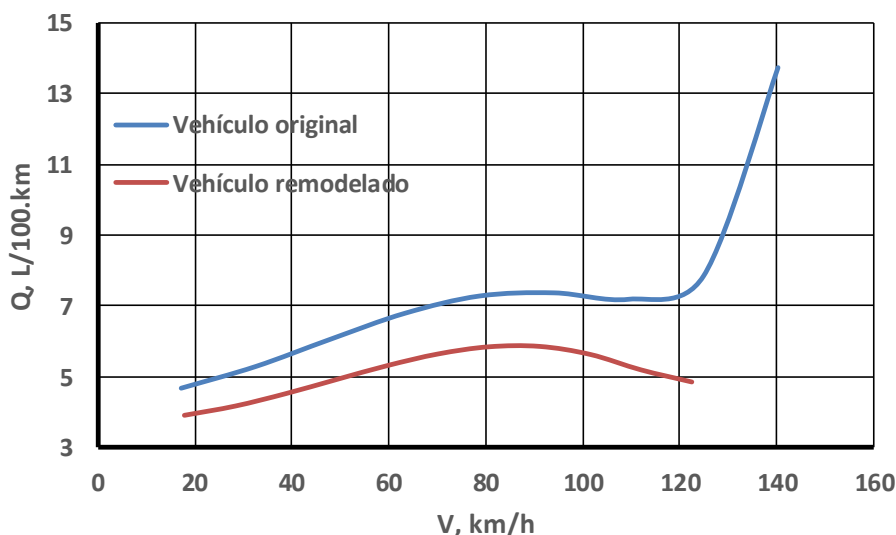


Fig. 3.2 Consumo recorrido del vehículo original y el remodelado en la marcha superior.

- A pesar de su mayor frecuencia de rotación máxima, en el vehículo original, si bien puede alcanzar mayores velocidades de movimiento, a partir de los 120 km/h su consumo recorrido se eleva vertiginosamente.

- En todo el rango de velocidades hasta los 120 km/h, el vehículo remodelado muestra menores indicadores de consumo recorrido, lo cual se corresponde con los resultados obtenidos en el coeficiente de selectividad.

12) Principales indicadores cinemáticos y dinámicos del vehículo original y el vehículo remodelado

Dentro de los parámetros cinemáticos, se analiza la velocidad máxima de movimiento. En este caso, se determinará en ambos vehículos por el método gráfico.

- La $V_{\text{máx}}$ en el vehículo original es de $V_{\text{máx}} = 38.5 \text{ m/s}$ (138.6 km/h), muy semejante a la que muestra el fabricante del vehículo en su ficha técnica (142 km/h). Esto muestra la confiabilidad del método de determinación.

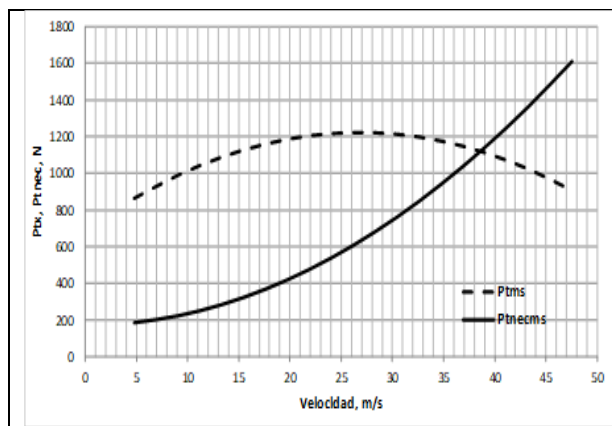


Fig. 3.3 $V_{\text{máx}}$ del vehículo original

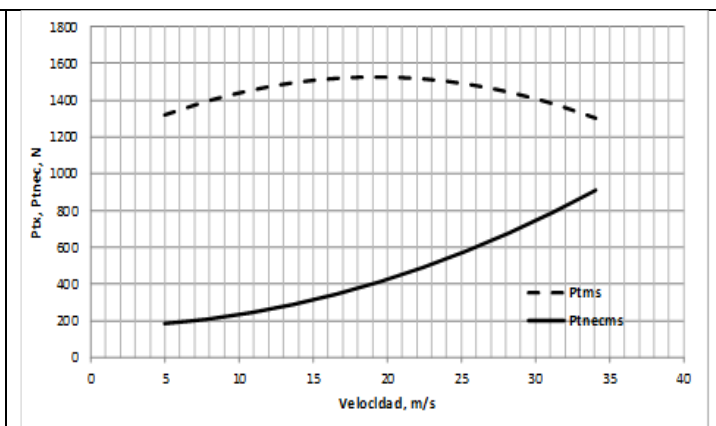


Fig. 3.4 $V_{\text{máx}}$ del vehículo remodelado

- En el vehículo remodelado, la velocidad máxima es de 34 m/s (122.4 km/h).
- Las diferencias no son significativas. Estas son por demás velocidades de autopistas, difícilmente alcanzables en muchas de nuestras carreteras.

Desde el punto de vista dinámico, se presenta en la [tabla 3.4](#) una comparación de las capacidades de aceleración y las pendientes máximas que son capaces de subir desde el reposo ambos vehículos.

Tabla 3.4. Comparación de algunas cualidades dinámicas del vehículo original y el remodelado

Cualidades dinámicas	Vehículo original	Vehículo remodelado
Capacidad máxima de aceleración (1ra marcha)	1.85 m/s ²	2.29 m/s ²
Capacidad de aceleración en marcha superior a 80 km/h	0.46 m/s ²	0.66 m/s ²
Pendiente máxima que asciende a partir del reposo	16.76°	20.93°

Como se desprende de la tabla, tanto las capacidades de aceleración como la pendiente máxima que puede ascender el vehículo partiendo del reposo, dos importantes cualidades dinámicas, son superiores en el vehículo remodelado.

13) Valorar posibles afectaciones en las cualidades de estabilidad y frenado.

Este aspecto se valora con amplitud en otro epígrafe del trabajo.

14) Desarrollar cálculos de resistencia de materiales, si fuera necesario.

Como el objetivo de este trabajo no es realizar físicamente la remodelación, sino a partir de un estudio de caso demostrar la incidencia de la misma en la variación de las coordenadas del centro de gravedad no se desarrollan análisis que demuestren la necesidad de realizar cálculos de resistencia para la fijación del motor. De hecho, al tomar en cuenta los requerimientos del $M_{em\acute{a}x}$ se excluye la necesidad de recálculos de elementos del sistema de transmisión.

3.3.-Análisis de remodelación del ZIL-131.

En las tablas [5 y 6 del Anexo](#) se muestran las fichas técnicas del vehículo original y del motor propuesto. A continuación, de forma breve, el análisis comparativo del vehículo original y el vehículo remodelado, según los pasos establecidos en la metodología elaborada en la institución.

1) Análisis de los parámetros de salida de los motores y de sus indicadores de elasticidad.

En la [tabla 3.5](#), se muestran las características más generales de los motores del vehículo original y las del motor propuesto. El motor del vehículo original es el mismo del vehículo ZIL 130.

Tabla 3.5. Comparación de las características del motor de gasolina Zil-130 (original) y el diésel EQB 125-20 de Cummins (propuesto).

ZIL-130		EQB 125-20 de Cummins	
$N_{em\acute{a}x}$, kW	110.3	$N_{em\acute{a}x}$, kW	92
n_N , rpm	3200	n_N , rpm	2800
$M_{em\acute{a}x}$, N.m	402	$M_{em\acute{a}x}$, N.m	410
n_M , rpm	1800-2000	n_M , rpm	1500
ge_N , g/kW.h	388.97	ge_N , g/kW.h	255
Peso, kg	490	Peso, kg	520
Largo x ancho x alto, mm	854 x 756 x 725	Largo x ancho x alto, mm	766.2 x 815.8 x 854.3

Se puede comentar:

- La potencia es inferior en el motor diésel (16.6% menor)
- La frecuencia de rotación máxima es superior en gasolina (alrededor de 3520 rpm), aunque la diferencia es menos notoria que en el caso del vehículo ligero analizado. Esto, no obstante, garantiza mayor velocidad teórica máxima en el vehículo original.

- El torque máximo, es superior en el motor propuesto, pero su diferencia no es significativa: 1.02 veces superior, por lo que no existe la menor duda de que no es necesario un recálculo de ningún elemento del sistema de transmisión.
- El consumo específico de combustible, como es lógico, muy inferior en el motor diésel
- Dimensiones y peso superiores en el motor diésel. El diésel pesa 30 kg más que el motor de gasolina.
- En cuanto a sus indicadores de elasticidad, en la [tabla 3.6](#) se muestran los indicadores de elasticidad de ambos motores.

Tabla 3.6. Índices de elasticidad de los motores ZIL 130 de gasolina y EQB 125-20 diésel

Índices de elasticidad		ZIL 130	EQB 125-20
Elasticidad de torque	$e_M = M_{em\acute{a}x} / M_{eN}$	1,22	1,31
Elasticidad de frecuencia de rotación	$e_n = W_N / W_M$	1,78	1,87
Elasticidad total	$E = e_M \cdot e_n$	2,17	2,44
Coefficiente de adaptabilidad	$\Delta_{Me} = (e_M - 1) \cdot 100$	22,13	30,67

De la tabla se evidencia, que todos los índices de elasticidad son más favorables en el motor diésel, incluyendo la elasticidad de torque, generalmente superior en los motores de gasolina con respecto a los motores diésels convencionales. Claro, el EQB 125-20 es un motor relativamente moderno.

2) Análisis comparativo de sus características exteriores de velocidad.

En la figura se muestran las características exteriores de velocidad de ambos motores:

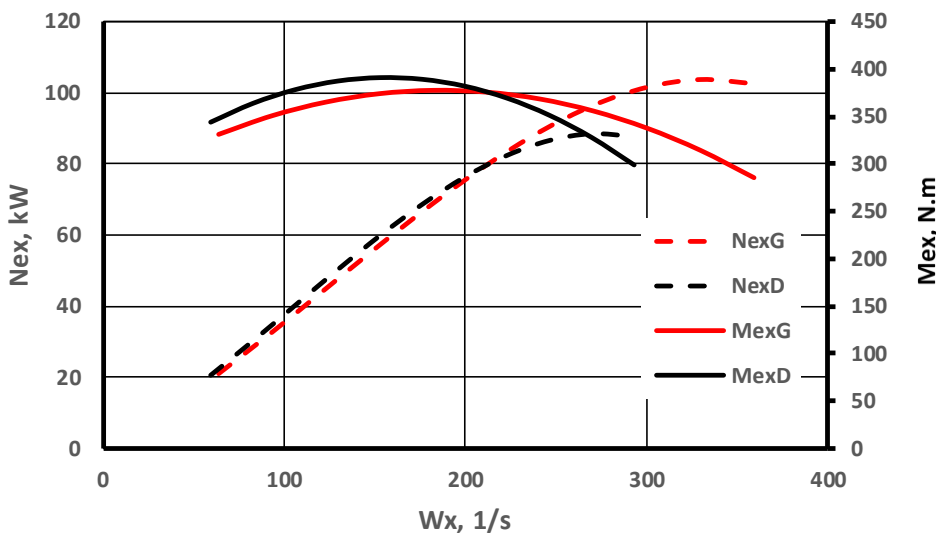


Fig. 3.5. Comparación de las características exteriores de velocidad de ambos motores.

De la figura:

- Se aprecia que no existen diferencias marcadas de torque y si de frecuencias de rotación entre los dos motores.
- En un importante rango de variación de la frecuencia de rotación la potencia y el torque son prácticamente iguales, un tanto mayores en el motor diésel.

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

En las [figuras 3 y 4 del Anexo](#), se muestran las características tractivas del vehículo original y el remodelado. Al igual que en el vehículo ligero, se utilizan las mismas escalas en ambas figuras, con el fin de facilitar la comparación. Con respecto a las mismas se realizan los siguientes comentarios:

- A pesar de no existir una diferencia marcada de torque, se aprecia en las marchas 1ra y 2da la diferencia que se genera en fuerza tractiva, favorable al vehículo remodelado. Es más difícil de apreciar en el resto de las marchas, aunque existe.
- Se aprecia, con toda claridad, la diferencia en velocidad teórica de movimiento, favorable al vehículo original.
- No se aprecia diferencia en áreas de ausencia de potencia, pues la pequeña diferencia que se aprecia en marchas intermedias favorable al vehículo original, se compensa, a simple vista, con la reducción del área de ausencia de potencia en 1ra marcha en el vehículo remodelado.
- No se aprecia diferencia en solape y pudiera existir alguna diferencia en selectividad, favorable el vehículo original.

Para despejar dudas, veamos el resultado del cálculo de los coeficientes que valoran la relación motor-sistema de transmisión:

Tabla 3.7. Comparación de los indicadores que evalúan la relación motor-sistema de transmisión en el vehículo original y el vehículo remodelado

Coeficientes de la relación motor-sistema de transmisión	Vehículo original		Vehículo remodelado	
	Calculado	Estándar	Calculado	Estándar
Aprovechamiento del área ideal	72.39	72.77	74.72	72.73
De recubrimiento	52.44	47.44	51.07	53.74
De selectividad	60.77	91.97	58.01	68.11

En relación con la tabla:

- En valor absoluto, hay un ligero incremento en el coeficiente de aprovechamiento del área ideal en el vehículo remodelado. Aquí se pone de manifiesto la gran incidencia del área de ausencia correspondiente a la 1ra marcha. Con relación a los estándares, es mayor el estándar en el vehículo remodelado (2.7%) y menor en el vehículo original (0.52%).
- El coeficiente de recubrimiento es mayor en el vehículo original, en valor absoluto (2.6%) y en relación con el estándar (10.5%).

- En cuanto a la selectividad, si bien es mayor el coeficiente, en valor absoluto en el vehículo original, su diferencia con el estándar es mayor (51.34% menor) que en el vehículo remodelado (17.4% menor). A esto lógicamente habrá que sumar la diferencia existente en cuanto al consumo específico, a la hora de valorar el comportamiento del consumo recorrido.

4) El análisis del comportamiento del consumo de combustible en los regímenes más adecuados de movimiento en la marcha superior

En las [tablas 7 y 8 del Anexo](#), se muestra el comportamiento del consumo recorrido de combustible en la marcha superior, en el vehículo original sin remolque y con remolque. Por su parte, en las [tablas 9 y 10 del Anexo](#), se muestra el comportamiento del consumo recorrido del vehículo remodelado sin remolque y con remolque. No obstante, al igual que en el caso anterior, mostraremos este comportamiento de forma gráfica:

Vehículos sin remolque (Fig. 3.6):

- Salta a la vista, la notable diferencia en consumo recorrido entre el vehículo original y el vehículo remodelado, favorable a este último en todo el rango de variación de la velocidad de movimiento.

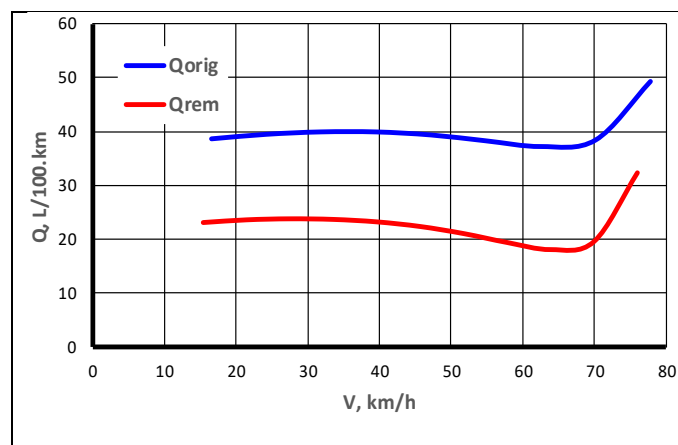


Fig. 3.6 Consumo recorrido de ambos vehículos sin remolque

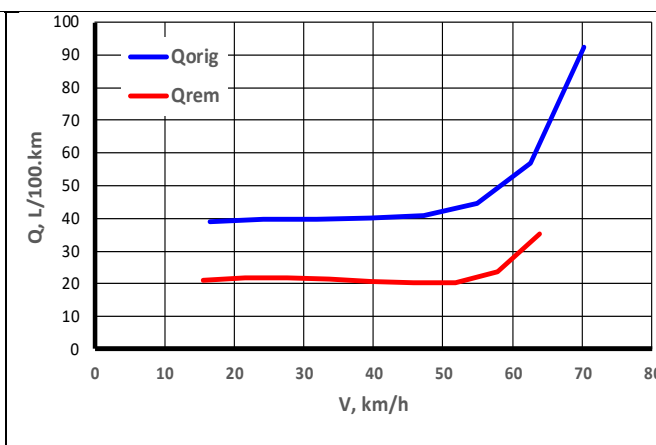


Fig. 3.7 Consumo recorrido de ambos vehículos con remolque

- No se aprecian diferencias notables en la velocidad de movimiento real, entre ambos vehículos, pues a pesar de la mayor frecuencia de rotación del vehículo original, el coeficiente de aprovechamiento de la potencia limita mayores incrementos de la velocidad.
- Note que incluso los valores de velocidad donde se alcanza el consumo recorrido mínimo son semejantes.

Vehículos con remolque (Fig. 3.7):

- En el vehículo remodelado con remolque, también se alcanzan los menores valores de consumo recorrido en el rango de variación de la velocidad de movimiento en que coinciden ambos vehículos.
- Comparando vehículo original sin remolque y con remolque, en un amplio rango de velocidades de movimiento, tal parece que el consumo recorrido no cambia, pero si analizamos las tablas vemos que hay cambios, aunque son ligeros. Entre otras cosas, el remolque recomendado es pequeño, alrededor de 6t de peso total, es decir, alrededor de 4t de carga útil.
- Aquí también, el incremento apreciable del consumo recorrido se produce para semejantes valores de velocidad de movimiento.

5) Principales indicadores cinemáticos y dinámicos del vehículo original y el vehículo remodelado

Se comienza con el análisis de comportamiento de la velocidad máxima de movimiento en la marcha superior, que se realiza normalmente con el vehículo sin remolque:

- No hay grandes diferencias en cuanto a la velocidad máxima entre ambos vehículos: 23.76 m/s (85.53 km/h) en el vehículo original contra 21 m/s (75.6 km/h) en el vehículo remodelado.
- En pendientes descendentes, con el vehículo embragado, puede el vehículo original aumentar su velocidad máxima, en el vehículo remodelado no es posible.
- Esto habla, al menos por concepto de velocidad de movimiento, de lo innecesario de un recálculo de condiciones de frenado.

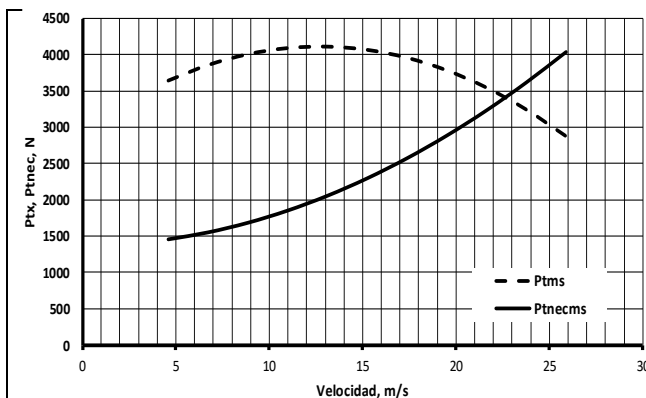


Fig. 3.8. $V_{\text{máx}}$ del vehículo original

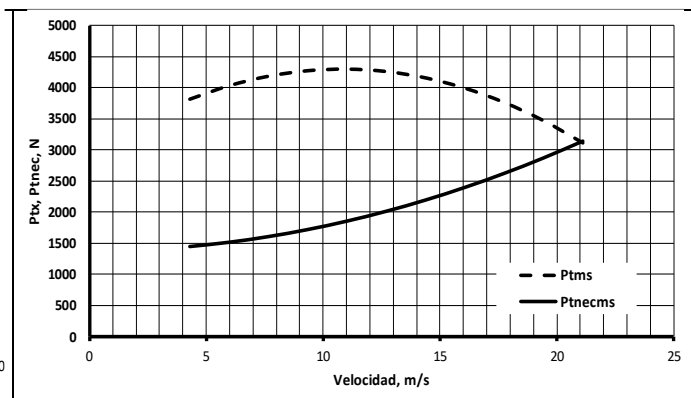


Fig. 3.9. $V_{\text{máx}}$ del vehículo remodelado

Desde el punto de vista dinámico, se presenta en la [tabla 3.8](#) una comparación de las capacidades de aceleración y las pendientes máximas que son capaces de subir desde el reposo ambos vehículos.

Tabla 3.8. Comparación de algunas cualidades dinámicas del vehículo original y el remodelado

Cualidades dinámicas	Vehículo original	Vehículo remodelado
Capacidad máxima de aceleración (1ra marcha)	0.7969 m/s^2	0.827 m/s^2

Capacidad de aceleración en marcha superior a 60 km/h	0.1194 m/s²	0.1124 m/s²
Pendiente máxima que asciende a partir del reposo	15.33°	15.93°

- Como se desprende de la tabla, tanto la capacidad de aceleración como la pendiente máxima que puede ascender el vehículo partiendo del reposo en 1ra marcha, dos importantes cualidades dinámicas, son superiores en el vehículo remodelado, a partir de una mayor reserva de fuerza tractiva.
- A 60 km/h, el coeficiente de aprovechamiento de la potencia es mayor en el vehículo remodelado, razón por la cual, su reserva de fuerza tractiva es menor, y por tanto, ligeramente menor su capacidad de aceleración.
- No existen diferencias notables entre uno y otro vehículo.

15) Valorar posibles afectaciones en las cualidades de estabilidad y frenado.

Este aspecto se valora con amplitud en otro epígrafe del trabajo.

16) Desarrollar cálculos de resistencia de materiales, si fuera necesario.

Como el objetivo de este trabajo no es realizar físicamente la remodelación, sino a partir de un estudio de caso demostrar la incidencia de la misma en la variación de las coordenadas del centro de gravedad no se desarrollan análisis que demuestren la necesidad de realizar cálculos de resistencia para la fijación del motor. De hecho, al tomar en cuenta los requerimientos del $M_{em\acute{a}x}$ se excluye la necesidad de recálculos de elementos del sistema de transmisión.

3.4.-La variación de las coordenadas del centro de gravedad y su efecto en la estabilidad del movimiento.

Aplicando la metodología expuesta en el Capítulo II, para ambos vehículos, se procede a:

- Determinar las coordenadas del centro de gravedad del vehículo con carga nominal, pero sin el motor.
- Determinar las coordenadas del centro de gravedad del vehículo con el motor propuesto.
- Determinar la incidencia de la variación de las coordenadas del centro de gravedad en la velocidad crítica del vehículo en curvas, para un radio de curva determinado.

Las coordenadas longitudinales y de altura de los vehículos, según la bibliografía, son las siguientes:

Tabla 3.9. Coordenadas longitudinales y de altura de los vehículos. Fuente: Borovskii, 1984

Vehículo	Coordenadas longitudinales	Coordenada de altura
Moskvitch 2140	a = 1.1128 m; b = 1.2872 m	$h_s = 0.596$ m

ZIL-131	$a = 2.15 \text{ m}; \quad b = 1.83 \text{ m}$	$h_s = 1.34 \text{ m}$
----------------	--	------------------------

La coordenada longitudinal desde del centro de gravedad de los motores hasta el eje de simetría del puente delantero y de altura con respecto a la superficie de apoyo, fueron tomadas de forma directa, midiendo sobre el vehículo, obteniendo los resultados que se muestran en la [tabla 3.10](#).

Tabla 3.10 Coordenadas longitudinal y de altura del centro de gravedad de los motores originales y propuestos. Fuente: [Elaboración propia](#).

Coordenadas	Vehículo ligero		Vehículo pesado	
	Moskvitch 2140	Citroen Advantage 1.9D Break	Zil 131	Cummins Modelo EBQ 125-20
$a_m, \text{ m}$	0.06	0.1215	0.368	0.6615
$h_{sm}, \text{ m}$	0.5	0.513	0.539	0.62

A continuación, los análisis de la incidencia de la remotorización en las coordenadas del centro de gravedad por vehículo.

Vehículo Ligero Moskvitch 2140

En el caso del Moskvitch 2140, además de los cálculos recomendados en la metodología, se analizará el efecto que en las coordenadas del centro de gravedad posee una práctica bastante generalizada, y si no autorizada, permitida, de colocar carga en parrillas ubicadas en el techo del vehículo.

Los resultados obtenidos se muestran en la siguiente [tabla 3.11](#)

Tabla 3.11 Efecto de la remotorización en el cambio de las coordenadas del centro de gravedad en el Moskvitch 2140. Fuente: [Elaboración propia](#).

Vehículo original		Vehículo remotorizado	
$a, \text{ m}$	1.1128	$a, \text{ m}$	1.0856
$h_s, \text{ m}$	0.596	$h_s, \text{ m}$	0.46
$R_{yd}, \text{ N}$	7602.75	$R_{yd}, \text{ N}$	7759.98
Vehículo original		Vehículo original con carga en parrilla	
$a, \text{ m}$	1.1128	$a, \text{ m}$	1.21
$h_s, \text{ m}$	0.596	$h_s, \text{ m}$	0.61

De la tabla se evidencia que la remotorización reduce la coordenada de altura del centro de gravedad, lo cual tiene una incidencia positiva en la estabilidad del movimiento. Por su parte, la variación de la coordenada de altura del centro de gravedad tiene su incidencia en la velocidad crítica al vuelco, que se muestra para el vehículo original y el vehículo remodelado en la [figura 3.10](#).

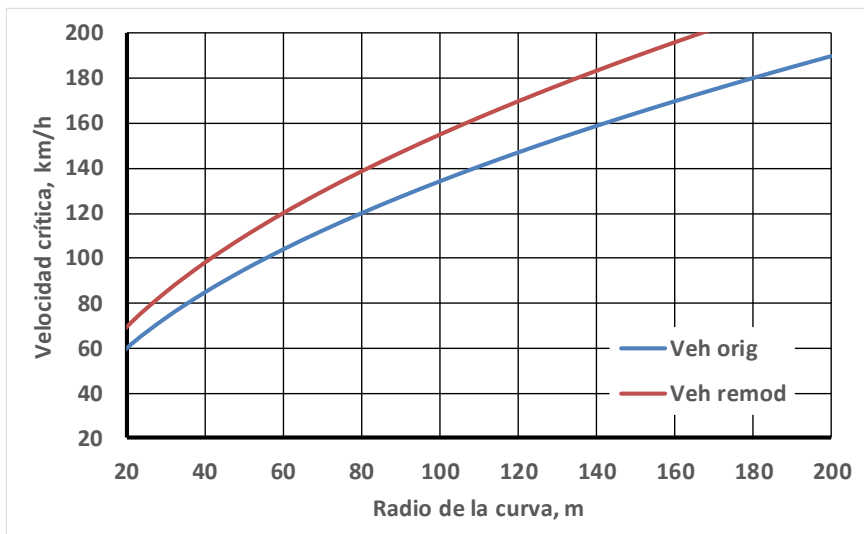


Fig. 3.10. Comportamiento de la velocidad crítica en curvas en el vehículo original y el vehículo remodelado.

Analizando los 2 casos que se proponen en la [tabla 3.11](#) y en la [fig. 3.10](#), se llegan a las siguientes conclusiones:

Para el vehículo original y el vehículo remotorizado:

- La coordenada “a” disminuye en un 2.5 %, pues al ser más pesado el motor propuesto, se produce un corrimiento de las coordenadas del centro de gravedad en dirección al puente delantero.
- La coordenada de altura se reduce en un 22.8%, pues se trata de un motor más pesado (59% mayor) y el centro de gravedad del motor se encuentra por debajo del centro de gravedad del vehículo.
- Lo anterior se refleja en un incremento significativa de la velocidad crítica al vuelco, que puede apreciarse en la [figura 3.10](#), lo cual favorece la estabilidad del vehículo remodelado en curvas.
- Cuando se coloca un peso uniformemente distribuido de 150 kg en una parrilla superior en el vehículo original: Se produce un incremento de un 8.7% de la coordenada ‘a’ y se incrementa la coordenada de altura del centro de gravedad en un 2.34%.
- La diferencia de carga que recae sobre el eje delantero es de 157.23N (16.02 kg), lo cual no crea diferencia significativa en la condición de neutro, sobrevirador o subvirador del vehículo original.

Esto nos indica, que el uso de las parrillas en la parte superior del vehículo provoca una afectación sensible y negativa de las coordenadas del centro de gravedad, lo cual afecta la estabilidad del movimiento del vehículo ligero, y por tal razón, debe regularse.

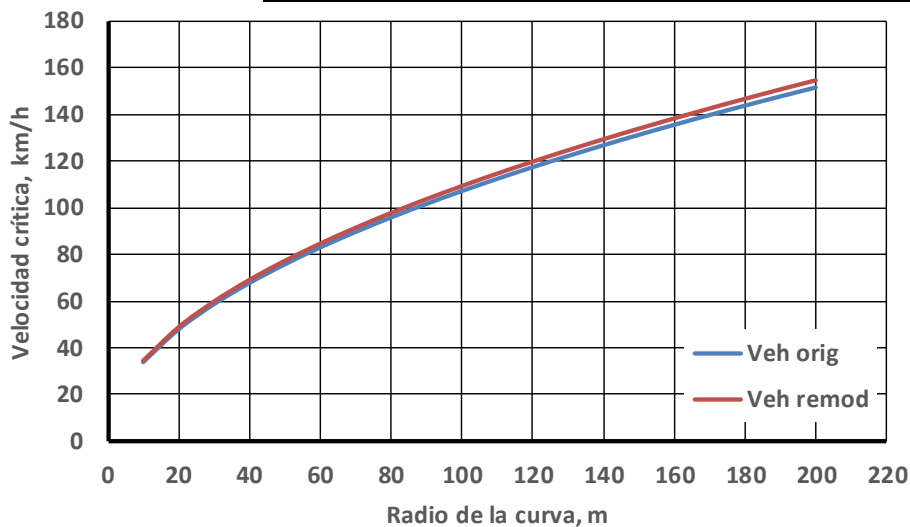
Vehículo pesado Zil 131

En el caso del vehículo pesado, la comprobación se realizará para el vehículo cargado, con su carga nominal, uniformemente distribuida. Los resultados obtenidos se aprecian en la siguiente [tabla 3.3](#).

Tabla 3.3 Comparación de los resultados obtenidos de las coordenadas del centro de gravedad longitudinal y de altura del vehículo pesado. Fuente: [Elaboración propia](#).

Vehículo original	Vehículo remotorizado
-------------------	-----------------------

a, m	2.15	a, m	2.0948
hs, m	1.34	hs, m	1.29
R _{yd} , N	52772.98	R _{yd} , N	54361.22



En la [figura 3.11](#), se muestra el comportamiento de la velocidad crítica al vuelco en curvas:

Fig. 3.11. Comportamiento de la $V_{crít}$ en el vehículo original y remodelado.

Analizando los resultados de la [tabla 3.3](#) y la [figura 3.11](#), se llegan a las siguientes conclusiones:

- La coordenada “a” disminuye en 2.69 %, lógicamente, se produce un desplazamiento del centro de gravedad en dirección al puente delantero, que es el eje de referencia, producido por el aumento de peso en el mismo que provoca el motor propuesto.
- La coordenada “hs” se disminuye en 3.73%, lo cual es también lógico, pues el centro de gravedad del motor se encuentra a relativa baja altura, en relación con la coordenada de altura del centro de gravedad del vehículo cargado.
- La velocidad crítica en curvas se ve poco afectada y pudiera decirse que el cambio de motor en este caso la favoreció ligeramente, ya que la misma aumentó en un 2.3 %. Esto se produce debido a la disminución de la coordenada de altura tras el cambio de motor.

Lo anterior indica, como es lógico, que el efecto de la remotorización en vehículos pesados tiene menor incidencia que en los vehículos ligeros, debido a la relación que existe entre la diferencia de peso del nuevo motor en relación al peso total del vehículo, pero tiene un impacto positivo sobre la estabilidad del vehículo.

3.5.-Conclusiones parciales.

Concluido el capítulo, arribamos a las siguientes conclusiones parciales:

- En cuanto a la remotorización del Moskvitch 2140, el motor propuesto garantiza elevadas cualidades cinemáticas, avaladas por una velocidad máxima a la altura de la correspondiente al vehículo original, que es de gasolina; elevadas cualidades dinámicas, avaladas por sus indicadores de elasticidad, su elevada capacidad de aceleración y elevados indicadores que caracterizan la relación motor-sistema de transmisión; además de bajos indicadores de consumo recorrido obtenidos a relativamente bajos coeficientes de aprovechamiento de la potencia.
- En cuanto a la remotorización del Zil-131, el motor propuesto si bien de menor potencia máxima, muestra mayor potencia en todo el rango de frecuencias de rotación en que coinciden, garantiza elevadas cualidades cinemáticas avalada por semejante velocidad máxima; elevadas cualidades dinámicas avaladas por elevados indicadores de elasticidad, semejantes capacidades de aceleración e indicadores que valoran la relación motor-sistema de transmisión; bajos indicadores de consumo recorrido, prácticamente inferiores en alrededor de un 50% a velocidades semejantes.
- Lo anterior, avala ambas remotorizaciones como factibles de realizar desde el punto de vista técnico.
- En el Moskvitch 2140 la remotorización se realiza con un motor mucho más pesado, por lo que se produce una reducción considerable en la altura del centro de gravedad del vehículo, lo cual repercute en un incremento sensible de la velocidad crítica.
- La diferencia de peso del motor, no obstante, no produce un incremento sensible de la reacción en el puente delantero, por lo que la condición original del vehículo de neutro, sobrevirador o subvirador no debe afectarse.
- En el Zil 131 no se produce con la remotorización variación sensible de peso del motor, por lo que se produce una reducción de la altura del centro de gravedad pero no es sensible, en correspondencia con el peso del motor propuesto. Por tal razón, la velocidad crítica en curvas es muy semejante y no hay cambios sensibles de la reacción en el puente delantero.

CONCLUSIONES GENERALES.

Al concluir el trabajo arribamos a las siguientes conclusiones:

1. El trabajo de diploma cumple con los objetivos generales establecidos en la siguiente investigación.
2. A pesar de las limitaciones existentes (necesidad de conocer peso y dimensiones del motor original y el propuesto) los motores seleccionados cumplen con los requisitos, y de concretarse la remotorización, garantizarían el trabajo de los vehículos con adecuados indicadores de desempeño.
3. Los dos casos de estudio (1 vehículo ligero y otro pesado) conducen a semejantes conclusiones que en el trabajo del diploma anterior vinculado con el tema: los motores, aun en el caso crítico de un motor de gasolina por uno diésel, reducen la altura del centro de gravedad del vehículo (h_s).
4. La disminución de la altura del centro de gravedad favorece el incremento de la velocidad crítica en curvas al vuelco, lo cual incide favorablemente sobre la estabilidad del movimiento en curvas.
5. La variación de las coordenadas longitudinales aumenta la reacción en el puente delantero, pero en ninguno de los casos provocará variación de la deriva del puente delantero, que varíen la condición original del vehículo (neutro, sobrevirador o subvirador).

RECOMENDACIONES.

Se recomienda, al finalizar el trabajo:

- Preparar un artículo, que resuma los resultados de los dos trabajos de diploma dedicados al tema, para contribuir a la generalización de sus resultados.
- Incluir los criterios fundamentales a que se arriban en el trabajo, en la metodología de remotorización que se elabora.
- Evaluar la posibilidad de construir el equipamiento necesario para la determinación de las coordenadas del centro de gravedad, útil para evaluar experimentalmente los efectos de remodelaciones constructivas sobre las coordenadas del centro de gravedad.

BIBLIOGRAFÍA

- Anderson, D. (2016). *Transport Statistics. Great Britain 2016*. (Energy and environment statistics) (p. 25). London, Great Britain: Department of Transport. National Statistics.
- Aparicio Izquierdo, F., Vera Álvarez, C., & Díaz López, V. (1995). *Teoría de los vehículos automóviles*. Universidad Politécnica de Madrid, España: Sección de Publicaciones de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Madrid.
- Arribas Mantelli, D., & Martín López, A.L. (2009). *Modelos matemáticos de la estabilidad lateral de Vehículos de Transporte Colectivo*. (Congreso). XVII Nacional de Ingeniería Mecánica, Gijón, España: from https://oa.upm.es/3777/1/INVE_MEM_2008_57208.pdf
- Bennet, C.R., Paterson, W., & Richardson, M. (2001). *Modelling Road User and environmental Effects in HMD-4* (1ra ed.). Washington, D.C: The World Bank.
- Borovskii, B. E. (1984). *Seguridad del movimiento del transporte automotor*. Leningrado: Lenizdat.
- Cárdenas Garnier, M. (2008). Criterios y metodología para la determinación de los parámetros dinámicos y cinemáticos para la remotorización. *Ingeniería Mecánica, ISPJAE*, 11(No. 2), 29–34.
- 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(No.4), 17–43.
- Chagoyén-Méndez; C.A., Campos-Pérez, Y.S., & Álvarez-Peña, C. (2015). Determinación de la posición de las cargas sobre los camiones. *Centro Azúcar*, 42(No.3), 1–10.
- Currier, P.N. (2011). *A Method for Modeling and Prediction of Ground Vehicle Dynamics and Stability in Autonomous Systems* (Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering). Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia.
<https://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.476.8530&rep=rep1&type=pdf>

Del Sol Morales, A. (2014). *Coeficientes de evaluación de la relación motor-sistema de transmisión* (Tesis de Grado). Universidad de Cienfuegos.

Enerdata. (2020). Anuario estadístico mundial de energía 2020. Banco Procredit.
<https://datos.enerdata.net/electricidad/datos-consumo-electricidad-hogar.html>

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.

Flores Corzo, V. (2014). ¿Qué son las reformas de importancia en el vehículo? *Circula seguro, publicación sobre seguridad vial*, 1–4.

Fuentes Vega, J. R., Cogollos Martínez, J. B., Millo Carmenate, V., & Pérez Gálvez, R. (2015). *Modelación matemática de ciclos de viaje e indicadores dinámicos y de consumo para vehículos pesados*. (Ponencia). Instituto Politécnico Nacional, Ciudad México, Mexico.

Fuentes Vega, J. R., Cogollos Martínez, J. B., & Pérez Gálvez, R. (2014). *Eficiencia energética en el Transporte Automotor*. Varela.

Fuentes Vega, J. R., Pérez Gálvez, R., Millo Carmenate, V., & Cogollos Martínez, J. B. (2017). *Remotorización del camión cuña International Pro Sleeper con el motor diesel Weichai 615.44*. (Proyecto de remodelación) (p. 35). Cienfuegos Cuba. Universidad de Cienfuegos.

Frutos Vásquez, C. P. (2022). *Consumo de combustible de vehículos mediante normas EPA con el uso de dinamómetro de chasis*. (Tesis de Grado). Universidad Internacional del Ecuador, Quito, Ecuador.

Guerra Pérez, R. (2018). *Perfeccionamiento de la metodología de remodelación vehicular* (Tesis de Grado). Universidad de Cienfuegos.

I.T.V. (2016). *Manual de Reformas de vehículos* (3ra revisión). España: Inspección Técnica Vehicular.

Ministerio de Industria, Energía y Turismo.

http://www.f2i2.net/documentos/lsi/STO_Vehiculos/Reformas/ManualReformasVehiculosRev3.pdf

Jensen, K.M., Santos, I.F., Clemmensen, L.K.H., Theodorsen, S., & Corstens, H.J.P. (2021). Mass estimation of ground vehicles based on longitudinal dynamics using IMU and CAN-bus data. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 162, 1–21.

Jiménez Alonso, F., & Aparicio Izquierdo, F. (2005). Cálculo de la velocidad segura de circulación de los vehículos automóviles en función de la geometría de la carretera. Comparación de modelos. *Universidad Politécnica de Madrid*, 15.

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. (Taller). *XII Internacional de Energía, Medio Ambiente y Desarrollo Sostenible*. Cienfuegos, Cuba.

Luque, P., Álvarez, D., & Vera, C. (2005). *Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico*. (2da ed.). España: Thomson.

Martín López, A.L. (2013). *Estudio teórico experimental de la estabilidad lateral en vehículos cisterna. Metodología para la determinación del umbral de vuelco* (Tesis Doctoral). Universidad Politécnica de Madrid, España. https://oa.upm.es/16621/1/04_ANGEL_LUIS_MARTIN_LOPEZ.pdf

Mejía Quintana, J. (2020). *Análisis aerodinámico mediante dinámica de fluidos computacional de un vehículo formula SAE* (Trabajo de Grado). Universidad Tecnológica De Pereira, Colombia. <https://repositorio.utp.edu.co/server/api/core/bitstreams/0fe95ff8-5dea-450b-93a2-df81b0c9630c/content>

- Meneses Ortiz, L.E., & Trejos Carbonó, M.C. (2018). *Análisis aerodinámico de generadores de vórtice instalados en el carenado de las ruedas del ultraliviano tipo Trike Aeronation Body Clipper 912 HJ-103* (Tesis de Grado). Fundación Universitaria Los Libertadores, Bogotá, Colombia.
- Millo Carmenate, V. (2003). *Establecimiento de criterios para la selección y/o comparación de camiones diesel* (Tesis de Grado). Universidad de Cienfuegos.
- Miranda Molina, J.R. (2021). *La velocidad mínima de movimiento estable y los coeficientes que valoran la relación motor-sistema de transmisión en vehículos ligeros* (Tesis de Grado). Universidad de Cienfuegos.
- Pazos Díaz, E. D. (2022). *La capacidad de aceleración y velocidad máxima: herramientas para la evaluación de remodelaciones*. (Tesis de Grado). Universidad de Cienfuegos.
- Pérez Gálvez, R. (2007). *Modelación de ciclos de viaje e indicadores dinámicos y de consumo para vehículos pesados* (Tesis Doctoral) Universidad de Cienfuegos.
- Pérez Gálvez, R., Fuentes Vega, J. R., Cogollos Martínez, J. B., Millo Carmenate, V., & Botana Beltrán, L.O. (2017). Determinación del coeficiente de resistencia del camino mediante un método de remolque. *INGE CUC*, 13(No. 2), 35–41. <https://doi.org/http://doi.org/10.17981/ingecuc.13.2.2017.0>
- Pérez García, K. J. (2022). *La remotorización y su vínculo con las coordenadas del centro de gravedad y la velocidad mínima de movimiento estable* (Tesis de Grado). Universidad de Cienfuegos.
- Real Decreto 866. (2016). *Manual de reformas de vehículos* (Ministerio de Industria, Energía y Turismo). España.
- Santana Reyes, S.A., Morales Leslie, J.F., de la Rosa Andino, A.A., & Alvarez Cabrales, A. (2020). Análisis aerodinámico de la carrocería de un ómnibus usando la Dinámica de Fluidos Computacional. *Revista Cubana de Ingeniería*, 11(No.1), 5–65.
- Sevilla Lacruz, V. (2017). *Modelado y simulación dinámica del automóvil Fiat/Seat 600* (Para optar al grado de Ingeniería Mecánica). Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño de la Universitat

Politécnica de València, España. [https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/86432/SEVILLA-Modelado y simulación dinámica del automóvil Fiat/Seat 600.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/86432/SEVILLA-Modelado_y_simulaci3n_dinámica_del_autom3vil_Fiat/Seat_600.pdf?sequence=1&isAllowed=y)

Tapia, P., Tigre, V., & Torres, F. (2017). Determinación del consumo de combustible de vehículos en base a los ciclos de conducción EPA FTP75 y EPA HWFET, en dinamómetro de chasis. *Revista Infociencia*, 11(No. 1), 5–12.

Tinaut Fluixá, F. (2021). *Estimación de prestaciones, consumo de combustible y emisiones de vehículos de transporte de pasajeros con un motor diésel de aspiración natural dependiendo de las condiciones ambientales y operativas* (Tesis Doctoral). Universidad de Valladolid, España.

ANEXOS

Tabla 1. Ficha técnica del auto ligero Moskvitch-2140

Tipo de vehículo	Auto ligero
Marca y modelo	Moskvitch-2140
Tracción	Trasera
Formula de ruedas	4x2
Motor	
Norma de pruebas de banco	GOST
Motor	412E
Combustible	Gasolina
Tipo	Carburación
Ubicación	Delantero longitudinal
Cilindrada (Vh), L	1.48
Nemáxfab, kW	55,2
nN, rpm	5800
Memáxfab, N.m	107,9
nM, rpm	3400-3800
geN, g/kW.h	273.63
Peso motor, kg	145
Dimensiones,mm	600 x 400 x 520
Relaciones de transmisión	
1ra marcha de la caja de velocidad isI	0,2865
2da marcha de la caja de velocidad isII	0,4902
3ra marcha de la caja de velocidad isIII	0,7519
4ta marcha de la caja de velocidad isIV	1,0000
Relación de transmisión principal im	0.2370
Dimensiones de las ruedas	
Diámetro de la llanta Do, plg	13
Ancho del perfil del neumático Bo, plg	6.45
Pesos	
Peso total del vehículo G, N	14175,45
Reacción en puente delantero Ryd, N	6572,7
Reacción en puente trasero Ryt, N	7602,75
Peso propio Gp, N	10251,45
Reacción en puente delantero Rydv, N	6572.7
Reacción en puente trasero Rytv, N	7602.75
Dimensiones	
Ancho A, m	1,62
Altura total H, m	1,48
Vía, m	1.27
Batalla L, m	2,4
Desempeño	
Consumo recorrido a 80 km/h Qv, L/100km	7.4

Velocidad máxima $V_{\max}$, km/h	142.3
Tiempo de impulso desde 0-100 km/h, s	19
Recorrido de frenado desde 80 km/h, m	42.6

Tabla 2. Ficha técnica del motor Citroen Advantage 1.9D Break

Norma de pruebas de banco	ISO
Motor	Citroen Advantage 1.9D
Combustible	Diésel
Tipo	Inyección directa
Cilindrada (V_h), L	1.9
$N_{\max}$fab, kW	52,98
n_N, rpm	4460
$M_{\max}$fab, N.m	130,18
n_M, rpm	2600
g_e, g/kW.h	189.47
Peso motor, kg	245
Dimensiones, mm	723 x 553 x 640

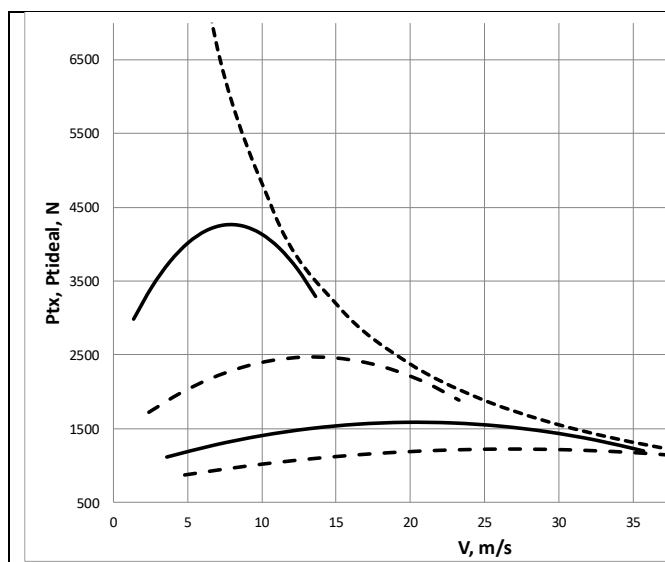


Fig. 1 Característica tractiva del vehículo original

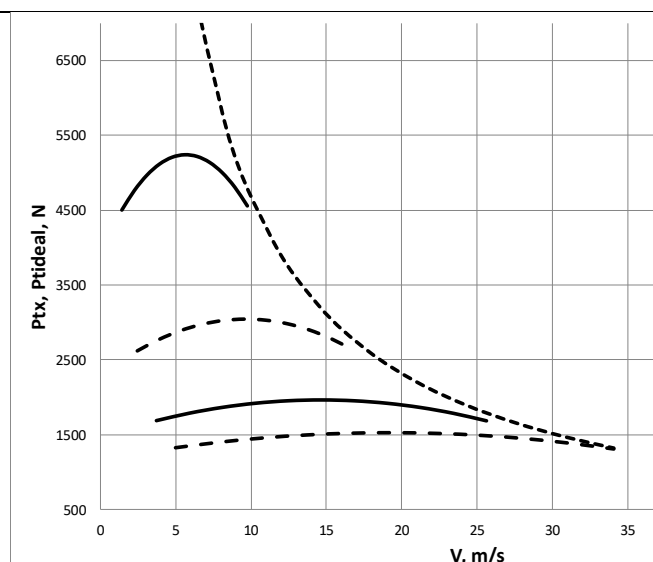


Fig. 2 Característica tractiva del vehículo remodelado

Tabla 3. Comportamiento del consumo de combustible en el vehículo original en la marcha superior (4ta marcha directa)

W_x	N_{ex}	M_{ex}	V , m/s	V , km/h	E_{fc}	P_{tx}	P_c	P_a	P_{tnec}	A_{pot}	K_a	K_n	g_e	Q , L/100 km
65,92	4,68	70,95	4,81	17,30	0,89	866,10	172,40	12,46	184,86	0,213	1,94	1,15	607,05	4,67

124,50	10,12	81,26	9,08	32,68	0,88	991,52	178,28	44,45	222,73	0,225	1,90	1,10	569,79	5,28
183,08	16,38	89,45	13,35	48,05	0,88	1090,01	187,78	96,11	283,90	0,260	1,77	1,05	511,37	6,05
241,66	23,08	95,52	17,62	63,43	0,88	1161,58	200,91	167,46	368,37	0,317	1,59	1,02	441,03	6,79
300,24	29,86	99,47	21,89	78,80	0,88	1206,21	217,65	258,49	476,14	0,395	1,35	0,98	364,68	7,27
358,82	36,34	101,29	26,16	94,18	0,88	1223,91	238,02	369,20	607,22	0,496	1,10	0,96	288,42	7,36
417,39	42,15	100,99	30,43	109,55	0,87	1214,69	262,00	499,59	761,59	0,627	0,86	0,95	223,26	7,18
475,97	46,92	98,57	34,70	124,93	0,87	1178,53	289,60	649,66	939,26	0,797	0,76	0,95	196,25	7,83
534,55	50,27	94,03	38,97	140,31	0,86	1115,44	320,83	819,41	1140,24	1,022	1,07	0,96	281,07	13,72
593,13	51,82	87,37	43,24	155,68	0,85	1025,43	355,67	1008,84	1364,52	1,331	2,56	0,99	693,81	40,98
651,71	51,22	78,59	47,52	171,06	0,84	908,48	394,14	1217,96	1612,09	1,774	7,51	1,04	2133,33	151,12

Tabla 4. Comportamiento del consumo de combustible en el vehículo remodelado en la marcha superior (4ta marcha directa)

Wx	Nex	Mex	V, m/s	V, km/h	Efi c	Ptx	Pc	Pa	Ptne c	Apo t	Ka	Kn	ge	Q, L/100k m
68,23	7,28	106,77	4,97	17,91	0,90	1320,49	172,56	13,35	185,91	0,141	2,78	1,13	593,32	3,91
108,11	12,21	112,96	7,88	28,38	0,90	1395,35	176,27	33,52	209,79	0,150	2,73	1,09	560,45	4,17
147,99	17,44	117,81	10,79	38,84	0,89	1453,19	181,66	62,81	244,46	0,168	2,63	1,05	521,20	4,52
187,88	22,79	121,32	13,70	49,31	0,89	1494,01	188,72	101,22	289,94	0,194	2,49	1,01	477,71	4,93
227,76	28,12	123,49	16,61	59,78	0,89	1517,80	197,47	148,75	346,22	0,228	2,31	0,99	431,38	5,32
267,64	33,27	124,31	19,51	70,25	0,89	1524,58	207,89	205,41	413,30	0,271	2,09	0,96	383,01	5,65
307,52	38,07	123,80	22,42	80,72	0,89	1514,34	219,99	271,19	491,18	0,324	1,85	0,95	333,02	5,86
347,40	42,36	121,94	25,33	91,18	0,88	1487,07	233,77	346,09	579,85	0,390	1,57	0,95	281,77	5,87
387,29	45,99	118,74	28,24	101,65	0,88	1442,79	249,22	430,11	679,33	0,471	1,27	0,95	230,27	5,64

427,17	48,79	114,21	31,14	112,12	0,88	1381,49	266,35	523,26	789,61	0,572	0,99	0,97	181,85	5,20
467,05	50,59	108,33	34,05	122,59	0,87	1303,16	285,16	625,53	910,69	0,699	0,77	1,00	146,44	4,85

Tabla 5. Ficha técnica del camión Zil-131

Ficha técnica	
Tipo de vehículo	Camión
Marca y modelo	ZIL 131
Fórmula de ruedas	6x6
Motor	
Norma utilizada en prueba de banco	GOST
Combustible	Gasolina
Tipo	Carburación
Cilindrada Vh, L	6
Nemáxfab, kW	110.3
nN, rpm	3200
Memáxfab, N.m	402
nM, rpm	1800-2000
geN, g/kW.h	388.97
Peso motor, kg	490
Dimensiones, mm	854 x 756 x 725
Relaciones de transmisión	
1ra marcha caja de velocidad isI	0.1344
2da marcha caja de velocidad isII	0.2439
3ra marcha caja de velocidad isIII	0.4367
4ta marcha caja de velocidad isIV	0.6803
5ta marcha caja de velocidad isV	1.0000
Relación de transmisión principal im	0.1362
Relación de transmisión caja de transferencia ict1	1.0000
Relación de transmisión caja de transferencia ict2	0.4808
Relación de transmisión en marcha atrás isMA	0.1410
Pesos	
Peso total camión G, N	114629.85
Reacción sobre el puente delantero Ryd, N	31392
Reacción sobre el puente trasero Ryt, N	83237.85
Peso propio camión Gp, N	63372.6
Peso total del remolque Gr, N	63765
Ruedas	
Número de ruedas	6
Diámetro de la llanta Do, plg	20
Ancho del perfil del neumático Bo, plg	12
Dimensiones	

Vía B, m	1.82
Altura total H, m	2.975
Batalla L, m	3.975
Desempeño	
Consumo recorrido a 30-40 km/h Qv, L/100km	40
Velocidad máxima Vmáx, km/h	80
Recorrido de frenado desde 50 km/h, m	29

Tabla 6. Ficha técnica del motor Cummins EQB 125-20

Norma utilizada en prueba de banco	SAE
Combustible	Diésel
Tipo	Inyección directa
Cilindrada Vh, L	3.9
Nemáxfab, kW	92
nN, rpm	2800
Memáxfab, N.m	410
nM, rpm	1500
geN, g/kW.h	255
Peso motor, kg	520
Dimensiones, mm	766.2 x 815.8 x 854.3

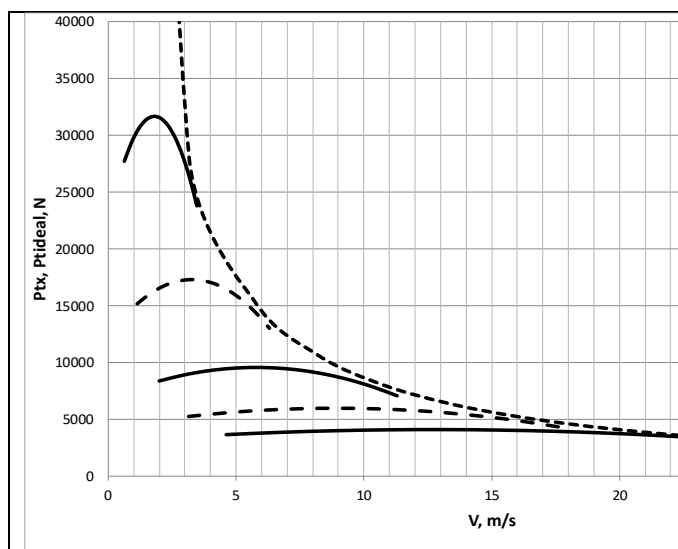


Fig. 3. Característica tractiva del vehículo original

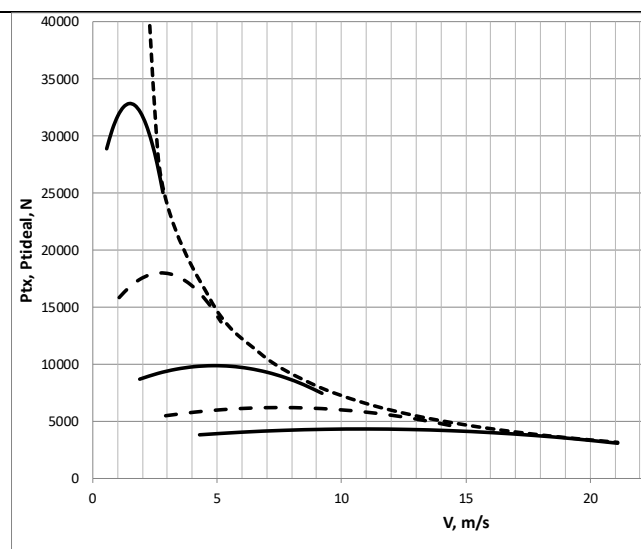


Fig. 4. Característica tractiva del vehículo remodelado

Tabla 7. Comportamiento del consumo de combustible en el vehículo original en marcha superior (5ta directa) sin remolque

Wx	Nex	Mex	V, m/s	V, km/h	Efi c	Ptx	Pc	Pa	Pgan	Ptnec	Ap ot	Ka	Kn	gex	Q, L/100km
64,04	21,20	331,00	4,61	16,60	0,79	3648,83	1392,61	67,31	0,00	1459,93	0,400	1,34	1,10	575,38	38,69
93,59	32,84	350,86	6,74	24,25	0,79	3862,42	1411,98	143,78	0,00	1555,76	0,403	1,33	1,06	550,88	39,53
123,14	44,98	365,28	8,86	31,91	0,79	4011,53	1438,62	248,92	0,00	1687,54	0,421	1,28	1,03	512,35	39,97
152,70	57,15	374,27	10,99	39,57	0,78	4096,17	1472,51	382,73	0,00	1855,24	0,453	1,20	1,00	464,35	39,96
182,25	68,86	377,82	13,12	47,23	0,78	4116,33	1513,68	545,21	0,00	2058,89	0,500	1,09	0,97	410,70	39,41
211,80	79,62	375,93	15,25	54,89	0,77	4072,02	1562,10	736,37	0,00	2298,47	0,564	0,96	0,96	355,68	38,32
241,35	88,97	368,61	17,37	62,55	0,77	3963,23	1617,79	956,19	0,00	2573,98	0,649	0,83	0,95	306,57	37,26
270,91	96,40	355,85	19,50	70,21	0,76	3789,96	1680,74	1204,69	0,00	2885,43	0,761	0,76	0,95	279,66	38,47
300,46	101,45	337,65	21,63	77,87	0,75	3552,21	1750,95	1481,86	0,00	3232,82	0,910	0,84	0,97	316,09	49,32
330,01	103,63	314,02	23,76	85,53	0,74	3249,99	1828,43	1787,71	0,00	3616,14	1,113	1,36	1,00	527,77	93,63
359,57	102,46	284,95	25,88	93,18	0,72	2883,29	1913,17	2122,22	0,00	4035,40	1,400	3,09	1,04	1246,58	252,42

Tabla 8. Comportamiento del consumo de combustible en el vehículo original en marcha superior (5ta directa) con remolque

Wx	Nex	Mex	V, m/s	V, km/h	Efi c	Ptx	Pc	Pa	Pgan	Ptnec	Ap ot	Ka	Kn	gex	Q, L/100km
64,04	21,20	331,00	4,61	16,60	0,79	3648,83	1392,61	84,14	774,67	2251,42	0,617	0,87	1,10	375,01	38,89
93,59	32,84	350,86	6,74	24,25	0,79	3862,42	1411,98	179,73	785,44	2377,15	0,615	0,88	1,06	361,99	39,69
123,14	44,98	365,28	8,86	31,91	0,79	4011,53	1438,62	311,15	800,26	2550,02	0,636	0,85	1,03	338,64	39,92
152,70	57,15	374,27	10,99	39,57	0,78	4096,17	1472,51	478,41	819,11	2770,04	0,676	0,80	1,00	311,07	39,97
182,25	68,86	377,82	13,12	47,23	0,78	4116,33	1513,68	681,52	842,01	3037,20	0,738	0,76	0,97	287,94	40,75
211,80	79,62	375,93	15,25	54,89	0,77	4072,02	1562,10	920,46	868,95	3351,51	0,823	0,76	0,96	283,47	44,53
241,35	88,97	368,61	17,37	62,55	0,77	3963,23	1617,79	1195,24	899,92	3712,96	0,937	0,88	0,95	324,84	56,95

270,91	96,40	355,85	19,50	70,21	0,76	3789,96	1680,74	1505,87	934,94	4121,55	1,087	1,27	0,95	470,03	92,35
300,46	101,45	337,65	21,63	77,87	0,75	3552,21	1750,95	1852,33	974,00	4577,29	1,289	2,27	0,97	853,43	188,53
330,01	103,63	314,02	23,76	85,53	0,74	3249,99	1828,43	2234,64	1017,10	5080,17	1,563	4,68	1,00	1813,49	451,96
359,57	102,46	284,95	25,88	93,18	0,72	2883,29	1913,17	2652,78	1064,24	5630,19	1,953	10,64	1,04	4296,82	1213,89

Tabla 9. Comportamiento del consumo de combustible en el vehículo remodelado en marcha superior (5ta directa) sin remolque

Wx	Nex	Mex	V, m/s	V, km/h	Efi c	Ptx	Pc	Pa	Pgan	Ptnec	Apo t	Ka	Kn	gex	Q, L/100km
59,79	20,61	344,61	4,30	15,50	0,79	3813,51	1390,43	58,69	0,00	1449,11	0,380	1,61	1,10	397,52	23,09
83,14	30,30	364,44	5,98	21,55	0,79	4031,25	1404,30	113,45	0,00	1517,75	0,376	1,62	1,06	387,62	23,59
106,48	40,34	378,85	7,67	27,59	0,79	4184,90	1422,70	186,11	0,00	1608,81	0,384	1,59	1,03	368,07	23,78
129,82	50,35	387,87	9,35	33,64	0,79	4274,45	1445,64	276,64	0,00	1722,28	0,403	1,52	1,00	341,39	23,66
153,16	59,96	391,47	11,03	39,69	0,79	4299,92	1473,11	385,07	0,00	1858,18	0,432	1,41	0,98	309,35	23,21
176,50	68,78	389,68	12,71	45,74	0,78	4261,29	1505,11	511,38	0,00	2016,49	0,473	1,27	0,96	273,32	22,35
199,85	76,44	382,48	14,39	51,79	0,78	4158,57	1541,64	655,59	0,00	2197,22	0,528	1,10	0,95	234,84	21,05
223,19	82,55	369,88	16,07	57,84	0,77	3991,76	1582,70	817,67	0,00	2400,37	0,601	0,92	0,95	196,75	19,41
246,53	86,75	351,87	17,75	63,89	0,76	3760,86	1628,29	997,65	0,00	2625,94	0,698	0,77	0,96	166,09	18,10
269,87	88,64	328,46	19,43	69,94	0,75	3465,87	1678,41	1195,51	0,00	2873,93	0,829	0,74	0,97	162,05	19,58
293,22	87,86	299,64	21,11	75,99	0,74	3106,78	1733,07	1411,26	0,00	3144,33	1,012	1,06	1,00	239,89	32,27

Tabla 10. Comportamiento del consumo de combustible en el vehículo remodelado en marcha superior (5ta directa) con remolque

Wx	Nex	Mex	V, m/s	V, km/h	Efi c	Ptx	Pc	Pa	Pgan	Ptnec	Apo t	Ka	Kn	gex	Q, L/100km
59,79	20,61	344,61	4,30	15,50	0,79	3813,51	1390,43	73,36	773,45	2237,24	0,587	0,95	1,10	235,56	21,12

83,1 4	30,3 0	364, 44	5,98	21,55	0,7 9	4031, 25	1404, 30	141,8 2	781, 17	2327, 28	0,57 7	0,9 7	1,0 6	232, 71	21,72
106, 48	40,3 4	378, 85	7,67	27,59	0,7 9	4184, 90	1422, 70	232,6 3	791, 41	2446, 74	0,58 5	0,9 6	1,0 3	221, 60	21,77
129, 82	50,3 5	387, 87	9,35	33,64	0,7 9	4274, 45	1445, 64	345,8 1	804, 16	2595, 61	0,60 7	0,9 1	1,0 0	204, 70	21,38
153, 16	59,9 6	391, 47	11,0 3	39,69	0,7 9	4299, 92	1473, 11	481,3 4	819, 44	2773, 89	0,64 5	0,8 4	0,9 8	184, 97	20,72
176, 50	68,7 8	389, 68	12,7 1	45,74	0,7 8	4261, 29	1505, 11	639,2 3	837, 24	2981, 58	0,70 0	0,7 7	0,9 6	166, 42	20,12
199, 85	76,4 4	382, 48	14,3 9	51,79	0,7 8	4158, 57	1541, 64	819,4 8	857, 56	3218, 68	0,77 4	0,7 3	0,9 5	155, 69	20,44
223, 19	82,5 5	369, 88	16,0 7	57,84	0,7 7	3991, 76	1582, 70	1022, 09	880, 40	3485, 19	0,87 3	0,7 8	0,9 5	165, 73	23,74
246, 53	86,7 5	351, 87	17,7 5	63,89	0,7 6	3760, 86	1628, 29	1247, 06	905, 77	3781, 12	1,00 5	1,0 4	0,9 6	224, 60	35,24
269, 87	88,6 4	328, 46	19,4 3	69,94	0,7 5	3465, 87	1678, 41	1494, 39	933, 65	4106, 45	1,18 5	1,8 2	0,9 7	398, 62	68,80
293, 22	87,8 6	299, 64	21,1 1	75,99	0,7 4	3106, 78	1733, 07	1764, 08	964, 05	4461, 20	1,43 6	3,8 1	1,0 0	859, 41	164,01