



*Certificación ISO 9001:2000 †*

---

---

# **Método para la configuración del tren motriz de vehículos de servicio pesado con uso eficiente de combustible**

**Mercedes Yolanda Rafael Morales  
Jaime Gonzalo Cervantes de Gortari  
Alejandro Alfredo Lozano Guzmán**

**Publicación Técnica No. 346  
Sanfandila, Qro, 2011**

---

---

**SECRETARÍA DE COMUNICACIONES Y TRANSPORTES**  
**INSTITUTO MEXICANO DEL TRANSPORTE**

**Método para la configuración del tren motriz de  
vehículos de servicio pesado con uso eficiente de  
combustible**

**Publicación Técnica No. 346**  
**Sanfandila, Qro. 2011**

---







---

Esta investigación fue realizada en la Coordinación de Ingeniería Vehicular e Integridad Estructural del Instituto Mexicano del Transporte, por la Dra. Mercedes Yolanda Rafael Morales del Instituto Mexicano del Transporte, el Dr. Jaime Cervantes de Gortari de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México y el Dr. Alejandro Lozano Guzmán del Centro de Investigación de Ciencias Aplicadas y Tecnología Avanzada del Instituto Politécnico Nacional Unidad Querétaro. Este documento formó parte de los trabajos de la Dra. Rafael Morales para la obtención del grado de Doctor en Ingeniería de la Universidad Autónoma de Querétaro.

---

# Índice

---

Resumen	vii
Abstract	ix
Resumen ejecutivo	xi
I. Introducción	1
I.1 Antecedentes	1
1.2 Descripción y contribución del trabajo	3
II. Revisión de la Literatura	5
III. Descripción del Problema	7
III.1 Tren Motriz	7
III.2 Consumo de combustible	8
III.3 Resistencia al movimiento del vehículo	8
IV. Elementos a considerar para el análisis del tren motriz	13
IV.1 Fuerzas que se oponen a la marcha del VSP	13
IV.1.1 Chasis	13
IV.1.2 Resistencia al aire	14
IV.1.3 Fuerza de resistencia al rodamiento	15
IV.1.4 Fuerza debida a la pendiente	18
IV.2 Consideraciones operativas	18
IV.3 Configuración del tren motriz	19
IV.3.1 Motor	20
IV.3.2 Embrague	24
IV.3.3 Caja de velocidades (Transmisión)	26
IV.3.4 Diferencial	31

---

IV.3.5	Llantas.	34
V.	Consideraciones para establecer el modelo de análisis	37
V.1	Problemas para realizar mediciones durante la operación del vehículo	37
V.2	Eficiencia del Tren motriz	39
VI.	Análisis del tren motriz	43
VI.1	Metodología	43
VI.1.1	Clase de vehículo.	43
VI.1.2	Tamaño de las llantas.	43
VI.1.3	Transmisión.	45
VI.1.4	Motor.	45
VI.1.5	Diferencial.	46
VI.1.6	Cálculo de la capacidad de arranque	47
VI.1.7	Cálculo de la capacidad de ascenso	47
VI.1.8	Patrón de cambios y graficas de desempeño	47
VI.2	Elementos para el análisis	48
VI.3	Algoritmo del programa de selección del tren motriz	48
VII.	Estructura del programa de evaluación y selección del Tren motriz (PSTM-VW)	53
VII.1	Barra de selección	53
VII.2	Módulo selección	56
VII.3	Módulo evaluación	57
VII.4	Modulo de Bases de datos	58
VIII.	Aplicación del método de análisis del tren motriz	59
VIII.1	Tractocamión articulado T3-S2	59
VIII.2	Alternativas para el tractocamión articulado T3-S2	66

---

VIII.2.A Selección de una nueva transmisión	66
VIII.2.B Selección de motor y transmisión	70
VIII.2.C Análisis de las selecciones	74
VIII.3 Evaluación de Autobús B2	77
VIII.3.A Selección de un nuevo tren motriz.	82
VIII.3.B Análisis de la selección del tren motriz del autobús B2	89
VIII.4 Evaluación del tren motriz de autobús B3	92
VIII.4.A Selección de nuevo diferencial para el tren motriz del autobús B3	97
VIII.4.B Análisis de la selección del diferencial en el tren motriz del autobús B3 con uso eficiente del combustible	103
IX. Conclusiones	107
Referencias	109



# Resumen

---

El autotransporte en México, especialmente el de servicio pesado, presenta un consumo elevado de combustible ocasionado principalmente por el desempeño ineficiente del tren motriz de los vehículos de servicio pesado –VSP-. La selección del tren motriz de los VSP es una tarea compleja debido a que todos los elementos están relacionados, ocasionando que la selección resulte en un proceso que requiere gran cantidad de tiempo. Este trabajo presenta un procedimiento sistemático de selección y análisis, rápido y confiable para configurar el tren motriz con uso eficiente del combustible y lograr un desempeño óptimo de los VSP. El método considera la ruta a transitar, la altitud máxima sobre el nivel de mar, la máxima pendiente de ascenso, la capacidad de carga del vehículo y el consumo de combustible. Considerando estas variables, el método ubica el régimen del motor con uso eficiente del combustible y establece las capacidades de arranque y ascenso en pendientes con una velocidad aceptable. El método, al considerar las prácticas y necesidades de la empresa de transporte, optimiza la utilización de cada componente del tren motriz, prolongando su vida útil y logrando ahorros substanciales de combustible y una disminución de las emisiones contaminantes al medio ambiente.

**PALABRAS CLAVE:** Vehículo pesado, tren motriz, uso eficiente de combustible.



# Abstract

---

The trucking in Mexico, especially the heavy duty vehicles –HDV-, has a high fuel consumption caused mainly by the inadequate performance of their powertrain. The powertrain selection method here proposed takes into account the interaction of each component, since any change on each of them affects the overall performance. A software program was developed to evaluate the powertrain of any HDV in real operation conditions. The selection of the HDV drivetrain is a long lasting, because all elements are related. This work presents a systematic fast and reliable procedure for analysis and selection of the powertrain. Along with fuel efficiency, it achieves an optimum performance of the HDV. The method considers the travel route, the maximum altitude above sea level, the maximum ascending slope and carrying load and fuel consumption. These variables are used to establish the engine optimal operation with respect to fuel efficiency, considering the startability on slopes and gradeability, with acceptable speed. The method by considering the practices and needs of the transportation company optimizes the use of each component of the powertrain, prolonging life and achieving substantial fuel savings and reduced emissions to the environment.

Key words: Heavy-duty vehicle, powertrain, fuel consumption.



# Resumen ejecutivo

---

El sector transporte en México, presenta un consumo elevado de combustible especialmente el autotransporte destinado al servicio pesado, esto ocasionado principalmente por el pobre desempeño del tren motriz de los vehículos de servicio pesado –VSP- utilizados en las empresas de autotransporte. El equipo de VSP utilizado en México está compuesto por vehículos que han sido seleccionados de manera tradicional. La selección de los vehículos se basa en las preferencias personales de los transportistas, en la experiencia de los operadores con algún tipo de vehículo que se encuentra en servicio, en las recomendaciones comerciales o, en algunos casos, se realizan cambios que sugieren los operadores para corregir alguna deficiencia operativa menor. En todos los casos no se realiza un análisis del comportamiento del tren motriz, considerando las condiciones reales de operación del vehículo al que está destinado.

El procedimiento de selección del tren motriz no es una tarea fácil de realizar, ya que cada mecanismo que forma parte del tren motriz se encuentra relacionado con los demás componentes. Dicha selección debe, además, cumplir con la reglamentación vigente en México para la operación de los vehículos destinados al servicio pesado. La configuración del tren motriz es una tarea compleja de realizar, por lo que el transportista necesita contar con criterios que le ayuden en el análisis para la selección de cada uno de los elementos del tren motriz de las unidades más adecuadas a sus necesidades.

La selección del tren motriz es un proceso que requiere gran cantidad de tiempo para su realización por lo que se vio la necesidad de contar con un procedimiento sistemático de selección rápido y confiable. Considerando lo anterior, se desarrolló un método que permite realizar la selección y análisis del tren motriz (STM) con los componentes comerciales que existen en nuestro país, tanto para un vehículo nuevo como para uno usado, y que cumple con la normatividad que existe en México para limitar velocidad, pesos y dimensiones.

El programa de cómputo fue desarrollado en ambiente *Windows* y está sustentado por mediciones en campo del desempeño de los vehículos, incluyendo su consumo de combustible. El método considera la ruta a transitar, la altitud máxima sobre el nivel de mar, la máxima pendiente de ascenso y la capacidad de carga del vehículo. Tomando en cuenta estas variables, se busca el régimen óptimo de operación del motor respecto a su eficiencia energética y la evaluación de las capacidades de arranque y ascenso en pendientes con una velocidad comercialmente aceptable.

La evaluación de los factores mencionados permite orientar al transportista sobre los elementos más adecuados para la selección o reconstrucción de los trenes motrices de las unidades que satisfagan sus necesidades. Al considerar las prácticas y necesidades de la empresa de transporte (rutas, niveles de carga, velocidades de operación, etc.), se optimiza la utilización de cada componente del

tren motriz, prolongando su vida útil y logrando ahorros substanciales de combustible y una disminución de las emisiones contaminantes al medio ambiente.

Al operar el vehículo dentro de la zona de economía de combustible del motor, se obtiene un desempeño mecánico óptimo de todos los componentes del tren motriz. Si a esto se añade un manejo confortable de los VSP por parte del operador, se incrementa la seguridad vial.

En el Capítulo I se presenta una introducción al tema, en donde se presentan los antecedentes de la problemática a tratar, tal como el alto consumo de combustible y su relación con la selección del vehículo.

El Capítulo II expone una revisión de los trabajos que se han realizados sobre algoritmos de simulación del tren motriz. Los trabajos encontrados en la mayoría de los casos son referidos al desarrollo de programas de simulación u optimización de algún elemento del tren motriz para alcanzar un bajo consumo de combustible o para el control de las emisiones contaminantes generadas por los vehículos.

La problemática a la que se encuentran sujetos los VSP durante su operación se presenta en el Capítulo III, tal como la de ascender pendientes pronunciadas, el peso de la carga a transportar y la velocidad, así como las diferentes resistencias a vencer para el movimiento del vehículo.

En el Capítulo IV se presentan las ecuaciones para el cálculo de los elementos del tren motriz, la habilidad de arranque en pendiente (*startability*) y la habilidad de ascenso en pendiente (*gradeability*). También se consideran los elementos para el análisis del tren motriz, como son: Las fuerzas de oposición a la marcha del vehículo, los aspectos técnicos, normativos y de operación de los VSP.

En el Capítulo V se describe la problemática principal para la selección del tren motriz que es; los factores ambientales, el clima y el tráfico que cambian constantemente, lo que hace que las condiciones de la prueba real no sean repetibles. En este capítulo se presentan el cálculo de las potencias demandadas al motor para vencer las fuerzas que se oponen a su movimiento y los factores considerados en la determinación de la eficiencia del tren motriz.

En el Capítulo VI se explica la metodología para el análisis del tren motriz basada en la normatividad vigente y el algoritmo del programa desarrollado para realizar el análisis del tren motriz de vehículos nuevos o en operación.

En el Capítulo VII se expone la estructura del programa de evaluación y selección del tren motriz realizado en ambiente Windows (PSTM-VW), en donde se presentan las diferentes pantallas que el programa va desplegando tanto para la entrada de datos, como de los resultados en la selección de cada uno de los componentes del tren motriz.

En el Capítulo VIII se presenta la aplicación del método de análisis del tren motriz, en donde se muestran las evaluaciones realizadas a vehículos de diferentes empresas de transporte. Los recorridos de prueba se hicieron en las rutas que normalmente realizan durante su operación, y se evaluó el desempeño del vehículo considerando el uso eficiente del combustible. Para efectos de ilustración de la aplicación del método de análisis desarrollado, los vehículos utilizados fueron un tractocamión articulado T3-S2, un autobús B2 y un autobús B3.

En el Capítulo IX se presentan las conclusiones sobre el desarrollo y aplicación del método de análisis, encontrándose que en los tres casos explicados se alcanzan ahorros sustanciales de combustible, así como, los trabajos a futuro que se pueden realizar.

Los resultados obtenidos con el método se presentan en forma de gráficas, acompañadas de un listado de las características del vehículo y del tren motriz seleccionado. Las gráficas incluyen el diagrama de velocidades con el patrón de cambios de la transmisión dentro de la zona de mínimo consumo de combustible y la gráfica de máxima capacidad de ascenso. Se exponen también, los resultados comparativos del consumo de combustible de los VSP equipados con y sin un tren motriz óptimo, con objeto de ilustrar el potencial de ahorro en litros de combustible y en costos.



# I Introducción

---

La adecuada selección del tren motriz de un vehículo de servicio pesado tiene un impacto directo en la productividad de las empresas de autotransporte y por lo tanto en la economía del País. La tarea de realizar la configuración del tren motriz es compleja, por lo que el transportista necesita contar con criterios que le ayuden en el análisis para la selección de cada uno de los elementos del tren motriz de las unidades más adecuadas a sus necesidades. El propósito de este trabajo es la de presentar un método de análisis que permita establecer los criterios técnicos necesarios para la selección del tren motriz de los vehículos de servicio pesado (VSP) considerando el uso eficiente del combustible.

## I.1 Antecedentes

El equipo de transporte utilizado para el servicio pesado en México, está compuesto por vehículos que han sido seleccionados de manera tradicional. Esto es, la selección se basa en las preferencias personales de los transportistas, en la experiencia de los operadores con algún tipo de vehículo que se encuentra en servicio, en las recomendaciones comerciales y, sólo en algunos casos, se realizan cambios que, en general, sugieren los operadores para corregir alguna deficiencia operativa menor.

Lo anterior ha provocado que los vehículos tengan un desempeño deficiente durante su operación, debido principalmente a que no se considera la relación que existe entre cada uno de los elementos del tren motriz y cómo éstos afectan el desempeño de la unidad, su consumo de combustible, su capacidad de carga, así como la cantidad de emisiones contaminantes que arrojan al medio ambiente.

Los vehículos de servicio pesado (VSP) constituyen una fuente importante de ahorro de combustible (CONAE et al., 1994), y por lo tanto en la reducción de emisiones contaminantes, al lograr un uso eficiente del combustible. En los EE.UU. (NESCCAF, 2006), los tractocamiones que utilizan Diesel contribuyen con aproximadamente el 7% de las emisiones de gases de efecto invernadero (GHG), con un 20% del ozono que forma parte de los agentes contaminantes y aproximadamente el 50% del material particulado en las áreas urbanas. Así, en la última década se ha identificado una correlación clara entre el aumento de emisiones y el consumo de energía en el autotransporte.

En México, de acuerdo con datos de la Secretaría de Comunicaciones y Transportes –SCT- (SCT, 2007), del parque vehicular nacional, más del 60% de los vehículos supera los 10 años de antigüedad por lo que su eficiencia energética es limitada, lo que implica, mayor consumo de combustibles y con esto un aumento de emisiones contaminantes (CICC, 2006).

A nivel nacional el autotransporte de pasajeros transportó el 98% de la demanda de viajes. A su vez, el autotransporte de carga contribuye a desplazar el 83% de la

carga total que se mueve. Esto es, el autotransporte es el modo de transporte más importante en términos tanto del volumen de carga como del número de pasajeros (SCT, 2007).

De las cifras del consumo de combustible de los diferentes modos de transporte de los últimos cinco años (SENER, 2008), se observa que el autotransporte representa el 91 % del consumo total de combustible (incluye el consumo de los automóviles) en el Sector Transporte. El autotransporte de servicio pesado, tanto de carga como de pasajeros, representa el 26,7 % del total de Diesel consumido en el país. La importancia de esta cifra resalta, ya que representa el 12,5 % del total de la energía que se consume en México. De aquí se desprende que las variaciones en el consumo de combustible que registren los VSP pueden incidir de manera fundamental en la eficiencia energética del país.

De acuerdo con estudios realizados en varias empresas mexicanas de autotransporte (Rafael, 2002), el consumo de combustible de los VSP se ve afectado por el tipo de vehículos, la logística de operación de las empresas, los esquemas de mantenimiento, y por las prácticas y costumbres en la conducción de éstos. Por ello es que es necesario adecuar las características mecánicas del vehículo, en particular los componentes del tren motriz, al tipo de recorrido que ofrecen las empresas de transporte. Esta adecuación permitirá alcanzar un rendimiento mecánico y energético óptimo, tanto para subir pendientes a una velocidad razonable como para circular en condiciones de régimen estabilizado del motor.

De las investigaciones entorno a los VSP (DOE, 2000), se han propuesto mejoras a los motores y a sus sistemas de transmisión, habiéndose experimentado el empleo de combustibles alternos, todo ello encaminado a reducir las emisiones y el uso de la energía. Esto ha propiciado que los principales fabricantes de motores Diesel utilizados en los VSP, estén trabajando simultáneamente para reducir el material particulado (PM) y las emisiones de óxidos de nitrógeno (NOx) (NESCCAF, 2006).

Se prevé que en los próximos 10 años los VSP sufran cambios tecnológicos importantes debido a las estrictas regulaciones que los países están imponiendo a las emisiones generadas por estos vehículos. Lo anterior aunado a factores como la presión de las empresas de transporte por disminuir los costos de operación, el aumento del congestionamiento del tráfico de vehículos en las ciudades y a la falta de operadores calificados.

Los cambios tecnológicos, actualmente en estudio, se concentran en tres vertientes (Tiax-Global, 2006): la disponibilidad del petróleo, la regulación de las emisiones y los cambios de tecnología en los VSP. Esta tercera vertiente incluye realizar cambios en los componentes del tren motriz, en el sistema de tratamiento de los gases de escape, en el empleo de materiales ligeros, en el uso de llantas con baja resistencia al rodamiento, en la disminución de la fuerza aerodinámica y en la utilización de diferentes componentes híbridos.

Considerando lo anterior, se prevé que la realización de mejoras en la operación de los VSP, permitirán la reducción de costos de transporte, mejorar la calidad de los servicios y ampliar la cobertura de la demanda. Una de las maneras de incidir en la mejora de la operación del autotransporte, es contar con los elementos técnicos que permitan establecer la normatividad adecuada, para que los VSP, tanto de carga como de pasajeros alcancen una operación eficiente, desde el punto de vista energético y anticontaminante.

Por lo anterior el presente trabajo de investigación tiene como hipótesis que una combinación adecuada de elementos del tren motriz de un VSP, hace posible mejorar la eficiencia del uso del combustible. Esto se logró demostrar mediante el desarrollo de un método de análisis del tren motriz de los VSP. Una vez determinada la metodología a seguir, se elaboró el programa de cómputo correspondiente. Las especificaciones para el tren motriz de los VSP reportados por el programa fueron analizados en campo, comprobándose la aplicabilidad del método planteado para reducir el consumo de combustible, mediante la selección adecuada del tren motriz.

## 1.2 Descripción y contribución del trabajo

En el Capítulo II se presenta una revisión de los trabajos que se han realizados sobre algoritmos de simulación del tren motriz. Los trabajos encontrados en la mayoría de los casos son referidos al desarrollo de programas de simulación u optimización de algún elemento del tren motriz para alcanzar un bajo consumo de combustible o para el control de las emisiones contaminantes generadas por los vehículos.

En el Capítulo III se expone la problemática a la que se encuentran sujetos los VSP durante su operación, tal como la de ascender pendientes pronunciadas, el peso de la carga a transportar y la velocidad, así como las diferentes resistencias a vencer para el movimiento del vehículo.

El Capítulo IV explica los elementos considerados para el análisis del tren motriz, como son: Las fuerzas de oposición a la marcha del vehículo, los aspectos técnicos, normativos y de operación de los VSP. Se presentan las ecuaciones para el cálculo de los elementos del tren motriz y de la habilidad de arranque en pendiente (*startability*) y la habilidad de ascenso en pendiente (*gradeability*).

En el Capítulo V se consideran las dificultades para las mediciones del desempeño de los VSP, el cálculo de las potencias demandadas al motor para vencer las fuerzas que se oponen a su movimiento y los factores considerados en la determinación de la eficiencia del tren motriz.

En el Capítulo VI se expone la metodología para el análisis del tren motriz basada en la normatividad vigente y el algoritmo del programa desarrollado para realizar el análisis del tren motriz de vehículos nuevos o en operación.

El Capítulo VII presenta los resultados obtenidos en la evaluación y selección de diferentes elementos del tren motriz en vehículos en operación, para efectos de ilustración de la aplicación del método de análisis desarrollado, en un tractocamión articulado T3-S2, autobús B2 y autobús B3.

En el Capítulo VIII se exponen las conclusiones sobre el desarrollo y aplicación del método de análisis, encontrándose que en los tres casos presentados se alcanzan ahorros sustanciales de combustible, así como, los trabajos a futuro que se pueden realizar.

## II **Revision de la Literatura**

---

Se han desarrollado una serie de algoritmos de simulación que permiten analizar la configuración de los VSP, con el objetivo de lograr un uso eficiente del combustible. Sandberg (2001), en un trabajo desarrollado para Scania, presentó un programa de diseño y simulación de la configuración del tren motriz de VSP denominado *Scania Truck and Road Simulation (STARS)*. Para la validación de este modelo, se operó un tractocamión en una autopista, registrándose el consumo de combustible, la velocidad del vehículo y la pendiente de la carretera, encontrando que el coeficiente de resistencia al rodamiento depende en gran medida de la temperatura de la llanta y no solamente de la velocidad del vehículo, como se había considerado. Esto permitió desarrollar un nuevo modelo para la resistencia al rodamiento, considerado el comportamiento dinámico de las llantas y la relación de la resistencia al rodamiento con la temperatura de la llanta y la velocidad del vehículo.

En otro trabajo realizado por Mitra et al. (2007), se desarrolló un programa de simulación para la empresa Ashok Leyland, para determinar la configuración de un tren motriz que permitiera disminuir el consumo de combustible. El programa fue validado utilizando un tractocamión con 40 toneladas de peso bruto vehicular (PBV) y utilizando dos transmisiones, una de ellas con sobre marcha. De las mediciones reportadas se establece que una selección adecuada de la transmisión sí tiene efectos en el consumo de combustible. Se requiere validar el programa para diferentes configuraciones del tren motriz de VSP y su relación con el consumo de combustible.

Sun et al. (1997), desarrollaron un método de optimización para el control de emisiones automotrices para la empresa Ford Motor Company. El método está dirigido al diseño del tren motriz, buscando reducir al mínimo las emisiones del tubo de escape y el consumo de combustible. En este trabajo se reporta que la solución es altamente sensible a la influencia de los elementos no lineales del sistema, como son el valor del consumo de combustible, las emisiones de CO y de NOx. El sistema se diseñó considerando la optimización del desempeño de cada uno de los componentes. Con este proceso, reportan los autores, se llegó a una solución que alinea el desempeño del motor con el de los dispositivos postratamiento.

Kolmanovsky et al. (2002), presentan un enfoque basado en programación dinámica estocástica, para desarrollar acciones que permitan optimizar la operación del tren motriz, con economía de combustible y la consecuente disminución de emisiones. El tratamiento estocástico del problema, permitió generar muy diversos ciclos de manejo, que plantean la necesidad de contar con sistemas de control que respondan a las demandas de los operadores de VSP.

Giannelli, et al. (2005) desarrollaron, en colaboración con la agencia de protección al ambiente (*Environmental Protection Agency -EPA-*) de los Estados Unidos de

Norteamérica, un modelo de inventario de emisiones denominado, “Simulador de emisiones de vehículos de motor” –*Motor Vehicle Emissions Simulator*- (MOVES). Debido a la escasez de datos de operación de vehículos pesados, este modelo se alimenta de información generada por otro modelo matemático que estima las emisiones - *Physical Emissions Rate Estimator*- (PERE). Considerando la potencia tractiva del VSP junto con los parámetros específicos del tren motriz. Mediante estos programas se determinaron las cargas a las que están sujetos los VSP considerando principalmente la resistencia a la velocidad de rodamiento del vehículo.

McCormack (1990), desarrolló un programa de simulación denominado TRUCKSIM para realizar el análisis de los factores relacionados con la eficiencia del transporte, como son el vehículo y la carretera. Estos dos factores involucran gran cantidad de variables complejas, por lo que el programa ayuda a predecir el desempeño de los vehículos en carreteras con determinadas características. La exactitud de la simulación depende de los parámetros críticos que afectan a la simulación.

Assanis, et al. (1999) presentaron un modelo que integra la potencia del motor y la dinámica del vehículo. Este modelo considera las interacciones entre el convertidor de torque, la transmisión y el diferencial, lo que les permitió evaluar la interacción dinámica entre el tren motriz y la dinámica propia del vehículo durante el transitorio que representa como la maniobra para subir una colina con potencia total. Los datos recabados son necesarios para determinar las condiciones de operación óptima del vehículo durante los cambios de velocidades buscando alcanzar una combustión estable con la consecuente reducción de emisiones.

Kolmanovskyt, et al., (2002), presentan un análisis de la operación de los VSP hecho mediante programación estocástica dinámica, enfocándose a la optimización del consumo de combustible y a la reducción de las emisiones. Este enfoque se caracteriza por reducir su dependencia de un determinado ciclo de manejo, y porque se obtiene los resultados en forma independiente del tiempo.

Se observan dos tipos de enfoques para las investigaciones que han sido desarrolladas en torno al tema bajo estudio. Por un lado los de interés para empresas automotrices, que buscan convencer a los compradores a través del análisis del comportamiento de algún elemento del tren motriz, de los beneficios que pueden lograr al utilizar los vehículos que ellos producen, ya sea reduciendo el consumo de combustible y/o las emisiones contaminantes producidas por el motor. Por otro, los estudios de interés para dependencias gubernamentales, las cuales aportan recursos económicos para los proyectos de investigación. Tal es el caso de la *Environmental Protection Agency* (EPA) y del *California Air Resource Board* (CARB) de los Estados Unidos de Norteamérica las cuales, en función de los resultados de los proyectos, establecen la regulación correspondiente para las diferentes clases de vehículos automotores y de combustibles a utilizar.

## **III Descripción del problema**

---

El transporte en México juega un papel importante en el uso de la energía y, por lo tanto, en el impacto ambiental debido a la enorme cantidad de combustible derivado del petróleo que se emplea en su operación (SENER, 2008). Entre los problemas que afectan a la economía del sector de autotransporte en México, especialmente el destinado al servicio pesado, está el del alto consumo de combustible por lo que el costo por tonelada transportada no ha disminuido de manera significativa. En la operación de los VSP, la velocidad, la carga transportada, las resistencias al desplazamiento del vehículo, son elementos que tienen gran influencia en el consumo de combustible y, además, una influencia directa en la emisión de contaminantes.

### **III.1 Tren motriz**

De estudios realizados por el Instituto Mexicano del Transporte (IMT) y la Comisión Nacional de Ahorro de Energía (CONAE) en empresas del autotransporte de carga y de pasajeros (Rafael, 2002; CONAE, 1993), se encontró que los VSP utilizados por estas empresas no eran los adecuados para la realización de su actividad, principalmente en lo relacionado a los componentes del tren motriz.

Los VSP por lo general presentan problemas durante su operación en carreteras con ángulos de pendientes grandes, ya que no pueden subir a una velocidad aceptable. Aún más, si el vehículo tiene que iniciar su marcha en una pendiente ascendente pronunciada, en ocasiones, se llega al extremo de tener que retroceder hasta un terreno sin pendiente, para poder avanzar, esto hace difícil e insegura su operación.

Aunado a lo anterior, dentro de los gastos de operación en las empresas de transporte, el correspondiente al consumo de combustible representa, en promedio, un 40% (CONAE, 1994). Este consumo tan grande de combustible repercute también en la generación de emisiones contaminantes y provoca el aumento en los costos de transporte.

Ante este problema, se requiere contar con elementos que permitan a las empresas de transporte la configuración técnica del tren motriz de sus VSP. Con esto, se podrá adecuar el tren motriz de los VSP a las diferentes orografías y condiciones de operación de las unidades, tanto en las carreteras como en las ciudades del país.

En la configuración del tren motriz de un VSP se debe tener en cuenta que cada mecanismo que lo integra se encuentra relacionado con los demás componentes y por lo tanto cualquier modificación que se realice en alguno de ellos afecta al desempeño del conjunto. Por esto se requiere considerar estas interacciones y

disponer de información sobre las características mecánicas y operativas de los diversos componentes del tren motriz.

La integración de los componentes del tren motriz también se ve afectada por la normatividad vigente sobre pesos, dimensiones (SCT, 2008), límites de velocidad (SCT, 2003) y de protección ecológica de emisiones contaminantes (SEMARNAT, 2006), ya que se debe asegurar que el vehículo no tendrá restricciones para su utilización.

## **III.2 Consumo de combustible**

El consumo de combustible de los VSP depende de varios factores, siendo los más importantes la velocidad y el peso del vehículo, que se ven reflejados directamente en la resistencia que presenta el aire al avance del vehículo y la resistencia al rodamiento, seguidos por la resistencia a la pendiente de la carretera y por la resistencia al movimiento del propio del vehículo (resistencia a la inercia) (Bosch, 2000). Desde el punto de vista del fabricante de camiones, los factores principales, como son la velocidad y el peso, son difíciles de controlar ya que la velocidad del vehículo está determinada por el operador y el peso del vehículo por la cantidad de carga que transporta.

Para las empresas de transporte, el consumo de combustible es un factor importante en los costos de operación. Un vehículo de carga recorre en promedio, al año 100 000 kilómetros y un autobús de pasajeros recorre 180 000 kilómetros. Dentro de los costos de operación el correspondiente al combustible representa en promedio un gasto del 40%, por lo que es pertinente tomar medidas que permitan una operación más eficiente del vehículo (CONAE, 1994).

Como ejemplo de lo anterior, se considera el diagnóstico realizado del consumo total de energía en un tractocamión con un peso de la carga de 36 toneladas durante una hora de operación. El recorrido se realizó en una carretera sin pendiente, siendo que el rendimiento del motor fue de 2.80 km/l y la velocidad de circulación del tractocamión fue de 105 km/h. El consumo total de energía fue de 400 kW-h y las demandas de energía para vencer las resistencias fueron; aerodinámica 85 kW-h, rodamiento de 51 kW-h, cadena cinemática 9 kW-h, las pérdidas en el motor fueron de 144 kW-h y en los auxiliares de 15 kW-h. La energía utilizada para transportar la carga fue de 96 kW-h, Figura 3.1, (Duleep, 2007).

## **III.3 Resistencia al movimiento del vehículo**

Ante la resistencia al aire, los fabricantes de camiones han estado realizando ajustes aerodinámicos a la parte delantera y cabina del vehículo. Por lo que, a través de los años la cabina presenta modificaciones para disminuir la resistencia aerodinámica. Para disminuir la resistencia al rodamiento del vehículo, se realizan esfuerzos tendientes al diseño de carreteras más planas y los fabricantes de

llantas están desarrollando nuevas aleaciones de materiales para lograr disminuir la resistencia a la rodadura.

En lo que corresponde a la resistencia a la inercia, se están realizando esfuerzos para encontrar la mejor configuración de los componentes de la cadena cinemática, sin embargo es difícil encontrar el diseño más eficiente de engranes (Giannelli et al., 2005).

Se están desarrollando motores diesel de alta eficiencia, a través del uso de sistemas de control de las emisiones producidas por los motores. Los sistemas de propulsión híbridos tiene el potencial para duplicar la economía de combustible en los vehículos pesados a lo largo de los ciclos de conducción. Con estos sistemas la eficiencia de los vehículos podría aumentar hasta un 50% (Greszler, 2007).

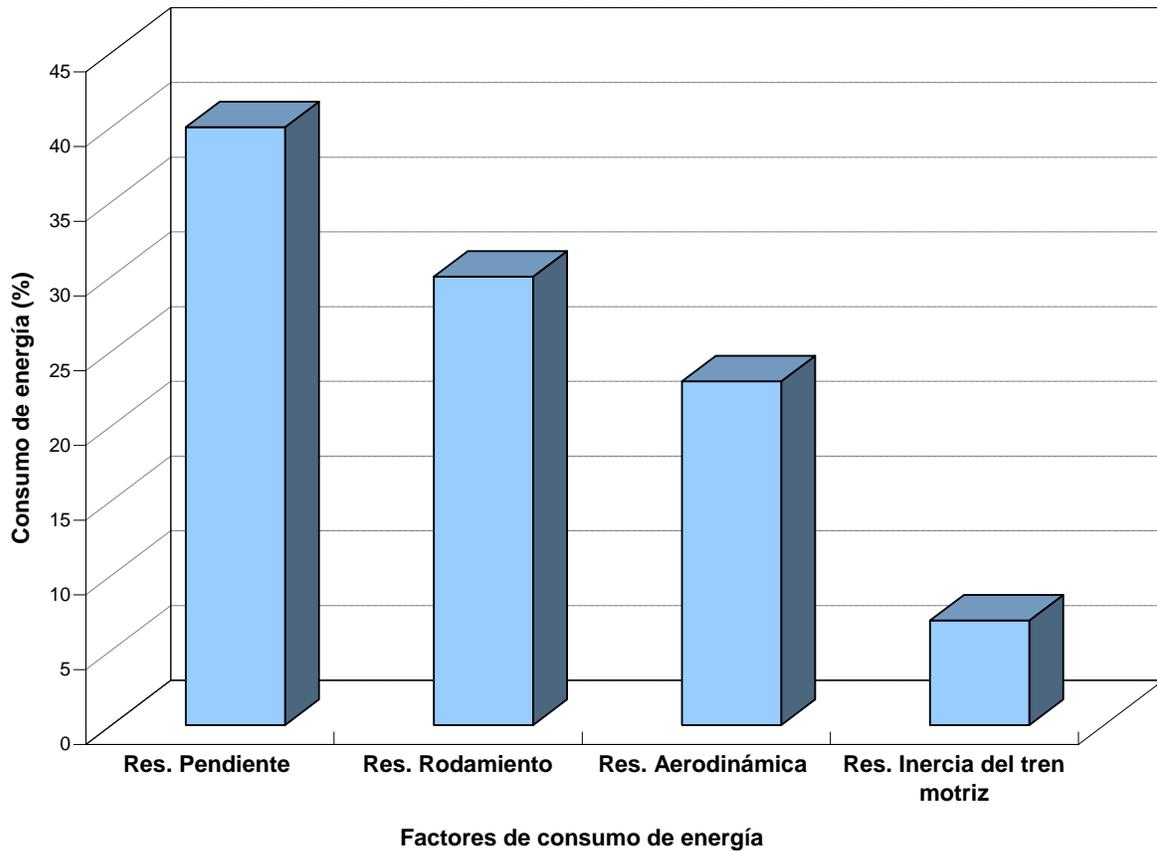
La problemática a la que se enfrentan los fabricantes de vehículos, para encontrar soluciones que permitan reducir el consumo de combustible, es que los dos factores más relevantes para controlar el consumo de combustible, esto es, la velocidad y la carga a transportar, no dependen del fabricante. Por lo anterior, ha cobrado gran importancia obtener reducciones en el consumo de combustible de los VSP a través de una adecuada selección del tren motriz.

En una simulación realizada (Sanberg, 2001), se observó la distribución de la energía generada por el motor de un VSP con un peso de 40 toneladas de PBV para vencer una determinada pendiente. Para este caso el requerimiento mayor de energía lo presentó la pendiente con el 40% de la energía generada, la resistencia debida a la fricción de las llantas con el pavimento demandó el 30%, la resistencia aerodinámica presentó el 23 % y el tren motriz requirió el 7%, considerando las pérdidas en los rodamientos de la rueda, el engranaje central, caja de cambios y las unidades auxiliares del motor, Figura 3.2.

Considerando lo descrito en esta sección, parece posible afirmar que el desarrollo y la comercialización de vehículos más eficientes reducirá de manera significativa el uso de productos derivados del petróleo, reducirá también las emisiones emitidas al medio ambiente, incluyendo al CO<sub>2</sub>, así como los gastos relacionados con la operación de los vehículos.



**Figura 3.1 Diagnóstico de la energía utilizada en un VSP en una combinación tractor-semirremolque en una carretera sin pendiente, con velocidad de operación de 105 km/h y con un peso de 36 toneladas, utilizando la energía de 96 kW-h para mover la carga (Duleep, 2007).**



**Figura 3.2** Factores que consumen la energía generada por el motor, en un vehículo con 40 toneladas de PBV en una carretera con pendiente. La pérdida más grande se debe a la pendiente, seguida por la resistencia al rodamiento, aerodinámica y en menor porcentaje la de inercia del tren motriz (Sanberg, 2001).



## IV Elementos a considerar para el análisis del tren motriz

---

Debido a la complejidad de los factores que intervienen en el desempeño de los VSP, se tienen que dividir en tres grupos: el vehículo, el operador y el ambiente, para su análisis. Por lo que el método desarrollado está enfocado principalmente al vehículo y en particular en los elementos del tren motriz y las fuerzas de resistencia que debe vencer el vehículo para su avance.

### IV.1 Fuerzas que se oponen a la marcha del VSP

El cuerpo del vehículo está integrado, de manera general, por tres componentes: el chasis, el trailer y la carga. Estos componentes son usados para establecer el modelo del tren motriz, considerando las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo, y suponiendo que la suspensión y la dirección no tienen una gran influencia en el consumo de combustible. En la Figura 4.1 se presenta el esquema del modelo, en donde cada bloque simboliza un componente.

#### IV.1.1 Chasis

El componente principal del modelo del vehículo es el chasis, el cual es sometido a diversas fuerzas cuando se encuentra en operación. La posición, velocidad y aceleración del vehículo son determinados a través de la segunda ley del movimiento de Newton.

$$\Sigma F_i = m \cdot a \quad (4.1)$$

Donde:

$F_i$  = Fuerzas que actúan sobre el chasis en la dirección longitudinal, (N)

$m$  = masa (kg)

$a$  = aceleración longitudinal del chasis, ( $m/s^2$ )

Considerando un modelo plano (Kiencke, et al., 2005), las fuerzas y momentos que actúan sobre el VSP se muestran en la Figura 4.2. El tren motriz debe vencer la resistencia del aire,  $R_a$ , vencer la pendiente,  $W$ , la de inercia,  $F_i$  y la resistencia al rodamiento  $R_r$ ,  $R_t$ .

Las ecuaciones de equilibrio de la figura 4.2 que describen la distribución dinámica del peso en el chasis entre el eje delantero y trasero del vehículo, de manera general son las siguientes:

$$(F_{dx} + F_{tx} + F_x) - (R_a + F_i + R_r + R_t + W \cdot \text{sen}\theta) = m \cdot a \quad (4.2)$$

$$F_{dy} + F_{ty} + F_y - W \cdot \cos \Theta = 0 \quad (4.3)$$

$$W \cdot \cos \Theta \cdot l_f + (W \cdot \sin \Theta + F_i) \cdot h + R_a \cdot h_a - F_x \cdot h_{5r} - F_y \cdot (l_r - l_{rc}) - F_{ty} \cdot l_r = 0 \quad (4.4)$$

Donde:

$F_{dx}$ ,  $F_{dy}$ ,  $F_{tx}$  y  $F_{ty}$  = componentes de la fuerza de fricción en los ejes delantero y trasero que ejerce la llanta sobre la carretera.

$W$  = peso (kg)

$\Theta$  = pendiente de la carretera (rad),

$F_i$  = fuerza de inercia o de frenado del vehículo, (N)

$R_a$  = resistencia de oposición al aire, (N)

$R_r$  = resistencia al rodamiento de las llantas con la carretera, (N)

$R_t$  = resistencia de tracción, (N)

$l_f$  = distancia del centro de la llanta al centro de gravedad del tractocamión, (m)

$h$  = altura del centro de la llanta al centro de gravedad del tractocamión, (m)

$h_a$  = altura del centro de la llanta al centro del área frontal del vehículo, (m)

$h_{5r}$  = altura del centro de la flecha al centroide de la quinta rueda, (m)

$l_r$  = distancia entre ejes, (m)

$l_{rc}$  = distancia entre el centro de la carga y el centro de la llanta del eje trasero, (m)

## IV.1.2 Resistencia al aire

La resistencia que opone el aire al avance del vehículo se conoce como resistencia aerodinámica, esta resistencia es generada por dos flujos: uno es el flujo del aire alrededor del vehículo y el otro es el flujo a través del sistema del radiador del motor y el interior del vehículo. El primer flujo es el dominante y genera una presión normal y tensiones de corte en el vehículo.

El efecto de la resistencia aerodinámica es mayor, a medida que el vehículo desarrolla mayor velocidad. La resistencia aerodinámica se expresa mediante la fórmula (Bosch, 2000):

$$R_a = 0.5 \cdot \rho \cdot C_w \cdot A_f \cdot (v + v_0)^2 \quad (4.5)$$

Donde:

$R_a$  = resistencia de oposición al aire, (N)

$\rho$  = densidad del aire (al nivel del mar,  $1\,225\text{ kg/m}^3$  a una presión atmosférica de 1,013 bar y temperatura de 288 K), ( $\text{kg/m}^3$ )

$C_w$  = coeficiente de resistencia aerodinámica y es función de la forma del cuerpo del vehículo, (adimensional)

$A_f$  = área frontal proyectada del vehículo en dirección del viaje, para camiones  $A_f$  se tienen valores que oscilan entre 9 y  $12\text{ m}^2$ , ( $\text{m}^2$ )

$V$  = velocidad del vehículo, (m/s)

$v_0$  = velocidad del viento, (m/s)

Considerando que  $V$ , en general es mucho mayor que  $v_0$ , sólo se considera la velocidad del vehículo. Adicionalmente, los efectos del viento se toman en cuenta en los valores de  $C_w$ , que presenta valores entre 0,6 y 1,5 para vehículos pesados, (Bosch, 2000).

### V.1 .3 Fuerza de resistencia al rodamiento

Los camiones pesados tienen un remolque para transportar la carga. Esto permite además de transportar más carga, distribuir el peso entre los ejes para minimizar el desgaste de las carreteras. La distribución de la carga en forma correcta sobre cada eje es importante en el cálculo de la resistencia al rodamiento.

La resistencia al rodamiento  $F_r$  es el producto de la deformación que ocurre al tener contacto la llanta con la superficie de rodamiento. La fórmula para el cálculo de la resistencia al rodamiento está dada por:

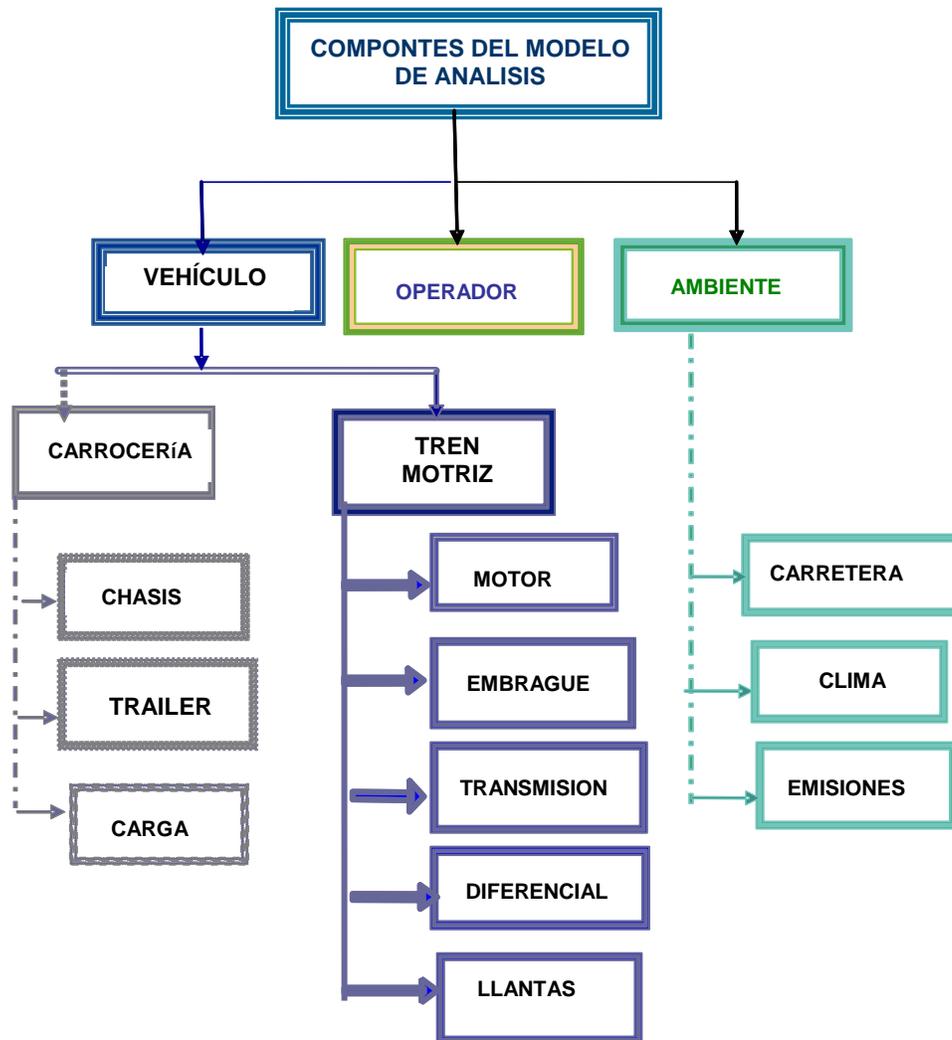
$$F_r = f \cdot W \quad (4.6)$$

Donde:

$F_r$  = Fuerza de resistencia al rodamiento

$f$  = Coeficiente de resistencia al rodamiento,

$W$  = peso bruto del vehículo (PBV),



**Figura 4.1 Estructura del modelo considerando tres aspectos para el análisis, el vehículo, el operador y el ambiente. El enfoque principal del método desarrollado está relacionada con el vehículo y en particular en los elementos del tren motriz.**

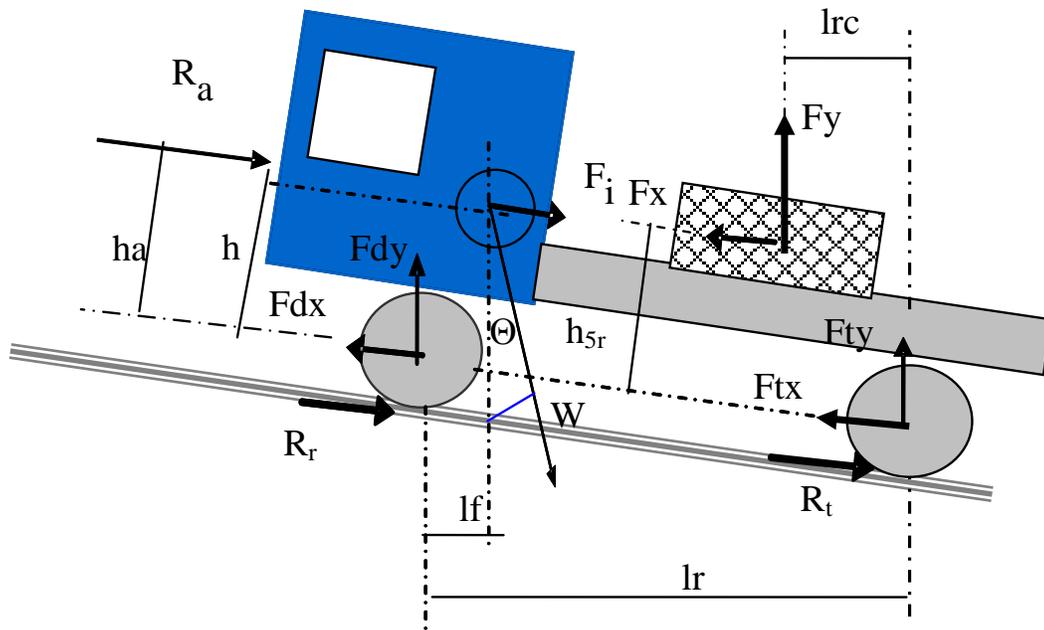


Figura 4.2 Fuerzas que actúan sobre el VSP y que el tren motriz debe vencer. Resistencia al aire,  $R_a$ , resistencia de pendiente o de gravedad,  $W$ , la resistencia de inercia,  $F_i$  y la resistencia de rodamiento  $R_r$ ,  $R_t$  (Kiencke, et al., 2005).

## IV.1.4 Fuerza debida a la pendiente

La carga está conectada al chasis a través del remolque. Como todas las otras masas, está afectada por la gravedad que se refleja en la pendiente de la carretera, requiriendo más potencia del motor para vencer la fuerza debida a la pendiente. Esta fuerza se determina mediante la siguiente ecuación.

$$F_p = W \cdot \text{sen } \Theta \quad (4.7)$$

Donde:

$F_p$  = Fuerza de pendiente (N)

$\Theta$  = Ángulo de la pendiente de la carretera ( $^{\circ}$ )

## IV.2 Consideraciones operativas

Para la selección de los elementos del tren motriz de un vehículo, se deben tomar en cuenta, los aspectos técnicos, los normativos y los relacionados con el desempeño del vehículo. De esta manera, es posible definir la mejor opción, considerando también el tipo de recorrido que el vehículo realizará con mayor frecuencia, así como las características de las carreteras más comunes de las rutas que recorrerá dicho vehículo.

Lo anterior tiene como objetivo alcanzar un rendimiento mecánico y energético óptimo, sin detrimento de la capacidad del vehículo para subir pendientes críticas a una velocidad comercial adecuada y con el motor operando el mayor tiempo posible en régimen estabilizado.

Los elementos del tren motriz se encuentran íntimamente relacionados entre sí, por lo que cualquier modificación que se realice en alguno de ellos afecta al desempeño del conjunto. De esta manera, se debe considerar lo siguiente:

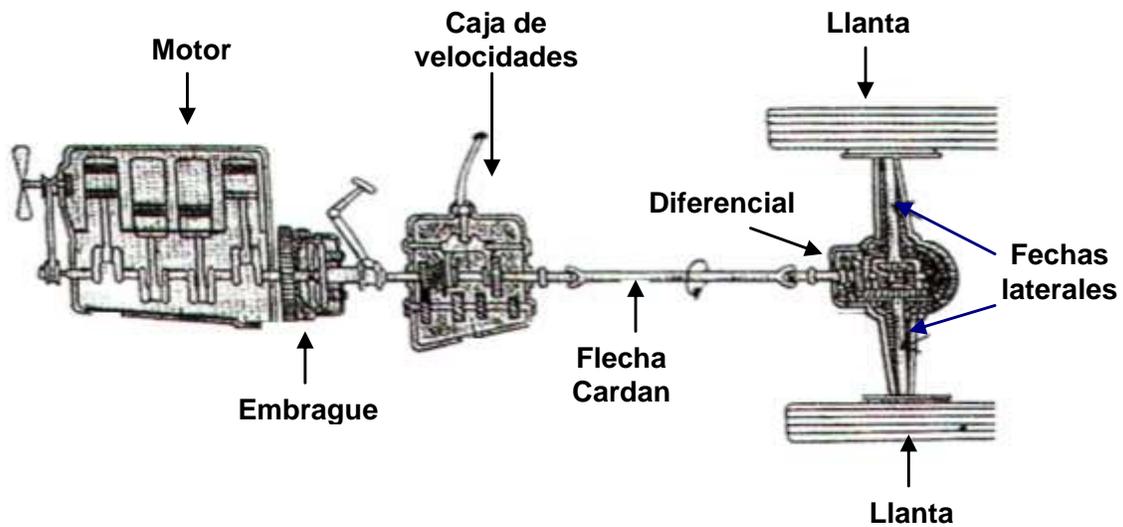
- 1) La naturaleza del transporte. (Carga o pasajeros). Esto permite establecer el peso bruto vehicular máximo que debe transportar la unidad, así como la clase de vehículo que deberá ser utilizado.
- 2) Las rutas de operación de la empresa. Con esto se conocerá la pendiente ascendente máxima a la que será sometido el vehículo y de esta forma calcular la potencia adicional que se requiere para iniciar la marcha en la pendiente crítica de la ruta (*startability*), así como determinar la habilidad de ascender esta pendiente (*gradeability*) a una velocidad adecuada (SAE, 1988).
- 3) Los tipos de caminos que conforman la(s) ruta(s) a recorrer. Esto permitirá determinar la potencia necesaria para vencer la resistencia al rodamiento. Una carretera en malas condiciones que presente una rugosidad muy grande o un desgaste pronunciado de la superficie de la carretera,

demandará más potencia motor y causará en las llantas con un mayor desgaste.

- 4) Los parámetros de desempeño del tren motriz. Este desempeño se ve afectado por dos parámetros cuantitativos: el peso de la carga máxima que puede transportar y la pendiente crítica por la que transitará. Adicionalmente estos parámetros también afectan el consumo de combustible. Con el conocimiento de la carga máxima y la pendiente crítica, se puede determinar de manera inicial, la potencia máxima del motor y establecer de forma preliminar los elementos que integrarán el tren motriz.
- 5) La potencia máxima. La determinación de la potencia para mover una determinada carga, es un criterio que nos permite hacer una selección inicial del tren motriz. Sin embargo, este criterio es insuficiente para determinar los valores de la *startability* y la *gradeability*.
- 6) Para el cálculo de los valores de la *startability* y la *gradeability* es necesario conocer la relación de la transmisión, cálculo que se podrá hacer hasta que se determine la configuración del tren motriz.
- 7) La velocidad óptima de operación del vehículo, debe alcanzarse dentro del rango de mínimo consumo específico de combustible del motor. El análisis de patrón de cambios de velocidades *-shift pattern-*, se realiza a través del diagrama de velocidades con el fin de observar el comportamiento de la transmisión.
- 8) La normatividad. La circulación y construcción de los VSP en México está regulada por la secretaria de Comunicaciones y Transportes (SCT). Esta normatividad es un elemento clave para la selección del tren motriz ya que se deben observar las normas vigentes en materia de pesos y dimensiones (SCT, 2008), velocidad máxima permitida (SCT, 2003), y de protección ecológica (SEMARNAT, 2006).

### IV.3 Configuración del tren motriz

El tren motriz, (Figura 4.3), es el conjunto de elementos mecánicos que proporcionan y transmiten la energía del combustible para convertirla en desplazamiento del vehículo. Los elementos que integran el tren motriz y que modifican en forma mecánica lo que el motor entrega, son: el motor, el embrague, la caja de velocidades, el diferencial y las llantas. Aunque existen otros elementos como son la flecha Cardán y los ejes de las llantas, estos elementos no realizan ninguna modificación a la energía entregada por el motor. Así el tren motriz deberá garantizar lo siguiente:



**Figura 4.3** Tren motriz con los elementos que lo integran: motor, embrague, caja de velocidades, flecha cardan, diferencial, flechas laterales y llantas (Danflous, 1993)

- Capacidad de arranque en pendientes.
- Habilidad de ascenso en pendientes.
- Velocidad de operación máxima.
- Aceleración.
- Capacidad de carga.
- Uso eficiente del combustible.

La configuración de los componentes del tren motriz se establece a partir de un modelo básico, en el que se consideran los parámetros de operación de cada uno de ellos a saber:

### IV.3.1 Motor

Los VSP están equipados, principalmente con motores Diesel. El tamaño de estos motores se encuentra en el rango de 9 a 16 litros y de 200 a 600 hp (Ferguson, 1986). Estos, normalmente son turbo cargados y utilizan la inyección directa de combustible. La cantidad de combustible y su tiempo de inyección es calculada por una unidad de control electrónico.

El motor Diesel es un motor de combustión interna (Heywood, 1989), que trabaja bajo el principio del ciclo de cuatro tiempos y de manera general se tiene:

- 1) La carrera de admisión inicia en el punto muerto superior (PMS) y termina en el punto muerto inferior (PMI).
- 2) La carrera de compresión, mantiene las válvulas cerradas y se comprime el aire elevando la presión y temperatura. Cuando el pistón llega al PMS, se inyecta el combustible para su ignición.
- 3) La carrera de trabajo o expansión, se inicia en el PMS, cuando el combustible se enciende, terminando en el PMI. Los gases de la combustión empujan al pistón hacia el PMI, provocando que gire la manivela.
- 4) La carrera de escape, inicia en el PMI y termina en el PMS, al desplazarse el pistón hacia arriba la válvula de escape se abre, provocando que los gases, producto de la combustión, sean desalojados del cilindro.

El área de operación de un motor está descrita por tres curvas; la curva de torque, de potencia y de consumo de combustible, en la Figura 4.4 (Cummins, 1992) se presentan ejemplos de las curvas característica que proporcionan los fabricantes de motores. Estas curvas son determinadas a través de pruebas de laboratorio, en donde se miden el torque y la velocidad angular del motor y con esto se determina la potencia del motor. La función objetivo para el motor es:

$$F_m = f(P_{gob}, T_{max}, C_{min}, R_m) \quad (4.8)$$

Donde:

$F_m$  = Función objetivo del motor

$P_{gob}$  = Potencia gobernada

$T_{max}$  = Torque máximo

$C_{min}$  = consumo mínimo de combustible

$R_m$  = régimen de operación del motor.

Cada una de las variables es función de las características de diseño del motor. Las ecuaciones que rigen el motor son la del torque y la de potencia. El torque o par motor, desde el punto de vista físico, es *la fuerza que se aplica a un cuerpo provocando un giro* y que realiza un trabajo, de forma general se puede expresar mediante la ecuación (4.9)

$$T = f(n, \delta) \quad (4.9)$$

Donde:

$n$  = velocidad de giro del motor

$\delta$  = cantidad de combustible alimentado al motor

$T$  = torque o par motor.

La potencia del motor es una relación del torque generado y la velocidad angular del cigüeñal del motor dada por la siguiente relación:

$$P = T n \quad (4.10)$$

Donde:

$P$  = Potencia del motor

El consumo de combustible se presenta por lo general en peso de combustible consumido, a una potencia determinada en un periodo de tiempo. Los resultados de las pruebas pueden ser convertidos en volumen.

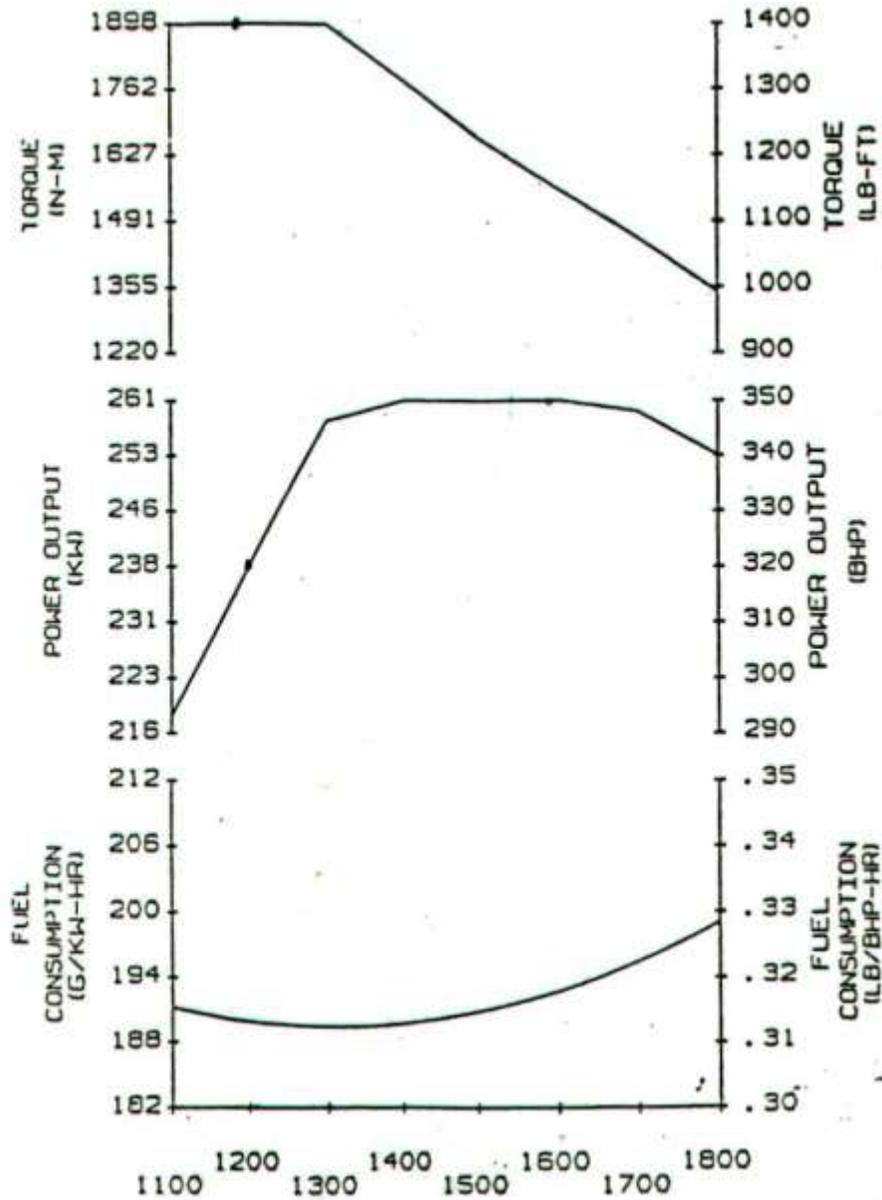


Figura 4.4. Curvas características del motor N14-350E de Cummins. Los valores del torque se presentan en N-m y en lb-ft, los valores de la potencia se encuentran en kW y BHP. El consumo específico de combustible se mide en gramos por kilo Watt-hora (g/kW-h) o libras por caballos de potencia al freno-hora (lb/bhp-h), estas unidades permiten a los fabricantes de motores comparar la eficiencia de los mismos (Cummins, 1992).

### IV.3.2 Embrague

El embrague o *clutch* es un sistema que permite transmitir la energía del motor a la transmisión por medio de discos de fricción desde el volante del motor, que es el impulsor, a la caja de velocidades (transmisión) que es un elemento impulsado Figura 4.5. Este elemento del tren motriz, aunque no modifica la potencia que entrega el motor, realiza una serie de acciones para el funcionamiento correcto del vehículo, como son:

- a) En posición acoplado (o "embragado") transmite la potencia suministrada. En un vehículo éste se desplaza y el motor está vinculado a la transmisión.
- b) En posición desacoplada (o "desembragado") se interrumpe la transmisión de la potencia. Por lo que el motor puede continuar girando sin transmitir este giro a las ruedas.
- c) En posición intermedia restablece progresivamente la transmisión de la potencia a la caja de velocidades.

La utilización del embrague en los vehículos permite moderar los esfuerzos mecánicos que se producen entre la inercia de un componente que se encuentra en reposo y la potencia instantánea transmitida por el otro. El torque requerido del embrague se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$T_{em} = (r \cdot \xi \cdot N \cdot C) / 12 \quad (4.11)$$

En donde:

$T_{em}$  = Torque del embrague

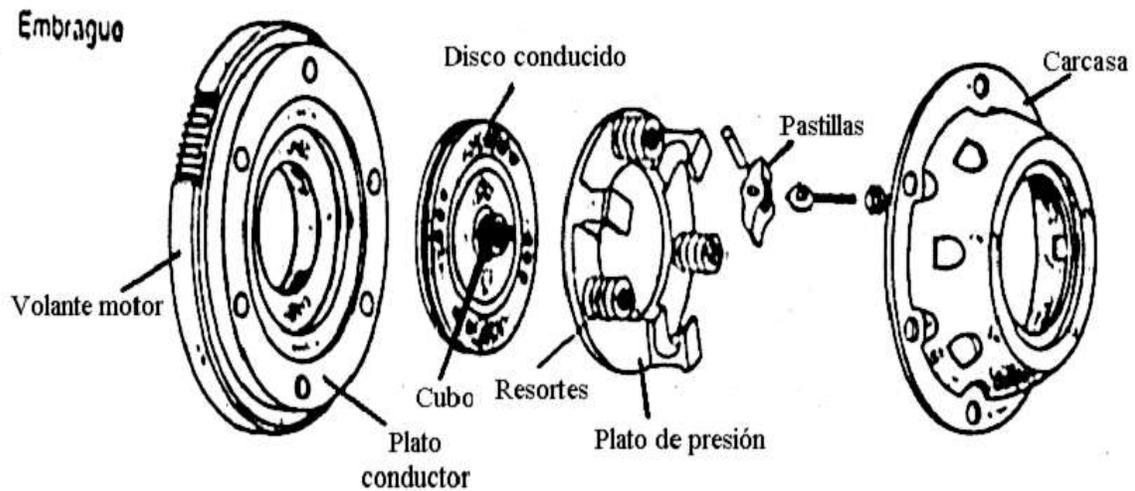
$r$  = radio medio del disco

$\xi$  = coeficiente de fricción

$N$  = número de caras de fricción

$C$  = carga del plato.

Los fabricantes de embragues (SPICER, 1999), consideran que el valor calculado del torque del embrague debe ser como mínimo un 40 % más alto que el torque máximo del motor.



**Figura 4.5** Los componentes principales del embrague o clutch, son el volante que se acopla con el motor, el plato conductor, el disco inducido, los resortes de presión y la carcasa. (SPICER, 1999).

### IV.3.3 Caja de velocidades (Transmisión)

La caja de velocidades, conocida también como transmisión, es el componente del tren motriz que modifica el torque y las revoluciones por minuto que desarrolla el motor a través de una serie de engranes y los transmite a las ruedas motrices, permitiendo al vehículo desarrollar una gama de velocidades, (Figura 4.6).

La selección cuidadosa de la relación de engranes hace posible la operación del motor dentro de su rango de trabajo óptimo, dentro de la zona de economía de combustible. Las relaciones de la transmisión se obtienen de las fichas técnicas proporcionadas por los fabricantes de la transmisión.

La transmisión es el elemento más importante del tren motriz ya que debe proporcionar una serie de características de desempeño del vehículo tales como:

- Adecuada relación velocidad-potencia. Las relaciones de engranes deberán ser numéricamente rápidas, para alcanzar la velocidad óptima de operación del vehículo, dentro del régimen de mínimo consumo específico de combustible del motor.
- Capacidad de arranque en pendiente. La relación de paso de la primera velocidad debe tener un valor numéricamente grande, de tal manera que se tenga capacidad de arranque, aún en operación de los vehículos en terreno montañoso.
- Capacidad de ascenso. La capacidad de ascenso en pendiente (*gradeability*) del vehículo, debe ser tal que permita remontar una pendiente determinada, aún cuando el VSP se encuentre a su máxima capacidad de carga.

Lo anterior se obtiene mediante las relaciones de la reducción total del tren de engranes. Esta reducción del tren de engranes se calcula multiplicando las relaciones de los engranes en cada componente y define la pendiente máxima en la que puede iniciar la marcha un vehículo.

$$R_{te} = R_{tp} \times R_{ta} \times R_d \quad (4.12)$$

En donde:

$R_{te}$  = Reducción total del conjunto de engranes

$R_{tp}$  = Relación de la transmisión principal

$R_{ta}$  = Relación de la transmisión auxiliar

$R_d$  = Relación del diferencial.

La multiplicación total del torque permite determinar el porcentaje de pendiente máxima en la que puede iniciar la marcha (*startability*) un vehículo y se calcula mediante la siguiente relación.

$$S = [(T \times Rte \times Rll) / (10.7 \times PBV)] - Rr \quad (4.13)$$

En donde:

$S$  = *Startability* o pendiente máxima de arrancabilidad (%)

$T$  = Torque de arranque del motor(Nm)

$Rte$  = Relación total del conjunto de engranes

$Rll$  = Velocidad de rotación de la llanta (rev/km),

$PBV$  = Peso bruto vehicular del vehículo (kg)

$Rr$  = Factor de resistencia al rodamiento.

La habilidad de ascenso o *gradeability*, define la capacidad de la caja de velocidades para que el vehículo tenga una buena habilidad de ascenso o *gradeability* en pendiente y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$G = (37.5 \cdot P_r) / (PBV \cdot 10^{-3} \cdot V_a) \quad (4.14)$$

En donde:

$G$  = *Gradeability* (%)

$P_r$  = Potencia de reserva del motor (kW)

$V_a$  = Velocidad aparente del vehículo (velocidad comercial deseable) (km/h).

$P_r$  está definida por (SAE, 1965):

$$P_r = P - (P_{rr} + P_{ra} + P_{ri}) \quad (4.15)$$

Donde:

$P$  = Potencia del motor (kW),

$P_{rr}$  = Potencia para vencer la resistencia al rodamiento (kW),

$P_{ra}$  = Potencia requerida para vencer la resistencia aerodinámica (kW)

$P_{ri}$  = Potencia para vencer la resistencia de inercia (kW).

Las relaciones de velocidad de la transmisión. Esta relación determina el número de pasos necesarios para acelerar progresivamente, con facilidad y rapidez el vehículo cargado. La relación de paso, representa el porcentaje de variación de un engrane a otro entre cada paso de la transmisión. El paso ideal de los engranes debe estar comprendido entre el 18% y el 20% de variación en cada paso, estas relaciones deben ser uniformes y no superponerse (Fitch, 1994) y se calcula mediante la relación (4.16).

$$\%Rp = [(Rte_n / Rte_{n-1}) - 1] \times 100 \quad (4.16)$$

Donde:

$\%Rp$  = Relación de paso

$Rte_n$  = Reducción total en el paso utilizado

$Rte_{n-1}$  = Reducción total en el paso anterior.

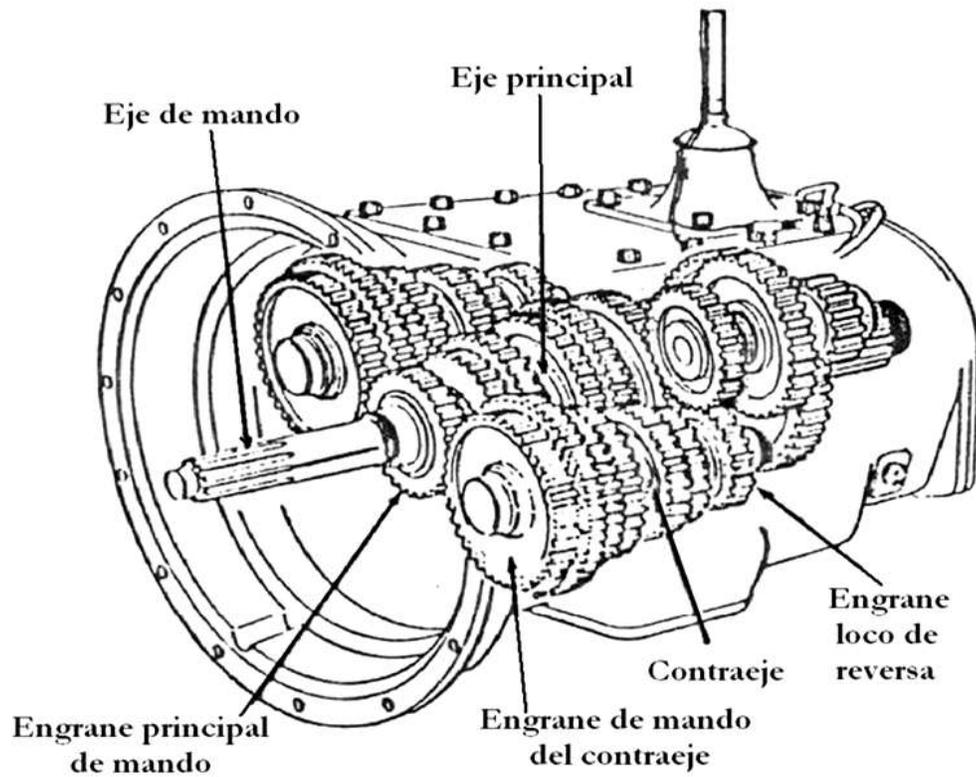
La característica principal de una transmisión, es que permite el escalonamiento de la velocidad cuando se realizan los cambios durante la operación del vehículo. Estos escalonamientos se pueden observar en lo que se denomina diagrama de velocidades. Este diagrama indica la velocidad máxima alcanzable y el número de revoluciones por minuto en las cuales se logra dicho valor.

Para seleccionar adecuadamente una transmisión, se tienen que considerar los siguientes aspectos, desde el punto de vista del uso eficiente del combustible:

- Flexibilidad en la operación del vehículo. Las relaciones del paso que se seleccione deben proporcionar una disminución rápida en las rpm del motor de la velocidad gobernada a las rpm de la parte baja del siguiente paso. Estas rpm son las requeridas para alcanzar el cambio del siguiente engrane durante los cambios progresivos.
- Patrón de cambios. El patrón de cambios de engranes [*shift pattern*] de la transmisión se analiza a través del diagrama de velocidades. Se considerará que una transmisión está seleccionada de forma compatible con los demás componentes del tren motriz, si todos los cambios de engranes de la transmisión se realizan dentro del rango del consumo mínimo de combustible del motor.
- Disminución de velocidad entre pasos. Se requiere considerar que la caída excesiva de rpm entre cambios, demora y complica los cambios de velocidad, provocando que el vehículo pierda trabajo (torque). El rango ideal de caída de disminución de velocidad en el motor, de un paso a otro, debe estar entre las 300 y 500 rpm (Fitch, 1994).
- Velocidad máxima permitida por normatividad (SCT, 2003). La velocidad máxima permitida debe alcanzarse dentro del rango denominado -zona

verde- del motor, con el propósito de utilizar eficientemente el combustible y dar mayor vida al motor, ya que esto le permite estar menos revolucionado.

- Potencia de reserva. Para cada relación de la caja de velocidades, la velocidad máxima permitida se debe lograr al 90 por ciento del régimen de rpm gobernadas del motor, de tal forma que siempre exista una potencia de reserva –para situaciones de emergencia- y evitar un desgaste prematuro del motor. Esto es, la velocidad máxima permitida debe alcanzarse dentro del rango de mínimo consumo específico de combustible del motor.
- Relaciones operativas. El par nominal de entrada, el peso bruto vehicular y la máxima velocidad a desarrollar por el vehículo, determinan la capacidad de la transmisión en función de las condiciones de operación, el número de velocidades y si existe la necesidad del empleo de la sobre marcha (*overdrive*).
- Necesidad de sobre marcha. Las transmisiones con sobre marcha permiten que el vehículo desarrolle una velocidad mayor. No obstante se deberá tener cuidado de no exceder el peso bruto vehicular establecido por el fabricante, ya que se corre el riesgo de que la transmisión se dañe por sobrecarga.
- Especificaciones del fabricante. Cuando las especificaciones de peso bruto vehicular que es capaz de mover la transmisión (proporcionadas por el fabricante) no son excedidas, se tiene la seguridad de que la transmisión proporcionará una capacidad de ascenso razonable, que no se verá afectada cuando se opere la sobre marcha de la transmisión en las condiciones adecuadas.
- Uso de la sobre marcha. La sobre marcha le permite al operador lograr una velocidad máxima dentro del límite legal, sobre carreteras planas o autopistas, permitiendo al motor operar alrededor del régimen de consumo mínimo. La vida de una transmisión se ve afectada por el uso inadecuado de la sobre marcha, como es el caso de su operación con cargas pesadas o en combinación con una relación baja del diferencial. Una referencia para la selección de transmisiones con sobre marcha es que se utilice la sobre marcha cuando se puedan mantener velocidades del motor y del vehículo altas.
- Rango de relaciones de la sobre marcha. A partir de los datos de los fabricantes, se determinó que el rango de las relaciones de la sobre marcha debe estar entre 0.6:1.0 y 0.8:1.0. La sobre marcha proporciona una velocidad mayor al vehículo a relativamente bajas rpm del motor.



**Figura 4.6** Esquema de una transmisión mostrando los engranes en la transmisión principal y en la transmisión auxiliar (TSP, 2000).

### IV.3.4 Diferencial

El diferencial es el elemento de acoplamiento con la transmisión y de su correcta selección depende el correcto aprovechamiento de la potencia disponible del motor para el desempeño del vehículo. En la figura 4.7 se presentan un diagrama de los componentes del diferencial.

En la selección del diferencial es necesario considerar los siguientes factores:

- **Peso bruto vehicular.** La consideración del peso vehicular, permite seleccionar la relación de engranes apropiada para alcanzar la velocidad límite bajo condiciones de carga.
- **Tipo de terreno.** Conociendo este factor, se determina la pendiente crítica que tiene que superar el vehículo. Adicionalmente, conociendo el tipo de superficie de rodamiento, permitirá determinar la potencia requerida para superar la rugosidad de la carretera.
- **Velocidad de desplazamiento.** La velocidad de operación (velocidad crucero), es la base para determinar el requerimiento de la potencia que demandará el vehículo cargado circulando a la velocidad reglamentaria (80 o 95 km/h).

Cuando un motor se opera dentro del rango de eficiencia energética no solamente se reducen los costos de mantenimiento y operación, sino que se asegura prolongar la vida del motor. Así, cuando la velocidad crucero es alcanzada a través del acelerador sin un cambio de engranes, la reducción de las rpm del motor permite utilizar menos potencia, lo que conlleva a operar el motor dentro o cerca del rango de economía de combustible. La combinación transmisión-diferencial debe producir pasos de engranes cerrados a través del período de aceleración y asegurar un eficiente desempeño bajo todas las condiciones del camino, y generalmente con el peso vehicular máximo.

En el caso del diferencial lo que se necesita conocer es la relación corona/piñón, esto es, lo que comúnmente se denomina como paso del diferencial. Este paso del diferencial determina la reducción del movimiento que es transmitido a las ruedas motrices.

El paso del diferencial (Vantelón, 1995), está determinado mediante la siguiente relación:

$$P_d = ((R_{gm} * P_{II}) / P_t * V_r) \quad (4.17)$$

Donde:

$P_d$  = Paso del diferencial

$R_{gm}$  = Régimen del motor (en donde se alcanza la velocidad máxima de circulación reglamentaria)

$P_{ll}$  = Perímetro de la llanta (m)

$P_t$  = Paso de la transmisión

$V_r$  = Velocidad máxima reglamentaria (km/h)

La reglamentación establecida para el control de la velocidad de vehículos con motores a diesel, fija el paso del diferencial para los vehículos de carga y de pasajeros. Sin embargo esta reglamentación ya no concuerda con la tecnología actual debido al aumento de la potencia y del torque de los nuevos motores, ya que al ser utilizados con un paso de diferencial con valor grande, el motor se ve afectado en su vida útil al tener que estar operando en un régimen elevado de rpm's, para alcanzar la velocidad reglamentaria.

En este sentido, también se ha detectado que los operadores en la práctica, manejan con el acelerador hasta el fondo, lo que se traduce en mantener altamente revolucionado el motor con los pasos reglamentarios del diferencial, y de esta forma alcanzar las velocidades máximas permitidas, lo que ocasiona un desgaste prematuro del motor.

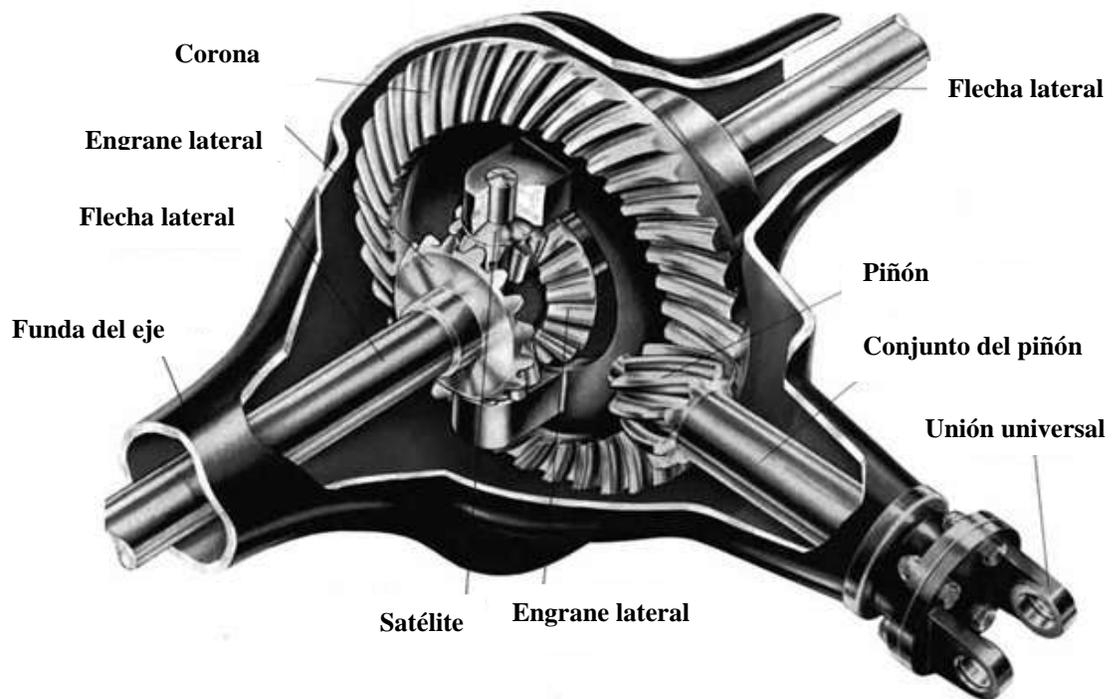


Figura 4.7 Esquema de los componentes del diferencial  
<http://automecanico.com> [en línea]

### IV.3.5 Llantas

Las llantas son los elementos de la cadena cinemática que tienen contacto con la carretera, soportando todo el peso del vehículo, a la vez que permiten su movimiento. Para conocer la velocidad que puede desarrollar un VSP es necesario conocer el desplazamiento de la llanta cuando da un giro completo; este desplazamiento depende del tamaño de la misma. La función que define a la llanta es:

$$F_{ll} = f(A_p, H_c, D_r, R_{ca}, E_{sd}) \quad (4.18)$$

Donde:

$F_{ll}$  = Función objetivo de las llantas

$A_p$  = Ancho de piso

$H_c$  = Altura de las caras laterales

$D_r$  = Diámetro del rim,

$R_{ca}$  = Rango de carga de las llantas

$E_{sd}$  = Eje sencillo o doble en donde va colocada la llanta.

El tamaño de las llantas está condicionado principalmente por la distancia entre el suelo y el chasis del vehículo, ya que dependiendo de esta distancia se puede aumentar o disminuir el efecto que produce la presión del aire pasando por debajo del vehículo (Vantelón, 1995).

El tamaño de una llanta se encuentra marcado con números y letras sobre el mismo neumático. Como ejemplo se puede considerar una llanta que tenga grabado la siguiente nomenclatura en su costado: 295/80 R 22.5 (Figura 4. 8), el ancho de la sección o ancho de piso en el ejemplo es 295, el diámetro del rim sería 22.5, y la serie para este caso es 80. Con el ancho de sección y la serie se determina la altura de la cara, la serie es un porcentaje del ancho de la sección. Si la llanta no tiene un número de serie, entonces el ancho de sección es la altura de la cara. De otra forma al tener un número de serie, éste representa el porcentaje del ancho de sección, que será entonces la altura de la cara. El diámetro de la llanta será dos veces el ancho de la cara más el diámetro del rim, esto es:

$$P_{ll} = d_{ll} \times 3.1416 \quad (4.19)$$

Donde:

$P_{ll}$  = Perímetro de la llanta

$d_{ll}$  = Diámetro de la llanta

3.1416 = Valor de la constante  $\pi$ .

Es pertinente considerar que las llantas radiales para vehículos pesados son más sensibles que las llantas convencionales y que el bajo perfil de las llantas radiales tiene un coeficiente de fuerza lateral constante a través de las diferentes cargas, parámetro que es importante considerar en el diseño de la suspensión [Cole, 1996]

Considerando que la temperatura afecta al desempeño de las llantas, es importante tener en consideración el enfriamiento en el sistema de frenado, ya que un calentamiento excesivo de las balatas provocará que las llantas se deterioren más rápido. Otro aspecto es el comportamiento estático y dinámico de las llantas para determinar el deterioro en las carreteras [Cebon, 1993], debido a las cargas que transportan los VSP.

La combinación de los elementos del tren motriz descritos en los párrafos anteriores, permiten elaborar un diagrama de velocidades, en donde se puede observar la velocidad máxima que puede desarrollar el vehículo, cuando se utiliza cada una de las relaciones de la transmisión en el régimen del motor en donde se tiene la potencia máxima.

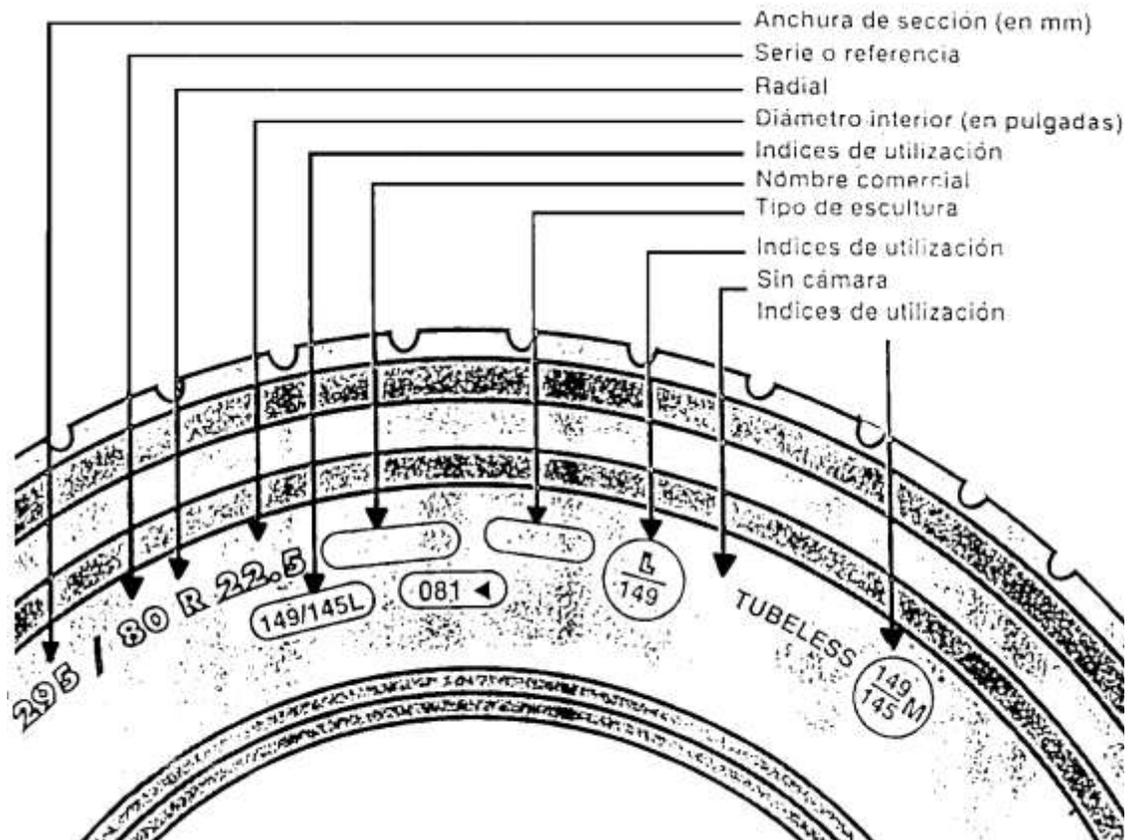


Figura 4.8 Elementos de identificación de una llanta. Estos están grabados en los costados de las llantas, son principalmente; ancho de sección, serie, diámetro interior e índices de utilización [Michelin, 1995]

# **V Consideraciones para establecer el modelo de análisis**

---

La selección del tren motriz de un vehículo, es la etapa que requiere de más atención, ya que los problemas o ventajas que se tendrán durante la operación del vehículo dependen de la configuración que se seleccione. Por lo que en este capítulo se plantean los aspectos a considerar para el desarrollo del modelo de análisis.

## **V.1 Problemas para realizar mediciones durante la operación del vehículo**

Realizar mediciones confiables del consumo de combustible y las emisiones que genera la operación de un VSP en tiempo real es complicado y consume mucho tiempo. El problema principal que se presenta son los factores ambientales, el clima y el tráfico que cambian constantemente, lo que hace que las condiciones de la prueba real que no sean repetibles. Una alternativa a esta situación es el utilizar varios vehículos al mismo tiempo. Esto representa un alto costo para llevar a cabo las mediciones, aún así hay diferencias entre los distintos conductores. Por ejemplo, cuando el conductor acelera y realiza los cambios a diferentes revoluciones por minuto del motor, estos cambios varían en cada uno de los operadores y por lo tanto influyen en el consumo de combustible hasta en un 40 % (CONAE, 1995).

Para reducir el consumo de combustible es importante utilizar el motor lo más eficientemente posible, esto nos conduce a elegir el tamaño de llanta adecuada, la transmisión y el diferencial, que permitan el funcionamiento del motor en un buen régimen de operación el tiempo necesario, durante la operación del vehículo a velocidades adecuadas.

En conducción urbana para el mismo promedio de velocidad en un vehículo idéntico, se ha encontrado que diferentes estilos de manejo producen incrementos en el consumo de combustible hasta del 33% (de 16.66 km/l a 12.50 km/l), incrementos en las emisiones de NO<sub>x</sub> hasta de 33%, de 3 a 4 g/km y en las emisiones de hidrocarburos (HC) de 16%, esto es, de 0.6 a 0.7g/km (NESCCAF, 2006)

En carretera, la velocidad promedio varía más con el estilo de manejo que en la ciudad. Las emisiones de NO<sub>x</sub> y HC se incrementan con el consumo, el cual está relacionado con la distancia del viaje. En autopistas, la mayoría de los conductores usan la sobre marcha. En estas condiciones, el vehículo tiende a emitir menos NO<sub>x</sub>, mientras los efectos sobre las emisiones de HC son menos perceptibles.

Considerando lo anterior, parece necesario contar con una herramienta que permita simular diferentes configuraciones del tren motriz, buscando reducir el consumo de combustible.

Mediante la aplicación de una metodología a través de un programa de computo se pueden realizar diferentes simulaciones con diferentes trenes motrices y predecir el comportamiento del vehículo, así como llevar a acabo estudios de las diferencias que se presentan entre los vehículos.

La simulación de los componentes del tren motriz debe cubrir todos los rangos de operación del vehículo, desde el estado de reposo hasta alcanzar la velocidad máxima. Esto implica que se deben poder observar los siguientes aspectos:

- La transición de un estado de reposo a un estado de movimiento.
- La predicción del desempeño del vehículo para conocer la velocidad máxima.
- La conversión del par-motor en velocidad del vehículo.
- Determinar la potencia disponible contra la potencia requerida.
- Desarrollar el diagrama de velocidades
- Mantener la potencia dentro de un rango en la curva de operación, buscando reducir el consumo de combustible.
- Determinar a velocidad constante el consumo de combustible en diferentes relaciones de velocidades de la transmisión.
- Analizar el desempeño del tren motriz en carreteras con pendientes, en cuanto a la arrancabilidad (*startability*) y la capacidad de ascenso (*gradeability*).
- Optimización de la cadena cinemática para la mejor economía de combustible.

El conocimiento del comportamiento mecánico que cada uno de los elementos del tren motriz tiene, permite establecer las características propias de cada vehículo. Los elementos del tren motriz se encuentran interrelacionados entre sí, por lo que cualquier modificación que se realice en alguno de ellos provocará cambios en el comportamiento del vehículo durante su desempeño.

## V.2 Eficiencia del tren motriz

Como se mencionó el consumo de combustible de un VSP depende de factores tales como, la carga del vehículo y la eficiencia energética del motor y la transmisión (Szczepaniak, 1982).

La eficiencia del tren motriz es el producto de la eficiencia termodinámica del motor,  $\eta_t$ , la eficiencia mecánica del motor  $\eta_m$  y la eficiencia de la transmisión  $\varepsilon_t$ .

$$\eta_{pt} = P_c / P_f = \eta_t \cdot \eta_m \cdot \varepsilon_t \quad (5.1)$$

Donde:

$\eta_{pt}$  = Eficiencia del tren motriz,

$P_c$  = Carga del vehículo

$P_f$  = Relación del consumo de combustible (kW)

$\eta_t$  = Eficacia termodinámica

$\eta_m$  = Eficiencia mecánica

$\varepsilon_t$  = Rendimiento de la transmisión

La eficacia termodinámica es la fracción de la energía del combustible convertida en trabajo dentro del motor:

$$\eta_t \cong (P_{frict} + P_b) / P_f \quad (5.2)$$

Donde:

$P_{frict}$  = Trabajo de fricción interno

$P_b$  = Trabajo al freno

La eficiencia termodinámica, es a menudo denominada como eficiencia indicada ( $P_{frict} + P_b$ ) es el trabajo total que consiste en el trabajo de fricción interno ( $P_{frict}$ ) y la potencia de salida o trabajo al freno ( $P_b$ ).

La eficiencia mecánica es la fracción del total de trabajo que es entregado por el motor a la transmisión:

$$\eta_m = P_b / (P_b + P_{frict}) \quad (5.3)$$

El rendimiento de la transmisión se determina mediante la siguiente relación:

$$\varepsilon_t = P_c / P_b \quad (5.4)$$

Los accesorios o equipos auxiliares como son el alternador y aire acondicionado, son generalmente impulsados por el motor sin tener que pasar a través de la transmisión. La energía utilizada por los vehículos se calcula mediante la relación (5.5).

$$P_c = P_{ll} + P_{ar} + P_{in} + P_{pe} \quad (5.5)$$

Donde:

$P_{ll}$  = Potencia por resistencia al rodamiento (kW)

$P_{ar}$  = Potencia por resistencia aerodinámica (kW)

$P_{in}$  = Potencia por la resistencia de inercia (kW)

$P_{pe}$  = Potencia requerida por resistencia a la pendiente (kW)

Las potencias se calculan mediante las siguientes ecuaciones:

a) Potencia por resistencia al rodamiento:

$$P_{ll} \cong Cr \cdot m \cdot g \cdot V \quad (5.6)$$

Donde:

$P_{ll}$  = Potencia requerida para el rodamiento (kW)

$Cr$  = Coeficiente adimensional de resistencia al rodamiento ( $Cr$  se considera a menudo que depende de  $V$ )

$m$  = masa del vehículo con carga ( $\text{kg}/10^3$ )

$g$  = Constante debida a la gravedad ( $\text{mkg}/\text{s}^2$ )

$V$  = Velocidad del vehículo en (m /s)

b) Potencia por resistencia aerodinámica:

$$P_{ar} = 0.5 \cdot \rho \cdot C_d \cdot A \cdot V^3 / 1000 \quad (5.7)$$

Donde:

$P_{ar}$  = Potencia requerida por la resistencia aerodinámica (kW)

$\rho$  = Densidad del aire (aproximadamente  $1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$ )

$C_d$  = Coeficiente de arrastre (adimensional)

$A = \text{Área frontal (m}^2\text{)}$

$V = \text{Velocidad del vehículo en (m /s)}$

c) Potencia por la resistencia de inercia:

$$P_{in} = 0,5 \cdot M \cdot [\Delta V^2 / \Delta t] \quad (5.8)$$

Donde:

$P_{in} = \text{Potencia por la resistencia de inercia (kW)}$

$M = \text{Masa inercial aproximadamente } 1.03 \text{ M (incluye el efecto de las partes de rotación y reciprocantes)}$

$\Delta V^2 / \Delta t = \text{relación de la velocidad del motor con la velocidad del vehículo (m}^2\text{/s}^3\text{)}$

d) Potencia requerida por resistencia a la pendiente:

$$P_{pe} = m \cdot g \cdot V \cdot \text{sen } \theta \quad (5.9)$$

Donde:

$P_{pe} = \text{Potencia requerida por resistencia a la pendiente (kW)}$

$m = \text{masa del vehículo con carga (kg/10}^3\text{)}$

$g = \text{Constante debida a la gravedad (mkg/s}^2\text{)}$

$V = \text{Velocidad del vehículo en (m /s)}$

$\theta = \text{Ángulo de la pendiente.}$

Es conveniente mencionar que los valores de la potencia debida a las resistencias de inercia y por pendiente pueden ser negativos.



## **VI Análisis del tren motriz**

---

El análisis del tren motriz que se presenta a continuación, considera los aspectos bajo los cuales se establece el programa de cómputo, para poder simular el comportamiento del vehículo y en particular de cada uno de los elementos del tren motriz.

### **VI.1 Metodología**

El método desarrollado para el análisis de la configuración de los elementos del tren motriz, permite evaluar el desempeño de un vehículo en operación, o seleccionar los componentes para un vehículo nuevo. También se puede determinar si el tren motriz es el adecuado para que el operador utilice la zona de economía de combustible con la operación óptima del motor.

En la Figura 6.1 se presenta el diagrama de flujo del método de análisis del tren motriz. Con el conocimiento del tipo de transporte que se desea realizar, carga o pasajeros, el peso bruto vehicular (PBV), la altitud sobre el nivel del mar y la capacidad de ascenso deseada, se inicia la configuración del tren motriz.

Para integrar los componentes del tren motriz se deben de considerar los siguientes aspectos.

#### **VI.1.1 Clase de vehículo**

Para la selección de la clase de vehículo se requiere conocer el tipo de servicio al que se va a destinar el VSP, si es de carga o pasajeros, es decir si se trata de un autobús, camión, camión-remolque y las diferentes combinaciones de tractor con semirremolque y remolque. Esto de acuerdo con el peso y dimensiones máximas permitidas para los vehículos de autotransporte que transitan en las carreteras federales del país de acuerdo con la Norma Oficial Mexicana NOM-012-SCT-2-2008 (SCT, 2008).

Con la clase de vehículo definida, su PBV y el tipo de camino a transitar se conocerán la altura sobre el nivel del mar y la pendiente máxima con la que debe de operar el VSP. Con esta información se realiza la primera selección del vehículo y se determina el número de ejes y el número de llantas. El PBV que exceda las disposiciones establecidas en el reglamento de pesos y dimensiones es rechazado.

#### **VI.1.2 Tamaño de las llantas**

Con la primera selección del vehículo el método establece el número de llantas de acuerdo con el número de ejes del vehículo, considerando la capacidad de carga de las mismas, su número y el peso bruto vehicular. El modelo toma en cuenta que cada una de ellas soporta un peso igual al de las restantes, y que sólo estará cargada el 80% de su capacidad de carga con el fin de prolongar su vida útil

(Goodyear, 1997). El número de llantas se seleccionan de acuerdo con la relación (6.1).

$$T_N = NAs + NAd \quad (6.1)$$

Donde:

$T_N$  = Número total de llantas

$NAs$  = Número de ejes con llantas sencillas

$NAd$  = Número de ejes dobles.

El tamaño de las llantas esta sujeto a las siguientes restricciones:

$$Bi \leq T_N \leq Tj \quad (6.2)$$

Donde:

$$Bi \geq 2$$

$$Tj \leq 10$$

$$Bm \leq T_N \leq Tn \quad (6.3)$$

Donde:

$$Bm \geq 6$$

$$Tn \leq 34$$

$$Wb \leq PBV \leq Wt \quad (6.4)$$

Donde:

$$Wb \geq 17.5$$

$$Wt \leq 62.5$$

Satisfaciendo las restricciones, se determina la capacidad de carga de la llanta, mediante la siguiente relación:

$$C_{CU} = PBV/T_N \quad (6.5)$$

Donde:

$C_{CU}$  = Capacidad de carga de la llanta

$PBV$  = Peso bruto del vehículo

La llanta se selecciona con la capacidad de carga igual o mayor a la calculada de una base de datos, denominada “llantas”.

### VI.1.3 Transmisión

Generalmente para una relación de peso–potencia baja, se requiere una transmisión con pocos pasos de engranes para obtener el mejor desempeño posible con la potencia disponible. Por ejemplo, la combinación de una transmisión de cinco velocidades y diferencial con dos velocidades, proporcionan velocidades cercanas a los 56 k/h para el desplazamiento en terrenos planos. Una transmisión de 13 velocidades es apropiada para operaciones severas, cuando se requieren pasos muy cerrados y un torque grande del motor, (SAE, 1971). Cuando se requiere más potencia o se tiene menos peso, las transmisiones con pocos pasos de engranes permiten desarrollar un buen trabajo. Una transmisión de diez velocidades es preferida por la mayoría de los operadores, particularmente en áreas montañosas, en donde se requieren cambios rápidos y confiables.

En cuanto a la selección del número de ejes de tracción, no es recomendable utilizar ejes sencillos para tractores que jalan más de 31 toneladas de peso bruto combinado, debido a dos aspectos principales: 1) la tracción es pobre en pavimento mojado o congelado y 2) el desgaste de los neumáticos del eje de tracción de la unidad es muy rápido.

Sin embargo, se ha encontrado que para servicio pesado, un motor con torque grande y una transmisión de 13 velocidades, con una configuración tipo tándem de 18 toneladas, puede ser recomendado para soportar la carga provocada por el torque grande de esta combinación. La reducción a tándem sencillo es normalmente adecuada para servicios en autopistas.

Por lo anterior, la transmisión se selecciona de acuerdo con el PBV de la unidad de una base de datos denominada “transmisiones”. Considerando el torque nominal de entrada de esta transmisión, se selecciona la transmisión con el número de velocidades más convenientes por el tipo de operaciones que realiza el vehículo, así como si es una transmisión con la última relación en el paso directo o con sobremarcha. De esta forma se determinan la relación de pasos de cada uno de los cambios, y se procede a la selección preliminar del motor

### VI.1.4 Motor

Para la selección del motor se considera como una primera aproximación la potencia necesaria para mover la unidad y vencer la resistencia aerodinámica del área frontal del vehículo (SAE, 1988)

$$P_e = 12.03 \cdot A + 2.033 \cdot PBV \quad (6.6)$$

Donde:

$P_e$  = Potencia estimada (kW)

$A$  = Superficie frontal del vehículo (m<sup>2</sup>)

$PBV$  = Peso Bruto Vehicular (kg)

Esta primera aproximación, forzará a una primera iteración para encontrar un motor de capacidad adecuada, haciendo que en cada ciclo se incremente la potencia del motor hasta encontrar uno con una potencia que permita mover el peso vehicular de la unidad.

El motor se selecciona de acuerdo a la capacidad torsional de la transmisión y su potencia debe ser mayor a la potencia estimada anteriormente.

## VI.1.5 Diferencial

Con la ecuación (6.7) se calcula el paso del diferencial; el resultado de esta fórmula proporciona una relación de paso cercana a las comerciales, que puede utilizarse para alcanzar la máxima velocidad permitida, dentro del área de mínimo consumo específico de combustible.

$$P_d = (60 * C_{ll} * (R_{cm} + 200)) / (1000 * P_u * V_r) \quad (6.7)$$

Donde:

$P_d$  = relación del paso del diferencial,

$C_{ll}$  = circunferencia de la llanta,

$R_{cm}$  = régimen de consumo mínimo de combustible del motor,

$P_u$  = relación de paso del último engrane de la transmisión

$V_r$  = velocidad legal permitida para circulación en las carreteras federales del país.

El límite de velocidad para un autobús de pasajeros es de 95 km/h y para un vehículo de transporte de carga es de 80 km/h; en ambos casos existe una tolerancia de 15 km/h adicionales para maniobras de rebase (Rafael et al. 1995).

Para comprobar que se cumple el criterio de velocidad máxima legal dentro del rango de mínimo consumo de combustible del motor seleccionado, se realiza a través del despeje de  $V_r$  de la ecuación (6.7).

### **VI.1.6 Cálculo de la capacidad de arranque**

Posteriormente se evaluará la capacidad de arranque (*startability*) del vehículo, utilizando la ecuación (4.13). La *startability* se expresa en porcentaje. Para las condiciones de México se considera un valor mínimo aceptable de 15% (Fitch, 1994), cuando el motor está trabajando en el torque máximo. En caso de no cumplir con este criterio, se selecciona una nueva transmisión y se inicia otra iteración.

Al cumplirse el criterio de capacidad de arranque, se procede a evaluar la potencia de reserva del motor de acuerdo a la norma SAE J688; si la reserva es igual a cero, se iniciará otro ciclo de cálculo.

### **VI.1.7 Cálculo de la capacidad de ascenso**

Posteriormente se estima, mediante la ecuación (4.14), la habilidad de ascenso (*gradeability*) del vehículo. El criterio de *gradeability* se fija en 20%, de acuerdo con la información proporcionada por fabricantes de motores. En caso de no cumplir con este criterio, se selecciona un motor de mayor potencia.

Si se transita por una carretera que presente una capacidad de ascenso mayor, es recomendable no dar un valor mayor de 45%, para no generar problemas con la posible configuración del tren motriz, ya que valores altos de capacidad de ascenso requerirá un motor de mayor potencia. Si la capacidad de ascenso es menor que la establecida, esto se debe indicar para lograr una configuración adecuada del tren motriz.

### **VI.1.8 Patrón de cambios y gráficas de desempeño**

El análisis del patrón de cambios de velocidades (*shift pattern*), se realizará a través del diagrama de velocidades con el fin de observar el comportamiento de la transmisión; es decir, todos los cambios de engranes de la transmisión se deben realizar dentro del rango de mínimo consumo específico de combustible del motor.

El cumplimiento de los valores mínimos de *startability* y *gradeability* se presentan en graficas en donde se observan los valores que se alcanzan en cada cambio de velocidad, tanto en la capacidad de ascenso como en la velocidad máxima alcanzada.

## VI.2 Elementos para el análisis

- Se utilizaron vehículos de transporte de servicio pesado de carga, ver las Figuras 6.1 y 6.2, y de pasajeros ver las figuras 6.3 y 6.4 (a manera de ejemplo) de diferentes empresas de transporte, con pruebas en diferentes rutas de operación en el país.
- Programa de simulación desarrollado para el análisis de la evaluación y selección del tren motriz (PSTM) de los VSP (Rafael, et al., 2007). El diagrama de flujo del programa se presenta en la Figura 6.5

## VI.3 Algoritmo del programa de evaluación y selección del tren motriz

El programa de cómputo diseñado para la selección del tren motriz, cuenta con la información de cada uno de los componentes disponibles comercialmente en el mercado mexicano. El programa diseñado le permite al usuario actualizar las bases de datos, permitiendo obtener una aproximación lo más cercana posible al comportamiento real del vehículo, considerando la eficiencia energética de la unidad. Las acciones que realiza el programa son:

- Con el dato del PBV y la altura sobre el nivel del mar, se selecciona un vehículo tomando en cuenta el reglamento de pesos y dimensiones (SCT, 2008), determinando a la vez, el número de ejes y el número de llantas.
- Con base en lo anterior, se procede a seleccionar las llantas del vehículo, considerando la capacidad de carga de las mismas, su número y el peso bruto del vehículo. La información se encuentra en una base de datos denominada “llantas” y que el usuario puede mantener actualizada.
- De acuerdo con el tipo de vehículo seleccionado se considera la resistencia aerodinámica del vehículo, así como su PBV, se estima una potencia mínima calculada, para que el programa realice la primera iteración y posteriormente seleccione las opciones más convenientes para el tren motriz.
- Se selecciona la transmisión de acuerdo al peso bruto vehicular y al torque nominal de entrada. Esta transmisión se selecciona de una base de datos denominada “transmisión”.
- Una vez determinada la transmisión, se seleccionará un motor con base en el par-motor máximo que soporta la transmisión y con el PBV. Con los elementos del tren motriz: llantas, transmisión y motor, se calcula el paso del diferencial y se selecciona éste de la base de datos “diferencial” en combinación con la base de datos “motor”.
- Una vez seleccionado el motor y el tren motriz, se calcula la capacidad de arranque en pendiente ascendente del vehículo (*startability*).

- Se determina la potencia de reserva requerida por la unidad para su desempeño en pendientes ascendentes, considerando el PBV y la *gradeability*.
- Se calcula el torque necesario para que el vehículo cumpla con la *startability*. De no cumplirse con los criterios de arranque en pendiente, se calcula nuevamente el torque para iniciar otra iteración.
- Al final, el programa presenta un resumen gráfico tanto del desempeño del tren motriz en su conjunto, de la capacidad de ascenso (*gradeability*). Presenta también un diagrama de velocidades del vehículo seleccionado, indicando la velocidad máxima alcanzable en el régimen de operación a potencia máxima gobernada del motor, así como la *zona verde* en donde se deben realizar los cambios de la caja de velocidades para lograr el consumo mínimo de combustible del motor.



**Figura 6.1 Tractocamión de prueba Clase T3-S2, para la evaluación del tren motriz, en la ruta del Puerto de Veracruz a la Cd. de Perote, Ver. - Puerto de Veracruz, distancia del recorrido 324 km (ICATVER, EI 0206)**



**Figura 6.2 Tractocamión de prueba Clase T3-S2, para la evaluación del tren motriz, en la ruta del Puerto de Veracruz a la Cd. de Perote, Ver. - Puerto de Veracruz (ICATVER, EI 0206)**



**Figura 6.3 Autobús B2 de prueba para la evaluación del tren motriz en la ruta de la Ciudad de Puebla – Perote, Ver.-Ciudad de Puebla, distancia recorrida de 295 km (U3E EE 0301)**



**Figura 6.4 Autobús B3 de prueba para la evaluación del tren motriz en la ruta de operación Cd. de Aguascalientes - Las Palmas, Jal. - Cd. de Aguascalientes, recorrido de 359 km (EQ-011103-01)**

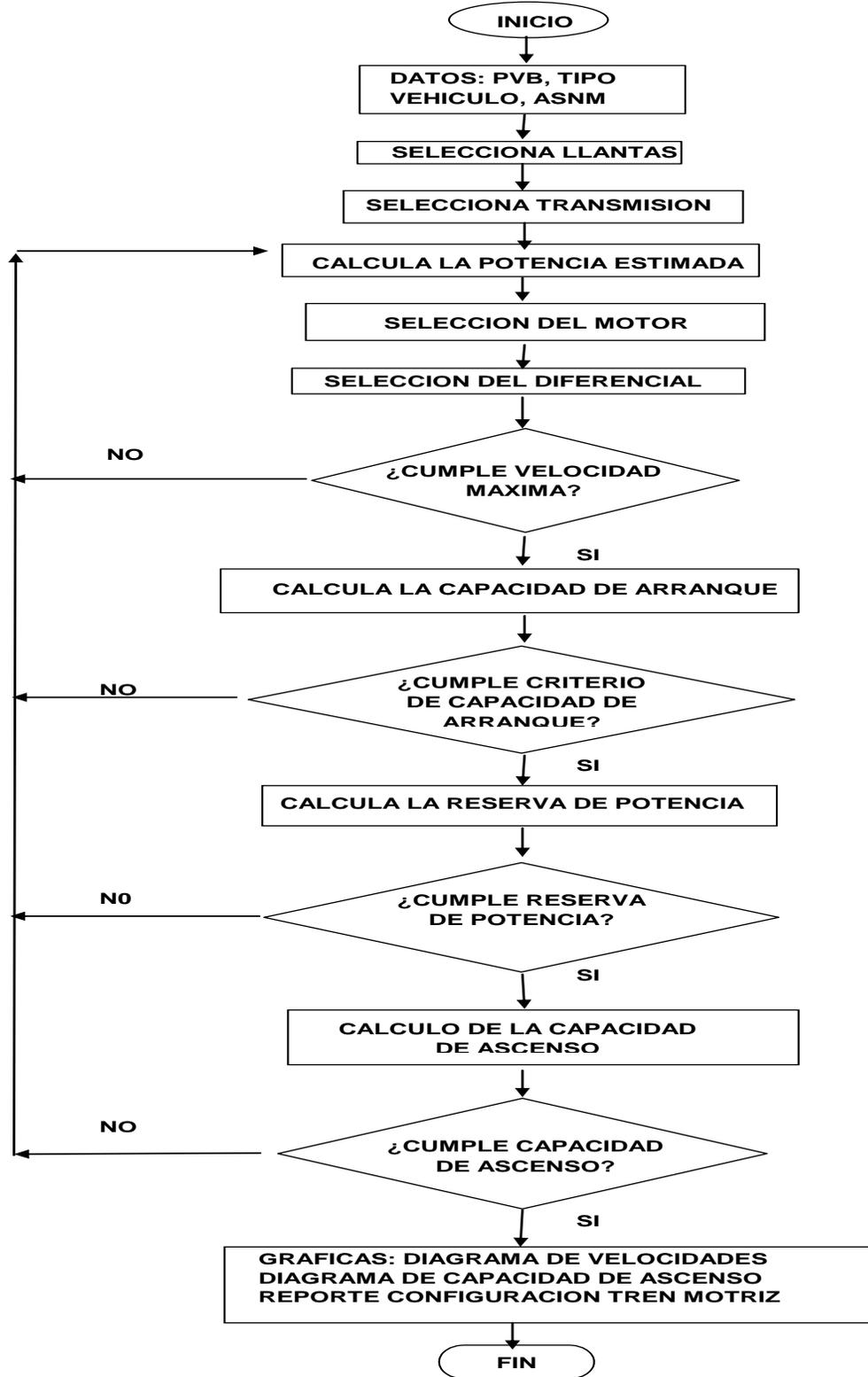


Figura 6.3 Diagrama de flujo para la selección o evaluación de los elementos del tren motriz

## VII Estructura del programa de evaluación y selección del tren motriz (PSTM-VW)

---

### VII.1 Barra de selección

Se refiere a la barra que sombrea los elementos a elegir presentados en las pantallas del menú. Ver la Figura 7.1

**Archivo.** Esta opción es para realizar una nueva corrida del programa o para salir del mismo.

**Índices.** Este módulo (Figura 7.2) presenta los cuatro índices de aprovechamiento de un vehículo pesado, que son:

- *Índice kilométrico ( $I_k$ )* que indica en porcentaje la relación de la distancia recorrida anualmente con respecto a una distancia ideal establecida por la empresa.
- *Índice de recorrido con carga ( $I_{rc}$ )* indica el porcentaje del recorrido del vehículo con carga.
- *Índice de carga ( $I_c$ )* indica el porcentaje de utilización de la capacidad útil de carga de la unidad.
- *Índice de aprovechamiento vehicular ( $I_{av}$ )* indica el porcentaje de aprovechamiento del vehículo en función de la capacidad de carga y el recorrido.
- El valor de los índices le indica al transportista las oportunidades de mejora que puede lograr. El valor óptimo de los índices debe ser igual a uno.

Al seleccionar aceptar se presenta la pantalla con la información del reporte generado, para los cuatro índices,  $I_c$ ,  $I_k$ ,  $I_{rc}$  e  $I_{av}$ , tal como se puede observar en la Figura 7.3

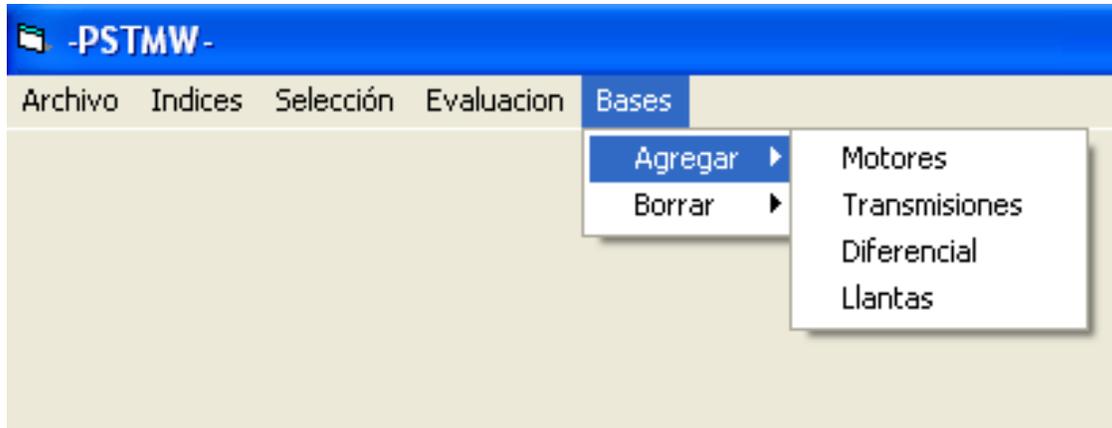


Figura 7.1 Pantalla del Menú principal del programa de cómputo para la Selección del Tren Motriz en ambiente Windows (PSTM-VW).



Indices de aprovechamiento vehicular

Tipo de transporte:  Carga  Pasaje

Distancia recorrida anualmente (Kg): 100000

Distancia recorrida con carga (Kg): 80000

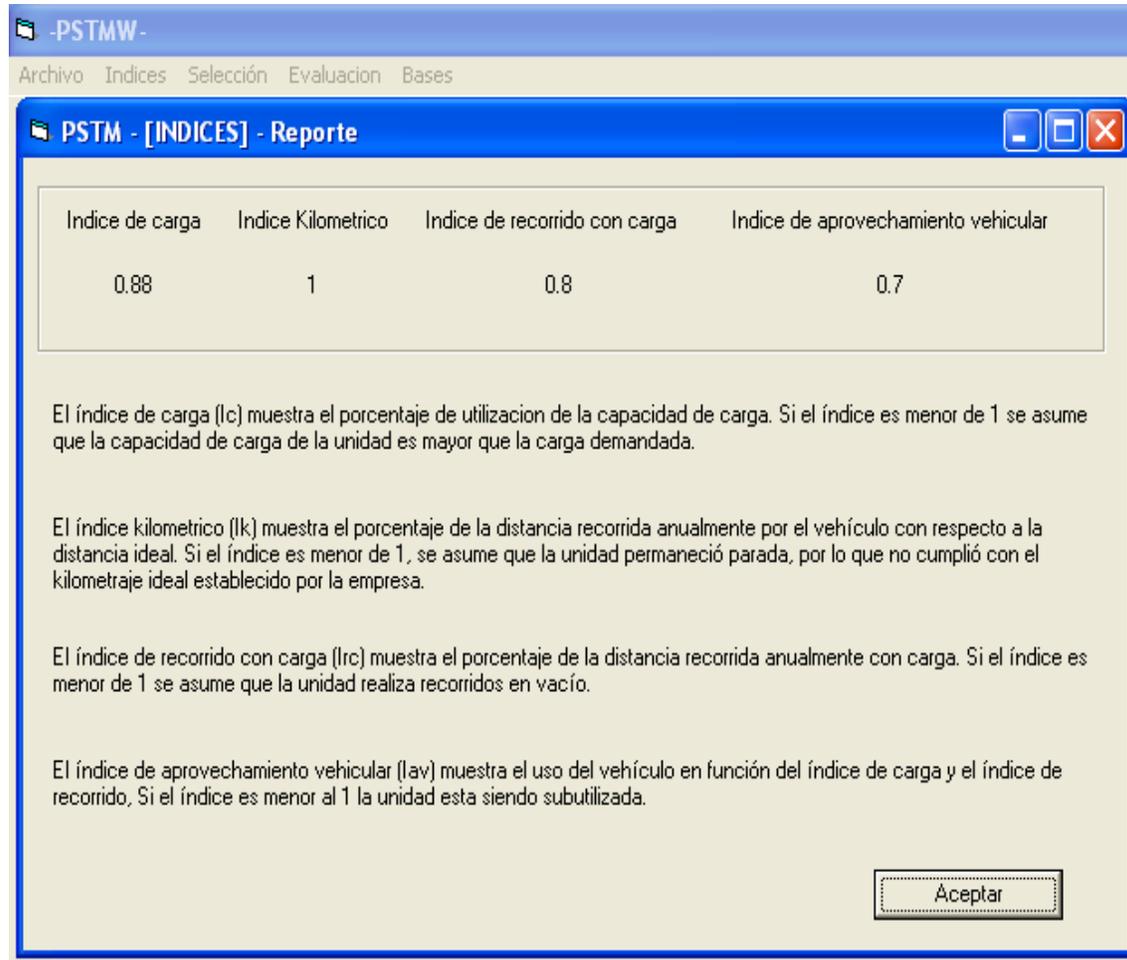
Unidades transportadas por viaje (Toneladas): 35

Capacidad de la unidad (Toneladas): 40

Desea dar una distancia ideal anual diferente:  Si  No

Aceptar

Figura 7.2 Se presenta el contenido de la pantalla con la información requerida para la evaluación de los indicadores de desempeño.



**Figura 7.3** Despliegue de la pantalla del reporte generado por el programa, de los valores obtenidos e interpretación correspondiente para cada índice.

## VII.2 Módulo selección

Este es el módulo principal del programa que lleva a cabo la selección de un tren motriz, tomando las características de mayor importancia de cada uno de los elementos que lo componen, de manera que permite tener una configuración adecuada a las necesidades del transportista. Figura 7.4

-PSTMW-

Archivo Indices Selección Evaluación Bases

Selección

Selección del tren motriz

Tipo de transporte:

Carga  Pasajeros

Altitud sobre el nivel del mar : 0 M.

Proporcione el peso bruto vehicular: 0 Kg.

Desea dar una capacidad de acenso diferente:

Aceptar  Negar

Aceptar

**Figura 7.4** Pantalla para la selección del tren motriz en donde se presenta los datos de entrada para iniciar el algoritmo de selección.

## VII .3 Módulo evaluación

Este módulo se utiliza cuando ya se conoce el tren motriz de un VSP y se requiere evaluar para conocer su desempeño a través del diagrama de velocidades y con el diagrama de capacidad Ascenso. Figura 7.5

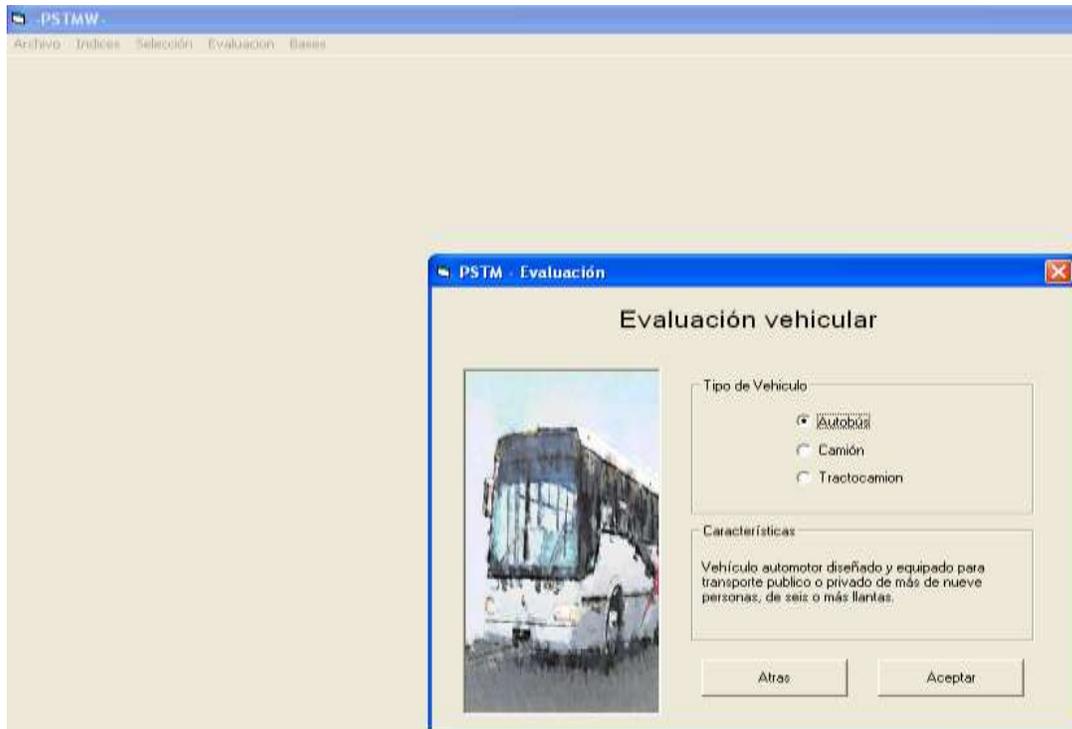


Figura 7.5 Despliegue de la ventana de evaluación.

## VII.4 Modulo de Bases de datos

Este módulo cuenta con cuatro bases de datos que contienen la información respecto a las características de cada uno de los componentes del tren motriz de los VSP, como son: motores, transmisiones, diferenciales y llantas;

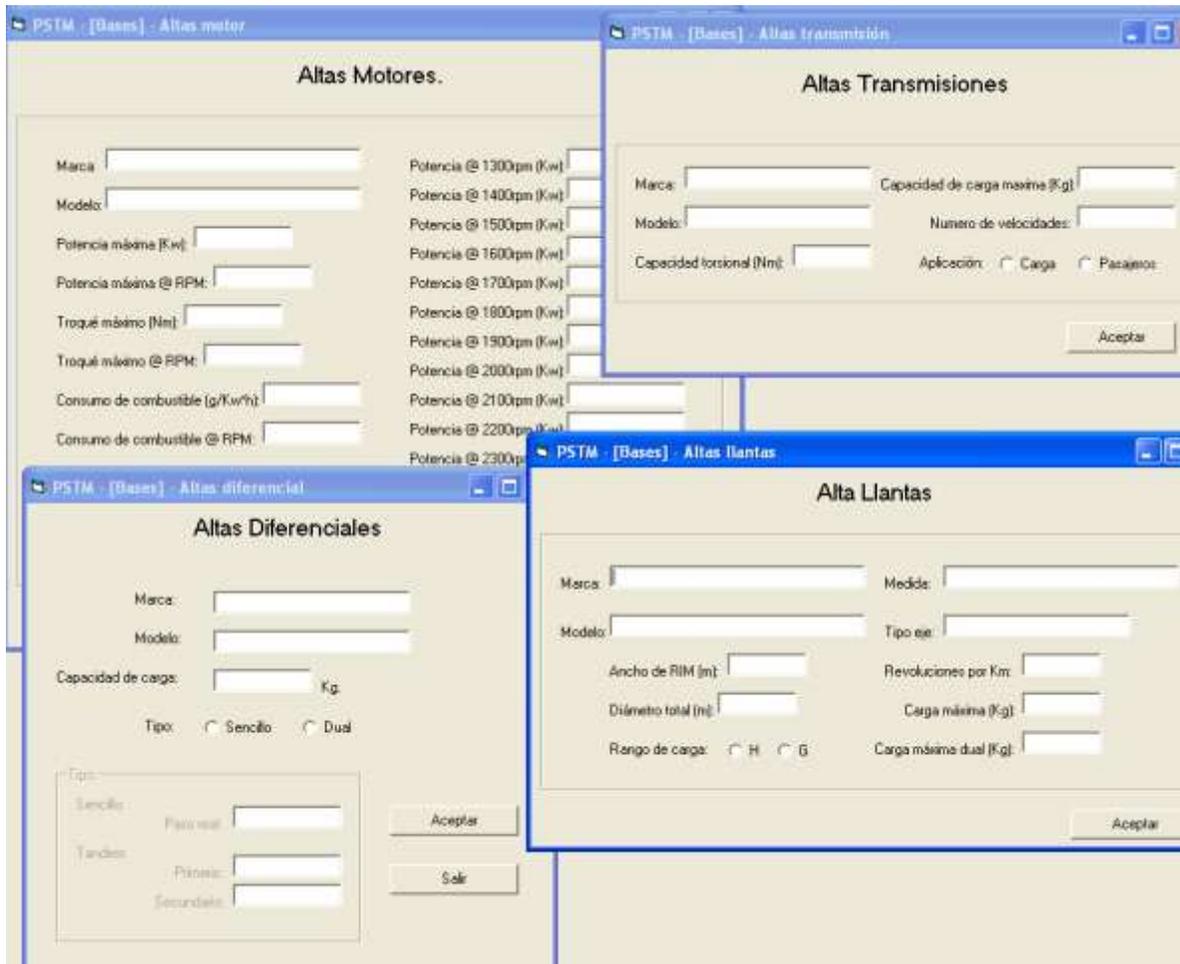


Figura 7.6 Despliegue de pantallas al utilizar la opción de bases de datos para dar de alta/baja alguno de los componentes del tren motriz.

## VIII Aplicación del método de análisis del tren motriz

---

En este capítulo se presentan las evaluaciones realizadas a vehículos de diferentes empresas de transporte. Los recorridos de prueba se hicieron en las rutas que normalmente realizan durante su operación, y se evaluó el desempeño del vehículo considerando el uso eficiente del combustible.

### VIII.1 Tractocamión articulado T3-S2

Se sometió a evaluación el tren motriz del tractocamión articulado T3-S2, modelo 1994, equipado con un motor Cummins N14-410, de 6 cilindros de 410 HP (Cummins, 1991); transmisión Fuller RTLO167-18B (EATON, 1995), paso de diferencial 4.11 (EATON, 1996) y llantas 11.00 R 24.5. El vehículo transportó un peso de 24 toneladas.

El recorrido de prueba fue del Puerto de Veracruz a la Cd. de Perote, Ver. regresando al Puerto de Veracruz. La distancia del recorrido fue de 324 km. El tren motriz de la unidad fue evaluado utilizando el programa desarrollado para la selección y evaluación del tren motriz -PSTM -.

En la Figura 8.1 se presenta la información del motor N14-410 correspondiente a la potencia, torque y consumo mínimo de combustible que se presenta en las 1300 rpm con valor de 195 g/kW-h. Las Figuras 8.2, 8.3 y 8.4 presentan la información de la transmisión RTLO167-18B, del diferencial con paso 4.11 y llantas con denominación 11.00 R 24.5

Con la información de cada uno de los componentes suministrada al modelo de simulación, se obtiene el diagrama de velocidades que se muestra en la Figura 8.5. Se observa que la máxima velocidad que alcanza el vehículo es de 125 km/h en el último cambio de la caja de velocidades, esto ocurre a 1 800 rpm que es en donde el motor proporciona la potencia máxima.

En el diagrama de velocidades se localiza la zona de economía de combustible, *zona verde*, para el motor N14-410, la cual se presenta en el rango de las 1200 rpm a las 1600 rpm. En la *zona verde* establecida se analiza el patrón de cambios de velocidades [*shift pattern*] de la transmisión, observando en la Figura 8.5 que los primeros cambios de la transmisión caen fuera del rango. Por lo que se establece que es necesario realizar el cambio de la caja de velocidades, para lograr un uso eficiente del combustible sin demérito del desempeño del vehículo. Otra opción es la de realizar una simulación para la selección del tren motriz con un punto de vista de ahorro de combustible.

Respecto al diagrama de capacidad de ascenso del vehículo T3-S2 (Figura 8.6), se observa que el tren motriz del vehículo cumple con las condiciones de desempeño, tanto en la capacidad de arranque (*startability*) que es de 23% -

siendo el valor mínimo es de 15%- y en la capacidad de ascenso (*gradeability*) de 53%, la capacidad de ascenso tiene como valor aceptable para las condiciones orográficas de México un mínimo de 20%.

En la Tabla 8.1 se presenta el reporte de evaluación de los elementos del tren motriz del vehículo T3-S2. Este reporte presenta el tipo de unidad evaluada con el peso bruto vehicular máximo a transportar. Las características del motor son: marca, modelo, el régimen del motor en donde se tiene la potencia máxima y el torque máximo. La tabla también presenta las características de la transmisión como es el PBV que puede transportar y el número de velocidades; el tipo de diferencial evaluado con su relación de paso correspondiente, si se trata de un diferencial de tipo sencillo o de dos pasos (dual). En la tabla también se indican las características principales de la llanta como son el tamaño y la carga máxima que puede soportar. Desde el punto de vista del uso eficiente del combustible se proporciona la velocidad máxima que se puede alcanzar dentro de la *zona verde*, el valor de arrancabilidad (*startability*) y capacidad de ascenso (*gradeability*) en pendiente, que se logran con el tren motriz evaluado.

PSTM - [Evaluación] - Seleccion de Motor

Seleccion de Motor.



MARCA	MODELO	POT GOB KW	POT RPM
CUMMINS	N14-310E	231	1800
CUMMINS	N14-330E	246	1800
CUMMINS	N14-370E	276	1800
CUMMINS	N14-410	306	1800
CUMMINS	N14-410E	306	1800
CUMMINS	N14-460E	343	1900

PSTM - [Evaluación] - Seleccion de Motor

Seleccion de Motor.



TOR MAX NM	TOR RPM	CMC GKWHR	CON RPM
1695	1100	188	1300
1831	1100	190	1300
1966	1100	190	1200
1966	1200	195	1300
1966	1100	188	1300
2237	1100	185	1200

Seleccione el motor mas adecuado de acuerdo a las características requeridas

Aceptar >>

<< Atras

**Figura 8.1 Motor N14-410: Potencia gobernada 306 kW @1800 rpm, torque máximo 1966 Nm @ 1200 rpm y consumo mínimo de combustible de 195 g/kW-h@1300 rpm**



Figura 8.2 Transmisión marca EATON modelo RTLO16718B, con torque máximo de 2237.4 Nm, con capacidad de carga de 55 000 kg y 18 velocidades.



Figura 8.3 Diferencial marca EATON modelo 23105S, con capacidad de carga de 55 338 kg y relación de paso de 4.11.



Figura 8.4 Características de la llanta marca GOODYEAR modelo G124 medida 11R24.5

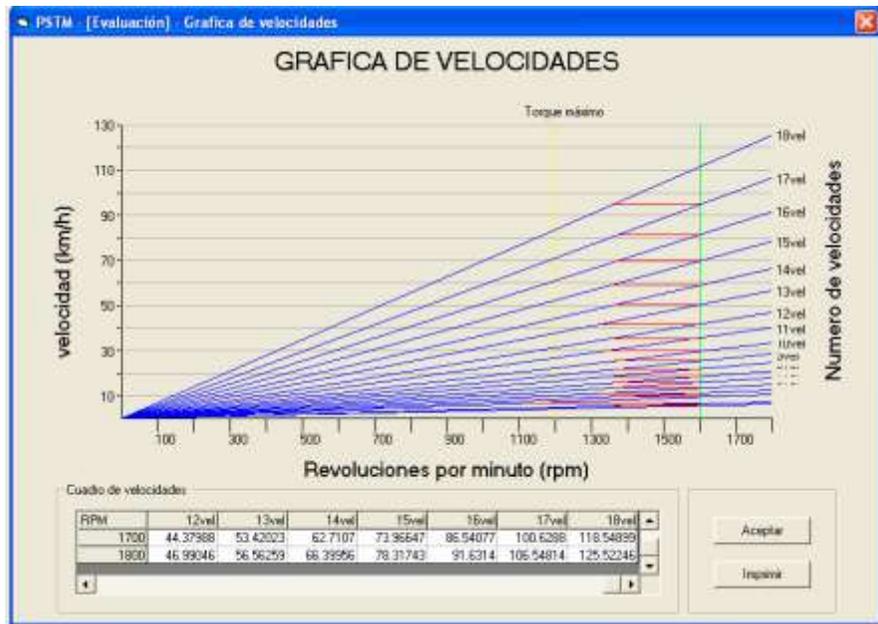


Figura 8.5 Diagrama de velocidades del vehículo T3-S2, con la zona verde del motor N14-410 en el rango de las 1200 rpm a las 1600 rpm

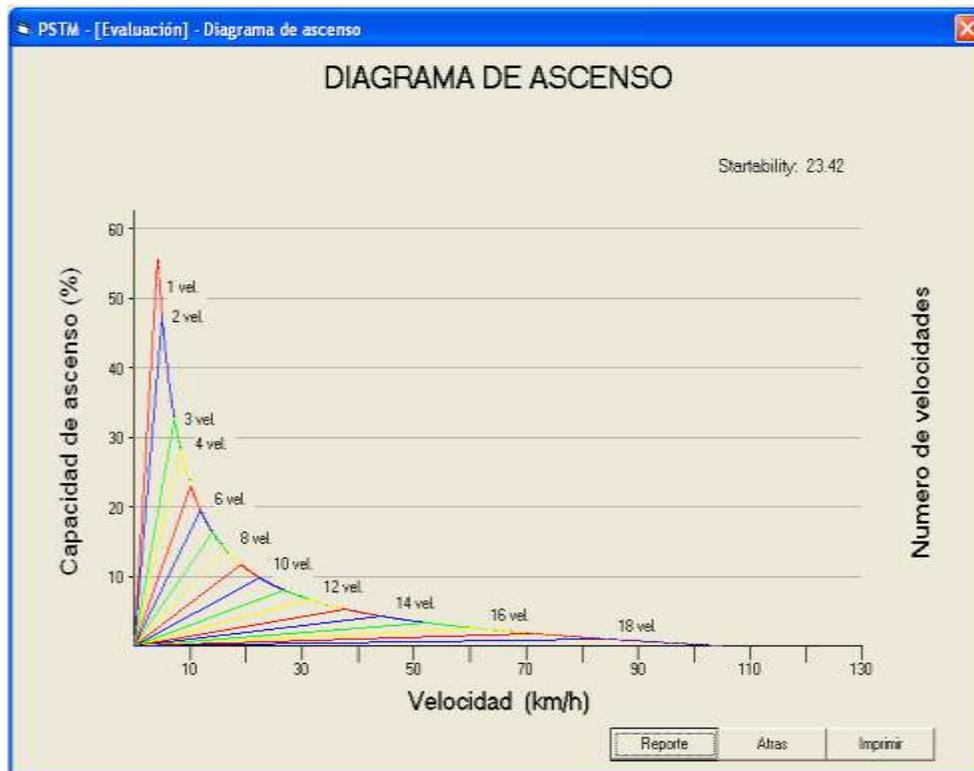


Figura 8.6 Diagrama de capacidad de ascenso del tren motriz del vehículo T3-S2, con un valor de startability del 23% y un valor máximo de gradeability del 52%.

**Tabla 8.1 Reporte de evaluación del vehículo T3-S2, con las características del tren motriz, valor máximo startability, gradeability y velocidad máxima alcanzada en la zona verde.**

Reporte de evaluación vehicular					
Tipo de unidad					
Tipo de unidad	Nomenclatura	Numero de Llantas	PBV en (Kg.)		
Tractocamión articulado	T3S2	18	44000		
Motor					
Marca	Modelo	RPM	Pot. en Kw.	Torque en NM	Torque en RPM
CUMMINS	N14-410	1800	306	1966	1200
Transmisión					
Marca	Modelo	Torque (NM)	Carga Maxima (kg)	Numero de velocidades	
EATON	RTLO16718B	2237.4	55000	18	
Diferencial					
Marca	Modelo	Carga Máxima (kg)	Relación de paso	Relación de paso dual	Tipo de diferencial
EATON	23105S	55338	4.11	0	SENCILLO
Llantas					
Marca	Modelo	medida	Ancho de Rim (M)	Diámetro de llanta (M)	Carga de llanta
GOODYEAR	G 124	11 R24.5	0.20955	44	2799
Vel. Máx. En zona verde					
81		Gradeability (%)		Startability (%)	
81		52		23	

## VIII.2 Alternativas para el tractocamión articulado T3-S2

### VIII.2.A Selección de una nueva transmisión

Bajo las mismas condiciones de operación del vehículo T3-S2, se realizó el cambio de la transmisión de 18 velocidades marca EATON modelo RTLO167-18B por la transmisión de 16 velocidades marca TSP modelo TSPO175-16MEGA (Spicer, 1994) para lograr que se realice el patrón de cambios de velocidades en la *zona verde*, las características de la transmisión se presentan en la Figura 8.7 y en la Tabla 8.2

Con la selección de la transmisión TSPO175-16MEGA, y considerando los otros elementos con las mismas características, se realizó la simulación obteniendo el diagrama de velocidades que se presenta en la Figura 8.8. En donde la velocidad máxima alcanzada es de 112 km/h en la última relación de cambio con el régimen de máxima potencia.

El patrón de cambios de velocidades se puede realizar dentro de la zona verde del motor N14-410, alcanzando una velocidad de 99 km/h en el LSZV. Esta velocidad es aceptable para un tractocamión de acuerdo con la normatividad vigente. Respecto al desempeño del vehículo T3-S2 con la transmisión TSPO175-16MEGA se puede observar que aumenta la capacidad de ascenso a 70% y la arrancabilidad se incrementó a 29%, (Figura 8.9). Estos nuevos valores alcanzados con el cambio de transmisión se debe a que la transmisión TSPO175-16MEGA presenta un torque de 2 373 Nm (1750 lb-ft), que es mayor al que proporciona la transmisión RTLO167-18B.

La Tabla 8.3 presenta el reporte de selección de los elementos del tren motriz para el vehículo T3-S2, desde el punto de vista del uso eficiente del combustible.



Figura 8.7 Características de la transmisión TSP0175-16MEGA.

Tabla 8.2 Características de la transmisión RTLO167-18B y la transmisión TSP0175-16MEGA, con las relaciones de paso de las velocidades y la amplitud entre los engranes.

		Velocidad y relaciones de paso									
Transmisión	Torque Máximo Nm	1a	2ª	3ª	4ª	5a	6a	7a	8a	9a	10a
RTLO167-18B	2 237.4	14.40	12.29	8.56	7.30	6.05	5.16	4.38	3.74	3.20	2.73
amplitud			17	44	17	21	17	18	17	17	17
SPO175-16MEGA	2 373.0	14.52	11.97	9.96	8.21	6.81	5.61	4.67	3.85	3.15	2.60
amplitud			21	20	21	21	21	20	21	22	21

Transmisión	Torque Máximo Nm	11a	12a	13a	14a	15a	16a	17a	18a		
RTLO167-18B	2 237.4	2.29	1.95	1.62	1.38	1.17	1.0	0.86	0.73		
amplitud		19	17	20	17	18	17	16	17		
SPO175-16MEGA	2 373.0	2.16	1.78	1.46	1.20	1.0	0.82				
amplitud		20	21	22	22	20	22				

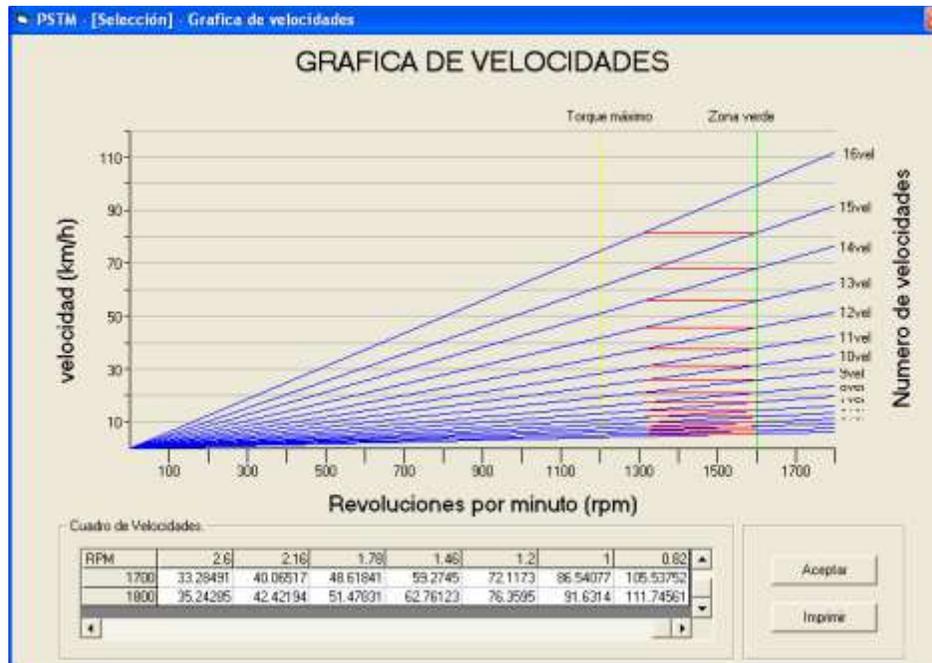


Figura 8.8 Diagrama de velocidades del vehículo T3-S2, con la transmisión TSPO175-16MEGA. La zona verde del motor N14-410 se localiza en el rango de las 1200 rpm a las 1 600 rpm

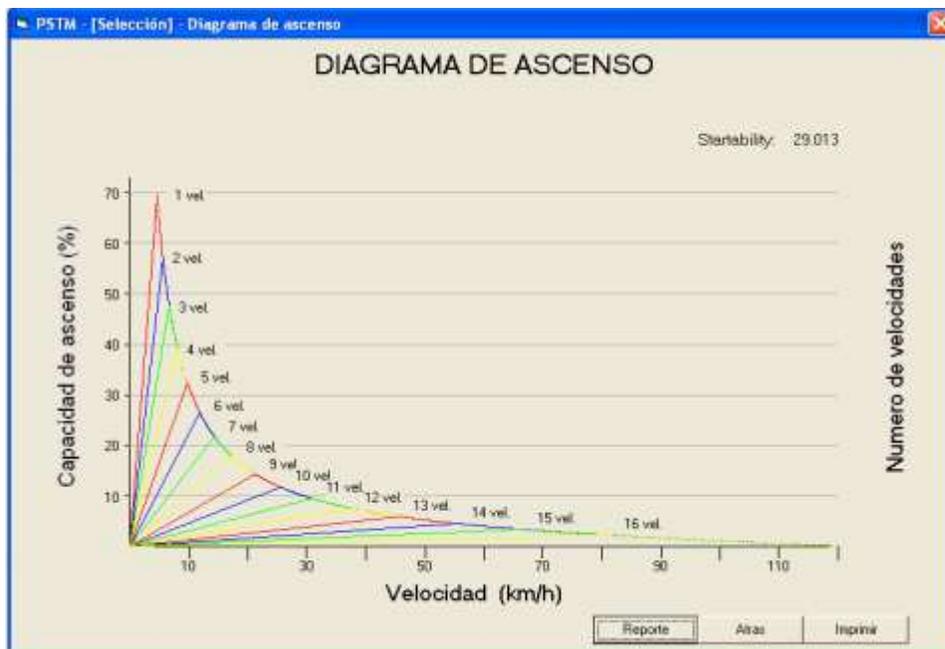


Figura 8.9 Diagrama de capacidad de ascenso del tren motriz del vehículo T3-S2, con la transmisión TSPO175-16MEGA. La arrancabilidad se incremento a 29% y el valor máximo de la capacidad de ascenso es de 70%.

**Tabla 8.3 Reporte de la selección del vehículo T3-S2, con la nueva transmisión TSP0175-16MEGA**

Reporte de Selección vehicular					
Tipo de unidad					
Tipo de unidad	Nomenclatura	Numero de Llantas	PBV en (Kg.)		
Tractocamion articulado	T3-S2	18	44000		
Motor					
Marca	Modelo	RPM	Pot. en Kw.	Torque en NM	Torque en RPM
CUMMINS	N14-410	1800	306	1966	1200
Transmisión					
Marca	Modelo	Torque (NM)	Carga Maxima (kg)	Numero de velocidades	
TSP	TSP0175-16MEGA	2372.68	54431.08	16	
Diferencial					
Marca	Modelo	Carga Máxima (kg)	Relación de paso	Relación de paso dual	Tipo de diferencial
EATON	23105S	55338	4.11	0	SENCILLO
Llantas					
Marca	Modelo	medida	Ancho de Rim (M)	Diámetro de llanta (M)	Carga de llanta
GOODYEAR	G 124	11 R24.5	0.20955	1.11	3189
Vel. Máx. En zona verde					
99		Startability		Gradeability	
99		29		70	

## VIII.2.B Selección de motor y transmisión

Considerando el ahorro de combustible se lleva cabo la selección de un motor Cummins modelo N14-370E, con los demás elementos de la cadena cinemática considerados en el punto 1.A); transmisión TSPO175-16MEGA, relación de paso del diferencial de 4.11 y medidas de las llantas 11R24.5. Con este nuevo tren motriz se determinó el comportamiento del tractocamión articulado T3-S2.

El motor Cummins N14-370E, ver Figura 8.10, presenta una potencia gobernada de 276 kW en las 1 800 rpm. El valor del torque máximo es de 1 966 Nm en las 1 100 rpm y el consumo mínimo de combustible es de 190 g/kW-h en las 1 200 rpm.

La *zona verde* del motor N14-370E se presenta en la región comprendida entre las 1 100 rpm y las 1 500 rpm. Al graficar el diagrama de velocidades se observa que todos los cambios de la transmisión se pueden realizar dentro de esta zona sin ningún problema, el diagrama se presenta en la Figura 8.11. La velocidad alcanzada dentro de la “*zona verde*” es de 93 km/h.

El desempeño del tren motriz no se ve afectado, tal como se observa en la Figura 8.12 en donde la arrancabilidad es de 29% y el valor de la capacidad de ascenso es de 69%; sin embargo, el nuevo tren motriz presenta ventajas respecto al consumo de combustible, debido a que bajo las mismas condiciones de operación el consumo de combustible con el motor N14-370E es de 190 g/kW-h, mientras que con el N14-410 es de 195 g/kW-h.

En la Tabla 8.4 se presenta el reporte de la selección del vehículo T3-S2, con motor N14-370E, transmisión TSPO175-16MEGA, relación del diferencial de 4.11 y medidas de las llantas 11R24.5, alcanzando una velocidad máxima dentro de la zona verde de 93 km/h, con una *startability* de 29 y *gradeability* de 69%

PSTM - [Selección] - Selección de motor

## Selección de motor



Seleccione el motor mas adecuado de acuerdo a las características requeridas



MARCA	MODELO	POT GOB KW	POT RPM	TOR MAX
CUMMINS	N14-310E	231	1800	1695
CUMMINS	N14-330E	246	1800	1831
▶ CUMMINS	N14-370E	276	1800	1966
CUMMINS	N14-410	306	1800	1966
CUMMINS	N14-410E	306	1800	1966
CUMMINS	N14-460E	343	1900	2237

## Selección de motor



Seleccione el motor mas adecuado de acuerdo a las características requeridas



TOR MAX NM	TOR RPM	CMC GKWHR	CON RPM	P. 1C
1695	1100	188	1300	0
1831	1100	190	1300	0
▶ 1966	1100	190	1200	0
1966	1200	195	1300	0
1966	1100	188	1300	0
2237	1100	185	1200	0

HP= Kw / 0.746

Aceptar

**Figura 8.10 Características del motor N14-370E: Potencia gobernada de 276 kW @1800 rpm, torque máximo de 1966 Nm @ 1100 rpm, consumo mínimo de combustible de 190 g/kW-h@1200 rpm.**

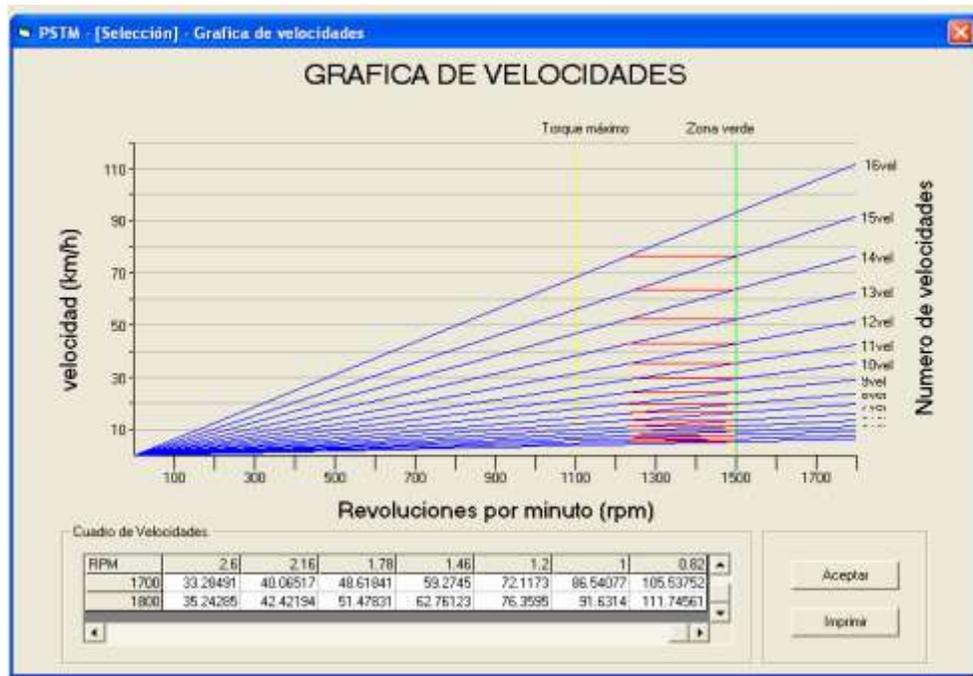


Figura 8.11 Diagrama de velocidades para el vehículo T3-S2, con motor N14-370E, transmisión TSP0175-16MEGA, paso de diferencial 4.11 y llantas 11R24.5



Figura 8.12 Diagrama de capacidad de ascenso del tren motriz del vehículo T3-S2, con motor N14-370E, transmisión TSP0175-16MEGA, paso de diferencial 4.11 y llantas 11R24.5.

**Tabla 8.4 Reporte de la selección del vehículo T3-S2, con motor N14-370E, transmisión TSPO175-16MEGA, relación del diferencial de 4.11 y medidas de las llantas 11R24.5**

Reporte de Selección vehicular					
Tipo de unidad					
Tipo de unidad	Nomenclatura	Numero de Llantas	PBV en (Kg.)		
Tractocamion articulado	T3-S2	18	44000		
Motor					
Marca	Modelo	RPM	Pot. en Kw.	Torque en NM	Torque en RPM
CUMMINS	N14-370E	1800	276	1966	1100
Transmisión					
Marca	Modelo	Torque (NM)	Carga Maxima (kg)	Numero de velocidades	
TSP	TSPO175-16MEGA	2372.68	54431.08	16	
Diferencial					
Marca	Modelo	Carga Máxima (kg)	Relación de paso	Relación de paso dual	Tipo de diferencial
EATON	23105S	55338	4.11	0	SENCILLO
Llantas					
Marca	Modelo	medida	Ancho de Rim (M)	Diámetro de llanta (M)	Carga de llanta
GOODYEAR	G 124	11 R24.5	0.20955	1.11	3189
Vel. Máx. En zona verde					
93		Startability		Gradeability	
93		29		69	

## VIII.2.C Análisis de las selecciones

En el caso del punto 1.A, en donde se realiza la selección de una nueva transmisión para el tractocamión articulado T3-S2, sin realizar el cambio del motor N14-410. Se tiene que el torque de la transmisión RTLO167-18B es de 2 237.4 Nm (1650 lb-ft) y el de la transmisión TSPO175-16MEGA es de 2 373 Nm (1 750 lb-ft), En la Tabla 8.2 se presentan las características de las dos transmisiones, en donde se observa que la transmisión TSPO175-16MEGA proporciona mayor torque que la transmisión del tren motriz evaluado. Las amplitudes en cada una de las transmisiones presentan valores parecidos, excepto en los primeros tres cambios como es el caso de la RTLO167-18B

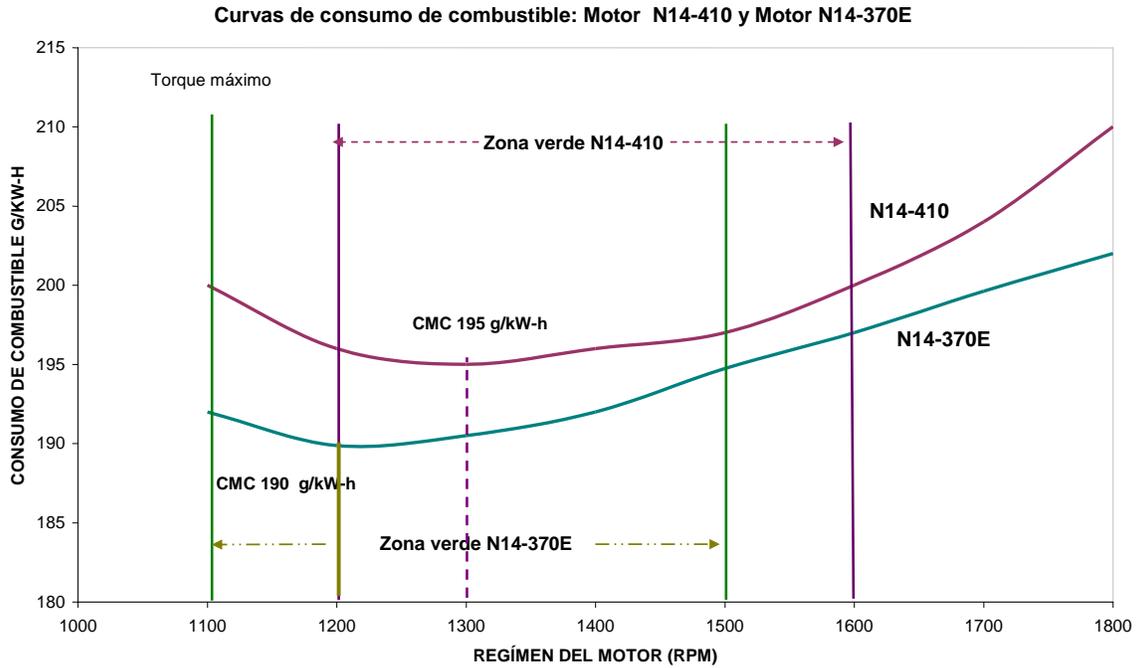
En el motor N14-410 el consumo de mínimo de combustible se presenta en las 1 400 rpm y tiene un valor de 195 g/kW-h. La zona verde en este motor se localiza entre las 1 200 rpm y las 1 600 rpm; en las 1 200 rpm se tiene una potencia de 247 kW (331 hp) y un consumo de 196 g/kW-h; en las 1 600 rpm la potencia es de 306 kW (410 hp) y el consumo de combustible es de 200 g/kW-h.

En el caso del motor N14-370E el consumo mínimo es de 190 g/kW-h y se encuentra en las 1 200 rpm, la zona verde se localiza entre las 1100 rpm y 1500 rpm; en las 1100 rpm la potencia es de 219 kW (293 hp) y un consumo de combustible de 192 g/kW-h. En las 1500 rpm la potencia es de 276 kW (370 hp) y el consumo de combustible es de 195 g/kW-h.

En la Figura 8.13 se presentan las curvas del consumo de combustible para los motores N14-410 y N14-370E. Al seleccionar un motor con menos potencia como es el N14-370E se tiene una diferencia significativa al disminuir el consumo de combustible, sin menoscabo del desempeño del vehículo T3-S2 tal como se demostró en las Figuras 8.11 y 8.12.

La diferencia en el consumo de combustible en el límite superior de la zona verde es de 5 g/kW-h. Si se considera la potencia y el consumo de cada uno de los motores en el límite superior de la zona verde se tiene que el consumo expresado en litros consumidos por hora es de 73.70l/h en el motor N14-410 y en el motor N14-370E es de 64.81 l/h. En este caso se consideró la densidad del Diesel ( $\rho$ ) con un valor de 0.83 kg/l a una temperatura de 25°C, ver Tabla 8.5.

Para determinar el rendimiento de cada uno de los motores se considera la velocidad máxima reglamentaria de circulación para un vehículo de carga que es de 80 km/h, por lo que el rendimiento en el motor N14-410 es de 1.09 km/l y para el N14-370E de 1.23 km/l. Considerando la distancia anual promedio que recorren las unidades de transporte de carga en México de 100 000 km/año (CONAE, 1993), se tiene un consumo anual para el motor N14-410 de 92,124 litros y para el N14-370E de 81,015 litros, por lo que se tiene una disminución de 11,109 litros por año. El precio del Diesel considerado fue de \$7,93 por litro (PEMEX, 2009), por lo que esto representa un ahorro de \$88 095 pesos /año.



**Figura 8.13** Curvas de consumo de combustible con la zona verde de los motores N14-410 Y N14-370E. El Consumo mínimo de combustible es de 190 g/kW-h para el N14-370E en las 1200 rpm y de 195 g/kW-h para el N14-410 en el régimen del motor de 1300 rpm

**Tabla 8.5 Determinación del consumo de Diesel/año y costo/año de los motores N14-410 y N14-370E, para el vehículo T3-S2.**

<b>PARAMETROS MOTOR</b>	<b>N14-410</b>	<b>N14-370E</b>	<b>N14370E - N14410</b>	<b>((N14370E - N14410)/ N14410) x100 [%]</b>
<b>LSZV [RPM]</b>	1600	1500		
<b>CONSUMO [G/KW-H]</b>	200	195		
<b>POTENCIA [KW]</b>	306	276	-30 <sup>(1)</sup>	
<b>CONSU*POT [G/H]</b>	61200	53820	-7380	
<b>CONSU*POT[KG/H]</b>	61.20	53.82	-7.38	
<b>ρ DIESEL @ 25°C [KG/L] <sup>(2)</sup></b>	0.83	0.83		
<b>FLUJO VOLUMÉTRICO [L/H]</b>	73.70	64.81	-8.89	
<b>VEL (LSZV) [KM/H]</b>	80.00	80.00		
<b>ξ MOTOR (RENDIMIENTO) [KM/L]</b>	1.09	1.23	0.14	13.71
<b>DISTANCIA ANUAL [KM]</b>	100 000	100 000		
<b>CONSUMO/AÑO [L/AÑO]</b>	92,124	81,015	-11,109	-12.06
<b>DIESEL (7.93\$/ L) [\$/AÑO]</b>	730,546	642,450	-88,095	-12.06
<b>CONSUMO DIESEL/AÑO (50 UNIDADES) [ \$/FLOTILLA]</b>	36,527,276	32,122,516	-4,404,760	-12.06

**Nota:** <sup>(1)</sup> el signo (-) representa disminución *-ahorro-*

<sup>(2)</sup> ρ DIESEL @ 25°C [kg/l] (LUPEQSA, 1997)

### VIII.3 Evaluación de Autobús B2

Las pruebas se realizaron en un autobús B2 marca DINA modelo 532 chasis coraza equipado con un motor Cummins Diesel, modelo V6-155 de 116 kW (155 hp) (Cummins, 1974) caja Spicer manual de 5 velocidades (Spicer, 1994), paso de diferencial 6.50/8.86 y llantas convencionales de tamaño 10.00 - 20. Los recorridos de prueba fueron de la Ciudad de Puebla – Perote, Ver.-Ciudad de Puebla. El peso bruto vehicular fue de 17 toneladas y la distancia recorrida de 295 km. El recorrido presentó 20 % en terreno plano y 80 % en terreno montañoso.

En la Figura 8.14 se presentan las características principales del motor Cummins V6-155, que tiene una potencia máxima de 116 kW en las 3 300 rpm, torque máximo de 393 Nm en las 1 900 rpm y un consumo específico de combustible mínimo de 237g/kW-h en las 2 500 rpm. Las Figuras 8.15 y 8.16 presentan la información de la transmisión ES60-5E, así como la del diferencial RS 23 240E con dos relaciones de pasos; un valor bajo de 8.86 y el valor alto de 6.50. Las llantas convencionales de medidas 10.00-20 seleccionadas, se presentan en la Figura 8.17.

Toda la información se suministra al modelo de simulación para realizar la evaluación del tren motriz del autobús B2. Por lo que se puede observar en el diagrama de velocidades de la Figura 8.18 que el autobús alcanza una velocidad máxima de 102 km/h en el último cambio de velocidad.

La zona de economía de combustible –zona verde- se encuentra localizada en el diagrama de velocidades entre las 2300 rpm y 2700 rpm, al realizar los cambios dentro de esta zona verde se puede observar que la mayoría de éstos caen fuera de la zona de eficiencia energética del motor. Por otro lado, se observa que la velocidad máxima que se puede alcanzar en el límite superior de la zona verde (LSZV) es de 84 km/hr con el tren motriz evaluado, por lo tanto se tiene que realizar un cambio de la transmisión, ya que no se alcanza la velocidad de operación máxima, establecida por la empresa de transporte.

De acuerdo con el diagrama de ascenso, observamos en la Figura 8.19 que se logra una *startability* del 21 % y una *gradeability* del 32 %. Ambos valores cumplen con los criterios de desempeño establecido. Sin embargo, al realizar los cambios de velocidades, se puede observar que la mayoría de los cambios cae fuera de la zona de economía de combustible, esto indica que la transmisión y el diferencial, no se encuentran configurados de forma adecuada para lograr un uso eficiente del combustible.

Por lo anterior se propone la selección de un tren motriz que permita desarrollar las operaciones del autobús bajo las condiciones establecidas para el recorrido y el PBV que se desea mover. En la tabla 8.6 se presenta el reporte de la evaluación realizada al autobús B2.

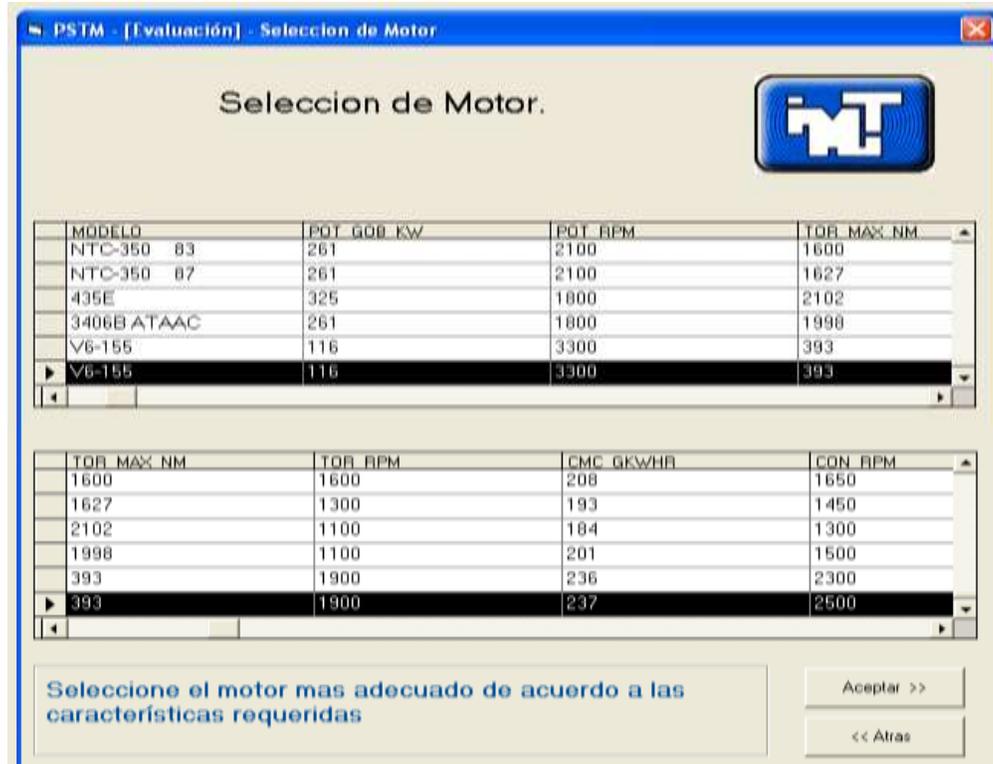


Figura 8.14 Características del motor Cummins V6-155, Potencia máxima de 116 kW @ 3300 rpm, torque máximo de 393 Nm@1900 rpm y consumo específico de combustible mínimo de 237g/kW-h@2500 rpm



Figura 8.15 Características de la transmisión ES65-5D, proporcionando un torque máximo de 881,28 Nm

PSTM - [Evaluación] - Selección de Diferencial

Selección de Diferencial.



MARCA	MODELO	CAP. CAR. KG	REL. PASO	DUAL
ROCKWELL	RS-19-220	22680	4.56	6.36
ROCKWELL	RS-17-220	22680	6.5	9.07
▶ ROCKWELL	RS-23-240	31752	6.5	8.86
ROCKWELL	RS-21-230	27216	5.86	8.57
ROCKWELL	RS-17-220	22680	7.17	10
ROCKWELL	RS-19-220	22680	3.91	5.45

Frame1

Seleccione unidad de diferencial con capacidad de carga mayor o igual a: **17500** kg.

Aceptar >>

<< Atras

Figura 8.16 Características del diferencial ROCKWELL con relación de paso dual de 6.50 y 8.86 y capacidad de carga de 31 toneladas

PSTM - [Evaluación] - Selección de Llantas

Selección de Llantas.



MARCA	MODELO	MEDIDA	RAN. CARGA	ANCHORIM
▶ FIRESTONE	GAISEN	10.00-20	F	0.1905
FIRESTONE	GAISEN	11.00-20	F	0.2032
FIRESTONE	GAISEN	11.00-20	F	0.2032
BRIDGESTONE	L-317	10.00 R20	H	0.1905
BRIDGESTONE	R-190	1000 R20	H	0.1905
BRIDGESTONE	R-190	1100 R20	H	0.2032

Figura 8.17 Características de la llanta convencional evaluada 10.00-20

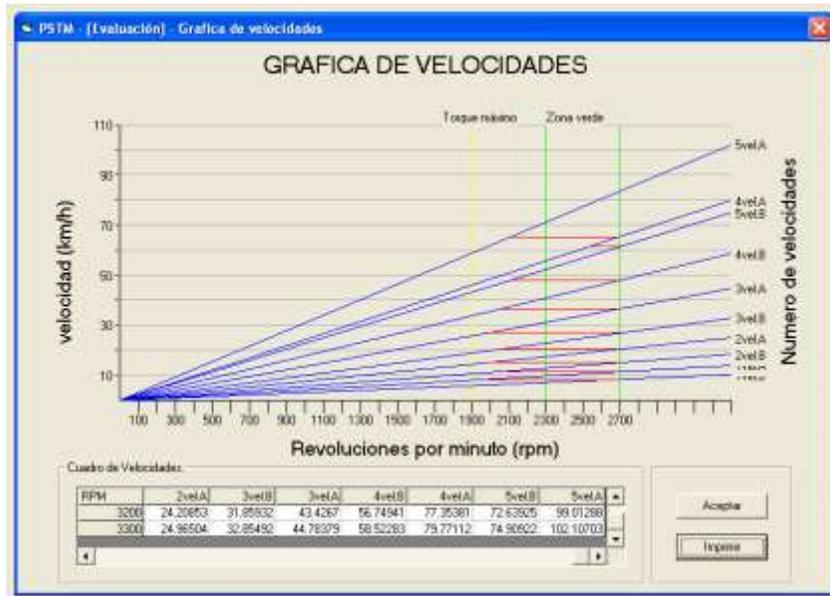


Figura 8.18 Diagrama de velocidades del autobús B2, con la zona de economía de combustible, zona verde, del motor V6-155 en el rango de las 2,300 rpm a las 2,700 rpm

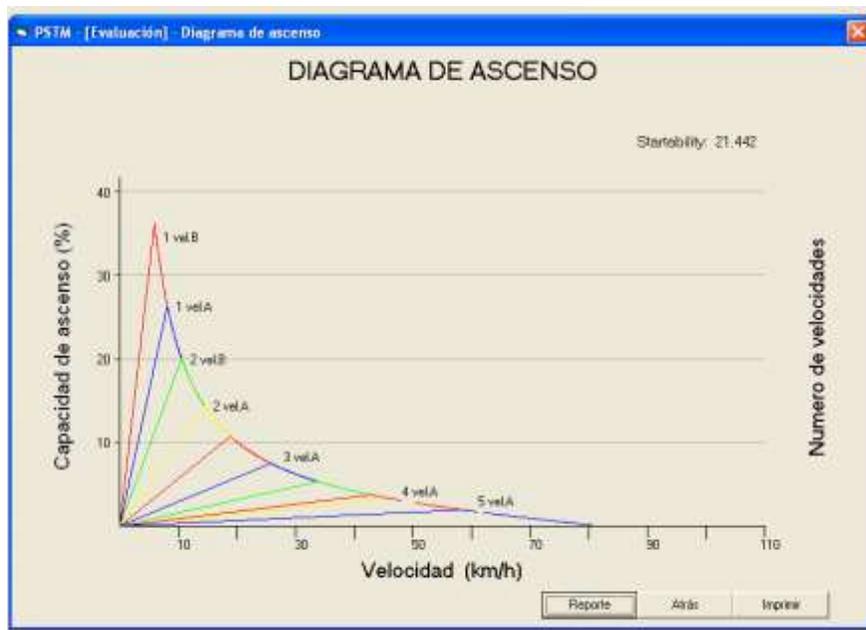


Figura 8.19 Diagrama de capacidad de ascenso del tren motriz del autobús B2, con un valor de arrancabilidad del 21%, alcanzando un valor máximo de Gradeability del 36%.

**Tabla 8.6 Reporte de la evaluación del autobús B2**

Programa de selección de trenmotriz					
Reporte de evaluación vehicular					
Tipo de unidad					
Tipo de unidad	Nomenclatura	Numero de Llantas	PBV en (Kg.)		
Autobus	B2	6	17500		
Motor					
Marca	Modelo	RPM	Pot. en Kw.	Torque en NM	Torque en RPM
CUMMINS	V6-155	3300	116	393	1900
Transmisión					
Marca	Modelo	Torque (NM)	Carga Maxima (kg)	Numero de velocidades	
TSP	ES65-5D	881.28	14968.54	5	
Diferencial					
Marca	Modelo	Carga Máxima (kg)	Relación de paso	Relación de paso dual	Tipo de diferencial
ROCKWELL	RS-23-240	31752	6.5	8.86	SENCILLO
Llantas					
Marca	Modelo	medida	Ancho de Rim (M)	Diámetro de llanta (M)	Carga de llanta
FIRESTONE	GAISEN	10.00-20	0.1905	17.5	2159
Vel. Máx. En zona verde					
84		Gradeability (%)		Startability (%)	
84		54		40	

### VIII.3.A Selección de un nuevo tren motriz

Considerando la evaluación realizada al tren motriz del autobús B2 en la sección anterior, en donde se puede observar que los elementos no permiten un buen desempeño del vehículo, se llevó a cabo una selección del tren motriz que permita satisfacer las necesidades de operación de la empresa.

La ruta de operación presenta un 80% de camino montañoso. Aplicando la metodología desarrollada para la selección del tren motriz, se proporcionan primeramente los valores de la altura máxima sobre el nivel del mar que es de 2,400 metros y el peso bruto vehicular –PBV- promedio a transportar que es de 17 toneladas (Figura 8.20).

Con la información del tipo de transporte (carga o pasajeros), el PBV y la altitud, se despliega la información del vehículo a seleccionar que se presenta en la Figura 8.21. Para este caso se selecciono un autobús B2 de dos ejes y seis llantas. Una vez seleccionado el autobús B2, se procede a seleccionar la llanta que permita transportar el PBV, en la Figura 8.22 se presentan las características de las llantas disponibles.

Una vez que se ha seleccionado la llanta se selecciona el motor. En este caso el motor seleccionado es un motor Cummins modelo C8.3-225 que ofrece 168 kW (potencia más cercana al del motor original) y un torque de 895 Nm. El consumo mínimo de combustible de este motor es de 197 g/kW-h en el régimen de las 1500 rpm

En la Figura 8.23 se presenta la información del motor seleccionado. Con el torque máximo de 895 Nm que proporciona el motor se selecciona una transmisión de diez velocidades marca TSP modelo 1010-2A con torque máximo de 1,355.81 Nm y carga máxima de 29 toneladas.

El diferencial se selecciona de la base de datos de los modelos de diferencial que se tienen, por lo que se seleccionó uno que proporcione una relación adecuada para alcanzar la velocidad reglamentaria en la parte alta de la zona verde.

En la Figura 8.25 se presentan los modelos de diferencial que existen para el autobús B2, En este caso se seleccionó el diferencial marca Rockwell modelo RS-23-161 con relación de paso de 3.91

Con la selección de los elementos anteriores, el programa calcula y grafica el diagrama de velocidades, tal como se observa en la Figura 8.26, en donde la zona de consumo mínimo del motor Cummins C8.3-225 se encuentra en el rango de las 1300 rpm a las 1700 rpm, que es la zona verde de este motor. Al realizar todos los cambios de velocidad que proporciona la transmisión, se corrobora que todos los cambios caen dentro de la *zona verde*.

La velocidad máxima que se puede desarrollar es de 127 km/h en el régimen del motor en donde se tiene la máxima potencia. Se puede observar en el diagrama

de velocidades que en el límite superior de la zona verde se alcanza una velocidad de 90 km/h, esto permite que en caso de emergencia o necesidad de rebasar a otro vehículo durante la operación del autobús B2 se tenga una reserva de potencia y esto le permita desarrollar una velocidad mayor.

En la Figura 8.27 se presenta el diagrama de capacidad de ascenso del nuevo tren motriz seleccionado para el autobús B2. En este diagrama se observa que el valor de *startability* del tren motriz es de 38% y el valor máximo de *gradeability* es de 47%. Estos valores permiten que el autobús B2 se desplace de forma óptima durante el recorrido por el terreno montañoso en sus operaciones, con uso eficiente de combustible.



Figura 8.20 Factores considerados para la selección de un nuevo tren motriz, altitud SNM de 2000 y el PBV de 17 toneladas.



Figura 8.21 Autobús B2 de dos ejes y seis llantas, con altura de 4.15 m y ancho de 2.6 m de acuerdo con la normatividad establecida (SCT, 2008)

PSTM - [Selección] - Selección de llantas

## Selección de llantas

Seleccione unidad de llanta de acuerdo con las características deseadas

MARCA	MODELO	MEDIDA	RAN CARGA	ANCHORIM M
PIRELLI	LS97	11.00 R22	M	0.2159
GOODYEAR	CT 162	1100-22	G	0.2032
GOODYEAR	G 114	9 R17.5	H	0.17145
GOODYEAR	G 114	11 R22.5	G	0.20955
GOODYEAR	G 114	11 R24.5	G	0.20955
GOODYEAR	G 114	295/75 R22.5	G	0.20955
GOODYEAR	G 114	285/75 R22.5	G	0.20955

**Figura 8.22** Despliegue de los diferentes modelos de llantas para seleccionar la llanta de acuerdo con las necesidades del PBV. Se seleccionó la llanta GOODYEAR modelo G114 y medidas 11R24.5

PSTM - [Selección] - Selección de motor

## Selección de motor

Seleccione el motor mas adecuado de acuerdo a las características requeridas

MARCA	MODELO	POT. QOB KW	POT. RPM	TOR. MAX
CUMMINS	B5.9-160	119	2500	542
CUMMINS	B5.9-175	131	2500	570
CUMMINS	B5.9-190	142	2300	644
CUMMINS	B5.9-230	172	2300	820
CUMMINS	C8.3-225	168	2400	895
CUMMINS	C8.3-300	224	2400	1112

## Selección de motor

Seleccione el motor mas adecuado de acuerdo a las características requeridas

TOR. MAX NM	TOR. RPM	CMC GKWHB	CON. RPM	P. IC
542	1500	196	1500	0
570	1500	200	1500	0
644	1500	205	1500	0
820	1500	198	1500	0
895	1200	197	1500	0
1112	1200	196	224	0

**Figura 8.23** Motor CUMMINS modelo C8.3-225, presenta una potencia máxima de 168 kW, torque máximo de 895 Nm y consumo mínimo de 197 g/kW-h, seleccionado para el nuevo tren motriz del autobús B2.



Figura 8.24 Modelos de transmisión para el nuevo tren motriz. La transmisión seleccionada es la TSP 1010-2A con capacidad de carga de 29 460 kilogramos.

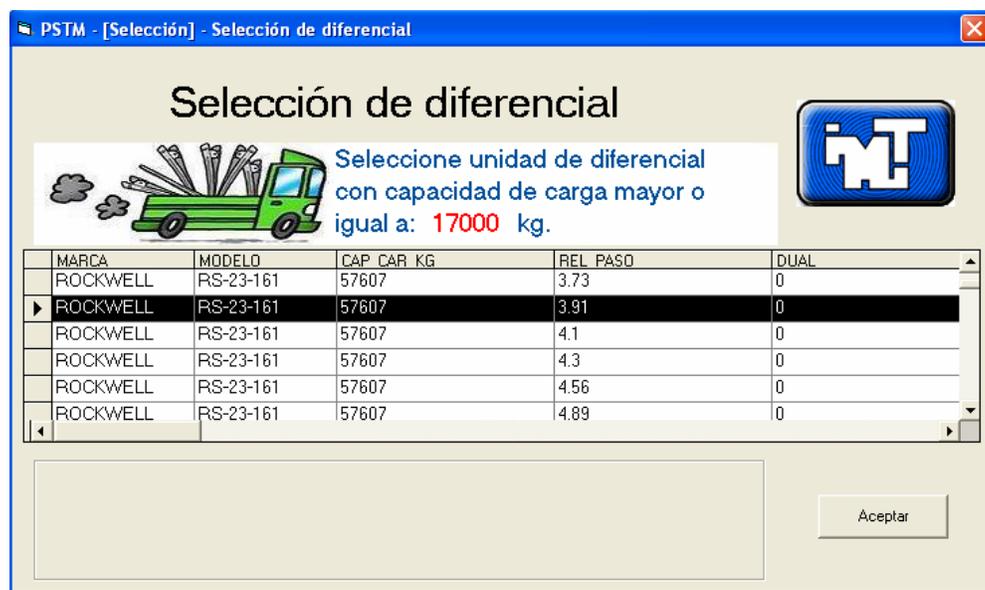


Figura 8.25 Diferenciales que existen en la base de datos para el autobús B2. El diferencial seleccionado es Rockwell modelo RS-23-161 con capacidad de carga de 57 607 kg y relación de paso de 3.91

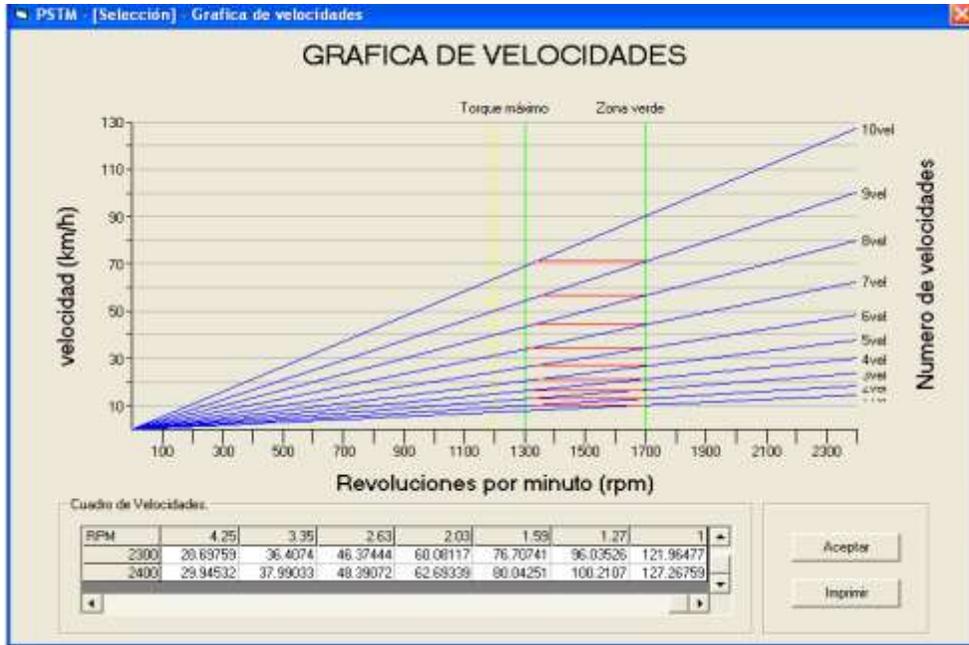


Figura 8.26 Diagrama de velocidades de autobús B2, el consumo mínimo del motor Cummins C8.3-225 se presenta en las 1500 rpm, por lo que la zona verde, se encuentra en el rango de las 1300 rpm a las 1700 rpm Todos los cambios de velocidad caen dentro de la zona verde.

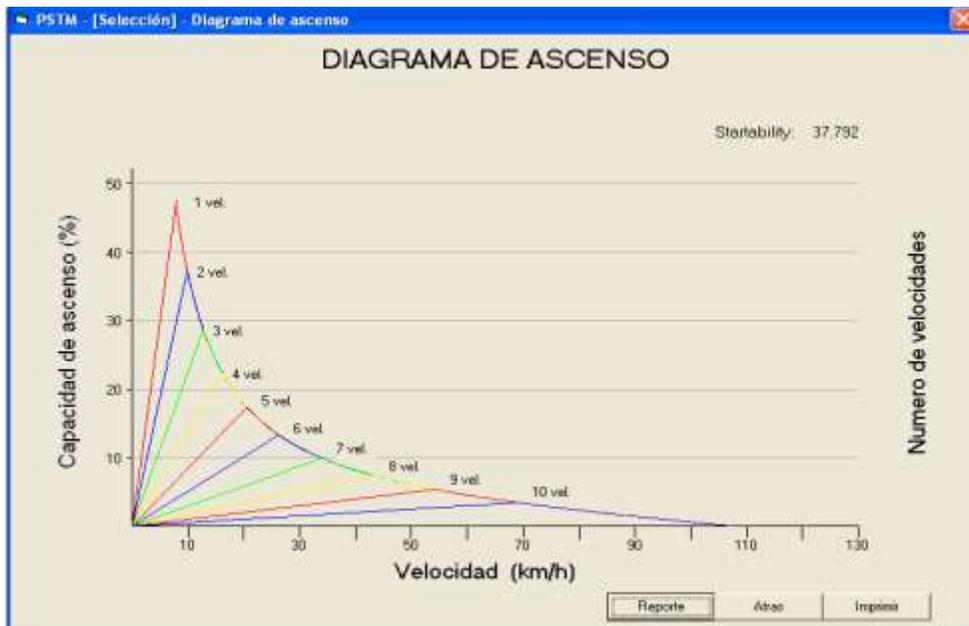


Figura 8.27 Diagrama de capacidad de ascenso del nuevo tren motriz del autobús B2, con un valor de arrancabilidad del 38%, alcanzando un valor máximo de *gradeability* del 47%.

**Tabla 8.7 Reporte de la selección de un nuevo tren motriz, autobús B2.**

Programa de selección de trenmotriz					
Reporte de Selección vehicular					
<b>Tipo de unidad</b>					
Tipo de unidad	Nomenclatura	Numero de Llantas	PBV en (Kg.)		
Autobus	B2	6	17500		
<b>Motor</b>					
Marca	Modelo	RPM	Pot. en Kw.	Torque en NM	Torque en RPM
CUMMINS	C8.3-225	2400	168	895	1200
<b>Transmisión</b>					
Marca	Modelo	Torque (NM)	Carga Maxima (kg)	Numero de velocidades	
TSP	1010-2A	1355.81	29460.71	10	
<b>Diferencial</b>					
Marca	Modelo	Carga Máxima (kg)	Relación de paso	Relación de paso dual	Tipo de diferencial
ROCKWELL	RS-23-161	57607	3.91	0	SENCILLO
<b>Llantas</b>					
Marca	Modelo	medida	Ancho de Rim (M)	Diámetro de llanta (M)	Carga de llanta
GOODYEAR	G 114	11 R24.5	0.20955	1.1	2922
<b>Vel. Máx. En zona verde</b>					
		<b>Startability</b>		<b>Gradeability</b>	
90		38		47	

### VIII.3.B Análisis de la selección del tren motriz del autobús B2

De acuerdo con el comportamiento del tren motriz del autobús B2, mostrado en la Figura 8.18, los cambios de velocidad en la *zona verde* del motor V6-155, caen fuera del límite inferior de la zona verde. La velocidad máxima que se alcanza en el límite superior de dicha zona es de 84 km/h por lo que se consideró realizar la selección de un tren motriz que permitiera satisfacer las condiciones de operación de la empresa. A partir de lo anterior se seleccionaron los elementos del tren motriz óptimo para el autobús B2, los cuales se reportan en la Tabla 8.5.

Desde el punto del uso eficiente del combustible y debido a que el motor V6-155 es un motor Diesel altamente revolucionado- estos motores ya no están siendo fabricados en la actualidad- se realizó, para efectos de comparación, la selección de un motor que proporcionara la potencia requerida a altas revoluciones y que fuera compatible con los demás elementos del tren motriz. El motor seleccionado fue un motor Cummins, modelo C8.3-22.

En la Figura 8.28 se presentan las curvas de consumo de combustible de los motores V6-155 y C8.3-225 con la *zona verde* correspondiente. En el caso del motor V6-155 el consumo mínimo de combustible es de 237 g/kW-h a 2,500 rpm y para el C8.3-225 es de 193 g/kW-h en el régimen del motor a 1,400 rpm

En la Tabla 8.8 se presentan los parámetros considerados para efectos de comparación entre los motores V6-155 y C8.3-225, para el autobús B2. Se observa en dicha tabla que para proporcionar la potencia de 104 kW el motor V6-155 requiere un consumo de 241 g/kW-h, mientras que el motor C8.3-225 requiere 140 g/kW-h. Esto representa el consumo de 20.80 l/h para el V6-155 y de 12.08 para el C8.3-225.

De acuerdo con el reglamento de circulación para un autobús de pasajeros en carreteras federales, en donde se establece que la velocidad máxima de operación es de 95 km/h, se determinó el rendimiento de cada motor, encontrándose 4.57 km/l para el V6-155 y de 7.86 para el C8.3-225.

Por otro lado, si se considera que la distancia anual promedio que recorren las unidades de transporte de pasajeros es de 180 000 km/año (CONAE, 1993), se determina la cantidad de combustible utilizado en un año, por lo que se obtuvo un consumo anual para el motor V6-155 de 39,416 litros de Diesel y para el C8.3-225 es de 22,898 litros de Diesel. Esto representa una disminución de 16,519 litros por año.

Considerando el precio del Diesel de \$7,93 por litro (PEMEX, 2009), esto representa un gasto con el motor V6-155 de \$312,572 anuales, mientras que con el motor C8.3-225 se tiene un gasto en combustible de \$181,577 anuales, lo que representa un ahorro de \$130,995 pesos /año por unidad.

Curvas de consumo de combustible: Motor V6-155 y Motor C8.3-225

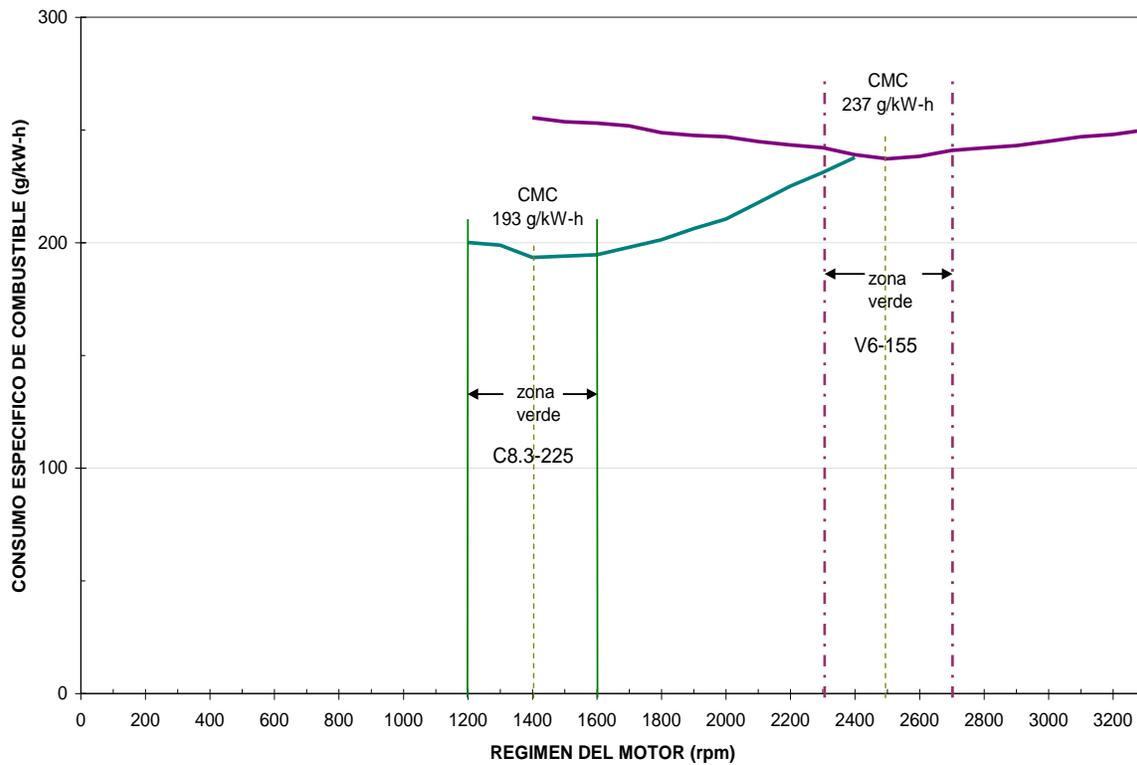


Figura 8.28 Curvas de consumo de combustible con la zona verde de los motores V6-155 y C8.3-225. El Consumo mínimo de combustible (CMC) es de 237 g/kW-h para el V6-155 en las 2,500 rpm y de 193 g/kW-h para el C8.3-225 en el régimen del motor de 1,400 rpm

**Tabla 8.8 Determinación del consumo de Diesel/año y costo/año de los motores V6-155 y C8.3-225, para el autobús B2.**

<b>PARAMETROS MOTOR</b>	V6-155	C8.3-225	C8.3 225- V6155 <b>(1)</b>	<b>((C8.3 225- V6155) /v6155) x100 [%]</b>
<b>LSZV [rpm]</b>	2 700	<b>1 600</b>		
<b>CONSUMO [g/kW-h]</b>	<b>241</b>	<b>140</b>		
<b>POTENCIA [KW]</b>	<b>104</b>	104		
<b>CONSU*POT [kg/h]</b>	25 064	14 560	-10 504	
<b>CONSU*POT[kg/h]</b>	25.064	14.56	-10.504	
<b>ρ DIESEL @ 25°C [kg/l] (2)</b>	<b>0.83</b>	<b>0.83</b>		
<b>FLUJO VOLUMÉTRICO [l/h]</b>	20.80	12.08	-8.72	-41.91
<b>VEL (LSZV) [Km/h]</b>	<b>95</b>	<b>95</b>		
<b>ξ motor (Rendimiento) [km/l]</b>	4.57	7.86	3.29	72.14
<b>Distancia Anual [km]</b>	180 000	180 000		
<b>Consumo/año [l/año]</b>	39,416	22,898	-16,519	-41.91
<b>Diesel (7.93\$/ l) [\$/año]</b>	312,572	181,577	-130,995	-41.91
<b>Consumo Diesel/año (50 UNIDADES) [ \$/flotilla]</b>	15,628,618	9,078,865	-6,549,753	-41.91

**Nota:** (1) el signo (-) representa disminución -ahorro-

(2) ρ DIESEL @ 25°C [kg/l] (LUPEQSA, 1997)

## VIII.4 Evaluación del tren motriz de autobús B3

Las pruebas se realizaron en un autobús Halcón modelo 1994, equipado con un motor Detroit Diesel modelo 6V-92TA electrónico, de 6 cilindros de 330 HP (246 kW), transmisión Spicer 1410-2A, paso de diferencial 4.10 y llantas 11.00 R 24.5. Los recorridos de prueba fueron Cd. de Aguascalientes - Las Palmas, Jal. - Cd. de Aguascalientes, transportando un peso de 23 toneladas en un recorrido de 359 km para cada una de las pruebas.

Las características del motor Detroit Diesel modelo 6V92TA se presentan en la Figura 8.29, en donde la potencia gobernada es de 246 kW (330 HP) a las 2,100 rpm, el valor del torque máximo es de 1 661 Nm en las 1,200 rpm, en donde también se encuentra el valor del consumo mínimo de combustible que es de 214 g/kW-h.

En la Figura 8.30 se presentan las características de la transmisión TSP, modelo 1410-2A, de diez velocidades que presenta un torque máximo de 1898 Nm y capacidad de carga de 29 460 kg. Las características del diferencial Rockwell modelo RS 23161A con capacidad de carga de 57 607 kg y una relación de paso 4.10:1 se presentan en la Figura 8.31. En la Figura 8.32 se presentan las características de la llanta Goodyear modelo G124, con medidas 11R24.5

El diagrama de velocidades del autobús B3, se presenta en la Figura 8.33, en donde la *zona verde*, se encuentra en el rango de las 1,200 rpm a las 1,600 rpm. Todos los cambios de velocidad caen dentro de la *zona verde*, sin embargo la velocidad reglamentaria (95 km/h) no se alcanza en el LSZV.

En la Figura 8.34 se presenta el diagrama de capacidad de ascenso del tren motriz del autobús B3, en donde se observa un valor de arrancabilidad del 40% y el valor máximo de *gradeability* del 45%.

Como se observa en la Figura 8.33 correspondiente al diagrama de velocidades, la apertura entre cada cambio presenta un escalonamiento homogéneo, permitiendo que todos los cambios de velocidades se puedan realizar sin presentar caídas bruscas en el régimen del motor. Esto permite que se pueda operar el motor en el régimen de consumo óptimo; sin embargo, en el límite superior de la zona verde, se observa que en el último cambio no se alcanza la velocidad máxima de operación reglamentaria, por lo que es conveniente seleccionar un nuevo diferencial que permita alcanzar la velocidad de los 95 km/h, dentro de la zona verde.

En la Tabla 8.9 se presenta el reporte de la evaluación del tren motriz del autobús B3, con las características más importantes que se consideran de cada uno de los elementos.

PSTM - [Evaluación] - Selección de Motor

### Selección de Motor.



MARCA	MODELO	POT. GOB. KW	POT. RPM
CUMMINS	435E	325	1800
CAT	3406B ATAAC	261	1800
CUMMINS	V6-155	116	3300
CUMMINS	V6-155	116	3300
▶ DETROIT DIESEL	6V92TA	246	2100
DD	S50	239	2100

TOR. MAX. NM	TOR. RPM	CMC. GKWHH	CON. RPM
2102	1100	184	1300
1998	1100	201	1500
393	1900	236	2300
393	1900	237	2500
▶ 1661	1200	214	1200
1559	1200	1921	1400

Seleccione el motor más adecuado de acuerdo a las características requeridas

Aceptar >>

<< Atras

**Figura 8.29** Información del motor Detroit Diesel modelo 6V92TA: Potencia gobernada de 246 kW @2100 rpm, torque máximo de 1 661 Nm @ 1200 rpm y consumo mínimo de combustible de 214 g/kW-h@1200 rpm

PSTM - [Evaluación] - Selección de Transmisión

### Selección de Transmisión.



MARCA	MODELO	TOR. MAX. NM	CAR. MAX. KG	NUM. VI
▶ TSP	1410-2A	1898.14	29460.71	10
TSP	1410-3A	1898.14	29460.71	10
TSP	TSP140-10A	1898.14	29460.71	10
TREMEC	FS-5005 A	705.02	15875.73	5
TREMEC	FS-5005 D	705.02	15875.73	5
TREMEC	FS-5005 C	705.02	15875.73	5

Seleccione unidad de transmisión con torque mayor a: **1661** NM.

Aceptar >>

<< Atras

**Figura 8.30** Características de la transmisión TSP modelo 1410-2A, con torque máximo de 1898 Nm de diez velocidades y capacidad de carga de 29,460 kg.



Figura 8.31 Características del diferencial Rockwell modelo RS 23 161 A capacidad de carga de 57 607 kg y relación de paso 4.10:1



Figura 8.32 Características de la llanta Goodyear modelo G124, con medidas 11R24.5

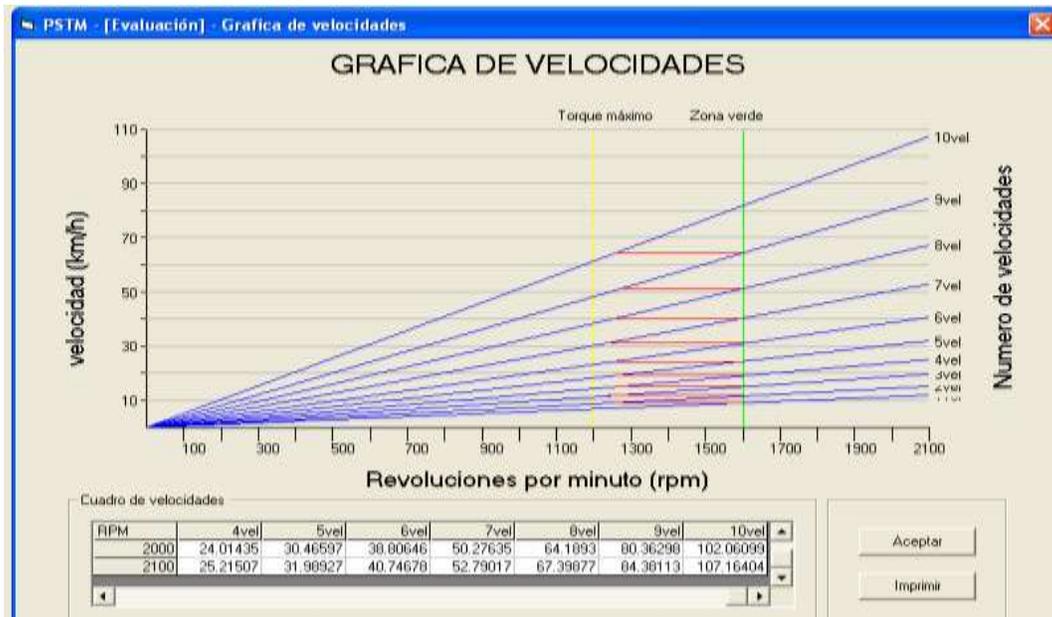


Figura 8.33 Diagrama de velocidades de autobús B3. La zona verde, se encuentra en el rango de las 1200 rpm a las 1600 rpm. Todos los cambios de velocidad caen dentro de la zona verde. Sin embargo, la velocidad reglamentaria no se alcanza en el límite superior de la ZV.

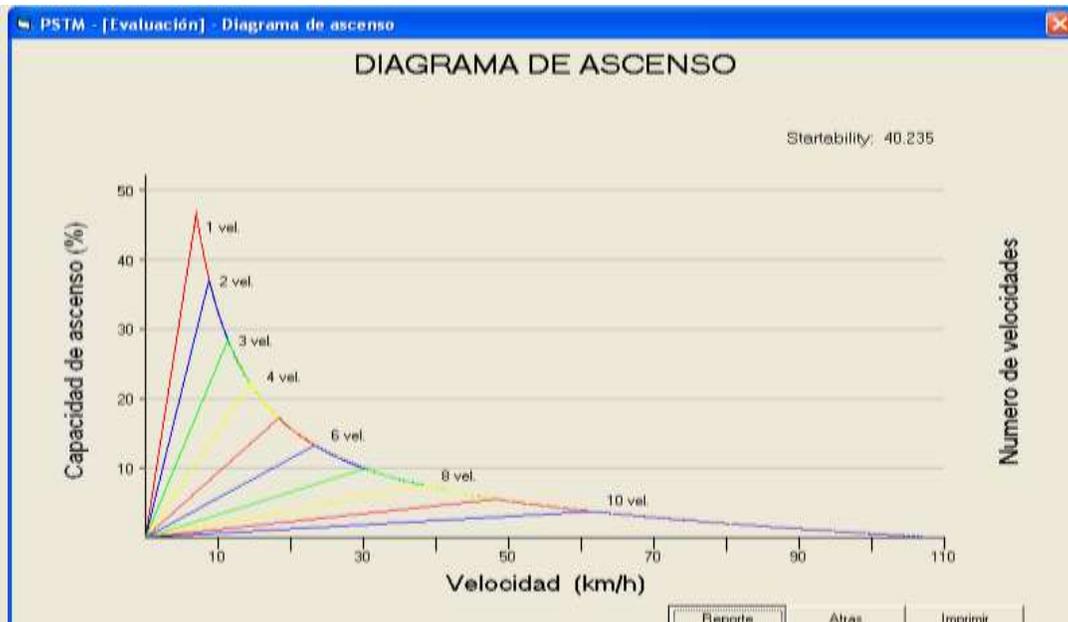


Figura 8.34 Diagrama de capacidad de ascenso del tren motriz del autobús B3, con un valor de arrancabilidad del 40% y un valor máximo de *gradeability* del 45%.

**Tabla 8.9 Reporte de la evaluación del tren motriz del autobús B3**

Reporte de evaluación vehicular

Tipo de unidad

Tipo de unidad	Nomenclatura	Numero de Llantas	PBV en (Kg.)
Autobus	B3	10	26000

Motor

Marca	Modelo	RPM	Pot. en Kw.	Torque en NM	Torque en RPM
DETROIT DIESEL	6V92TA	2100	246	1661	1200

Transmisión

Marca	Modelo	Torque (NM)	Carga Maxima (kg)	Numero de velocidades
TSP	1410-2A	1898.14	29460.71	10

Diferencial

Marca	Modelo	Carga Máxima (kg)	Relación de paso	Relación de paso dual	Tipo de diferencial
ROCKWELL	RS-23-161A	57607	4.1	0	SENCILLO

Llantas

Marca	Modelo	medida	Ancho de Rim (M)	Diámetro de llanta (M)	Carga de llanta
GOODYEAR	G 124	11 R24.5	0.20955	26	2799

Vel. Máx. En zona verde	Gradeability (%)	Startability (%)
82	45	40

### **VIII.4.A Selección de nuevo diferencial para el tren motriz del autobús B3**

Debido a que no se alcanza la velocidad máxima de operación del autobús en el límite superior de la zona verde (LSZV) de 95 km/h, se realiza la selección de un nuevo modelo de diferencial que permita alcanzar la velocidad reglamentaria.

Para corroborar los otros elementos del tren motriz, se considera una altura máxima sobre el nivel del mar de 1 500 m y un peso bruto vehicular (PBV) de 24 toneladas ver la Figura 8.35.

La selección del tipo de autobús se presenta en la Figura 8.36, en donde se trata de un autobús de tres ejes. Las características de las llantas se presentan en la Figura 8.37

Las características del motor Detroit Diesel modelo 6V92 TA se presentan en la Figura, 8.38 y las características de la transmisión TSP 1410-2A se presentan en la figura 8.39.

En la Figura 8.40 se presentan las características del diferencial marca Rockwell modelo RT 34 145, con capacidad de carga de 65 772 kg y relación de paso de 3.42:1

Con el nuevo diferencial seleccionado se calcula y grafica el diagrama de velocidades, el cual se presenta en la Figura 8.41, en donde se observa que todos los cambios se pueden realizar dentro de la zona verde, sin que se presenten caída bruscas en el régimen del motor y en el LSZV se alcanza una velocidad de 97 km/h.

El motor puede alcanzar la velocidad de 95 km/h con economía de combustible en el régimen de las 1 500 rpm, dentro de la zona verde por lo que se puede lograr el régimen estabilizado del motor sin necesidad de acelerar más el motor.

La Figura 8.42 presenta el diagrama de capacidad de ascenso en donde se tiene un valor de arrancabilidad de 44% y de gradeability de 43%.

En la Tabla 10 se presenta las características del tren motriz seleccionado.



Figura 8.35 Características para la selección del tren motriz del autobús B3, considerando una altitud sobre el nivel del mar de la Cd. de Aguascalientes de 1500 m y el PBV de 24 toneladas.



Figura 8.36 El autobús seleccionado para transportar las 24 toneladas fue un autobús de tres ejes.

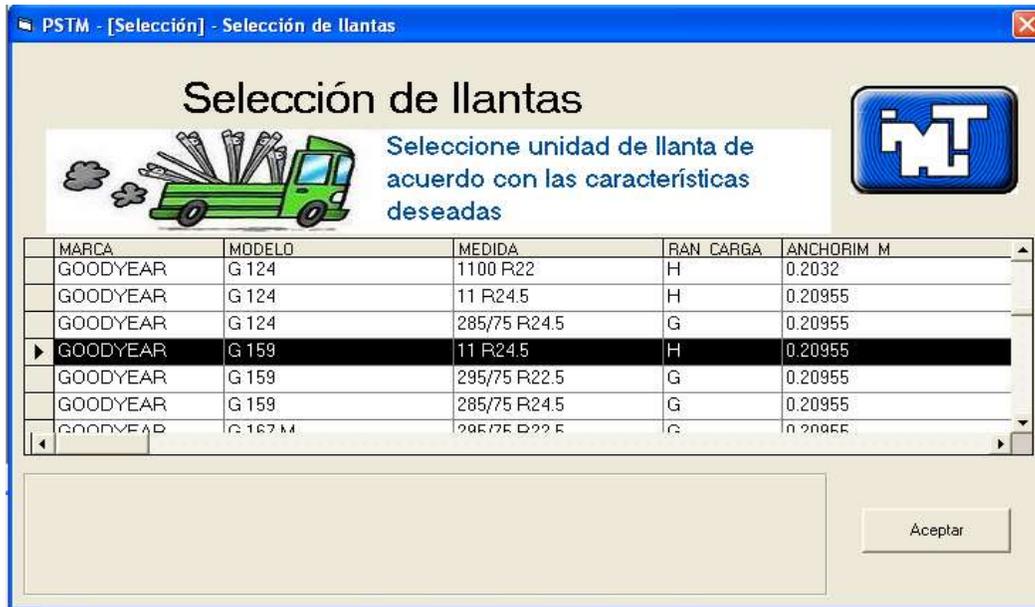


Figura 8.37 Selección de llantas Goodyear modelo G159 de medidas 11 pulgadas de sección y 24.5 pulgadas de rim de fabricación radial.

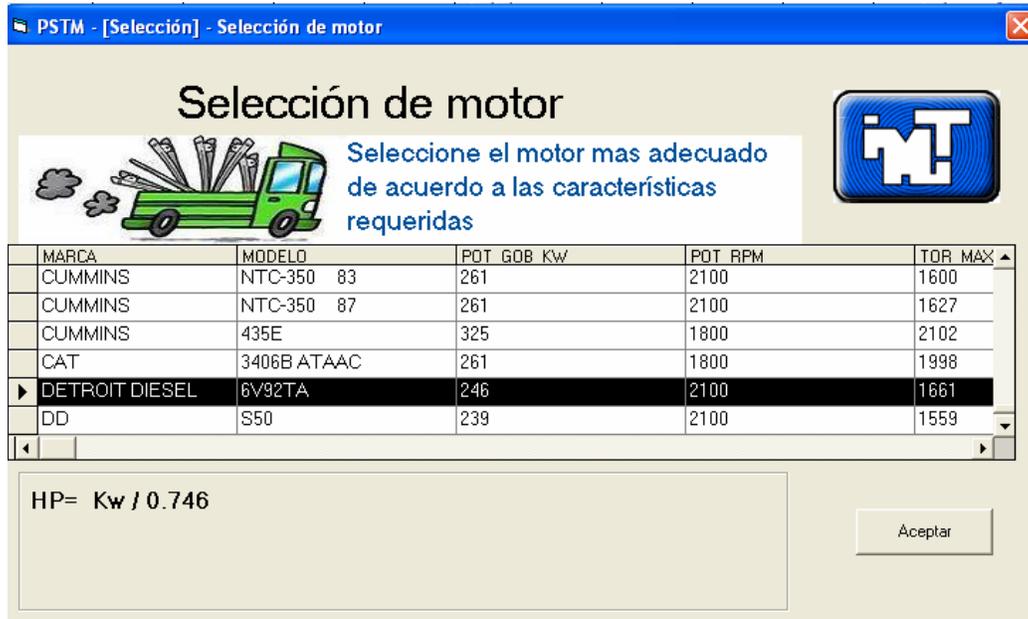


Figura 8.38 Selección del motor Detroit Diesel Modelo 6V92TA con potencia gobernada de 246 kW (330 hp) a las 2100 rpm, torque máximo de 1661 Nm y consumo mínimo de combustible de 214 g/kW-h en las 1200 rpm

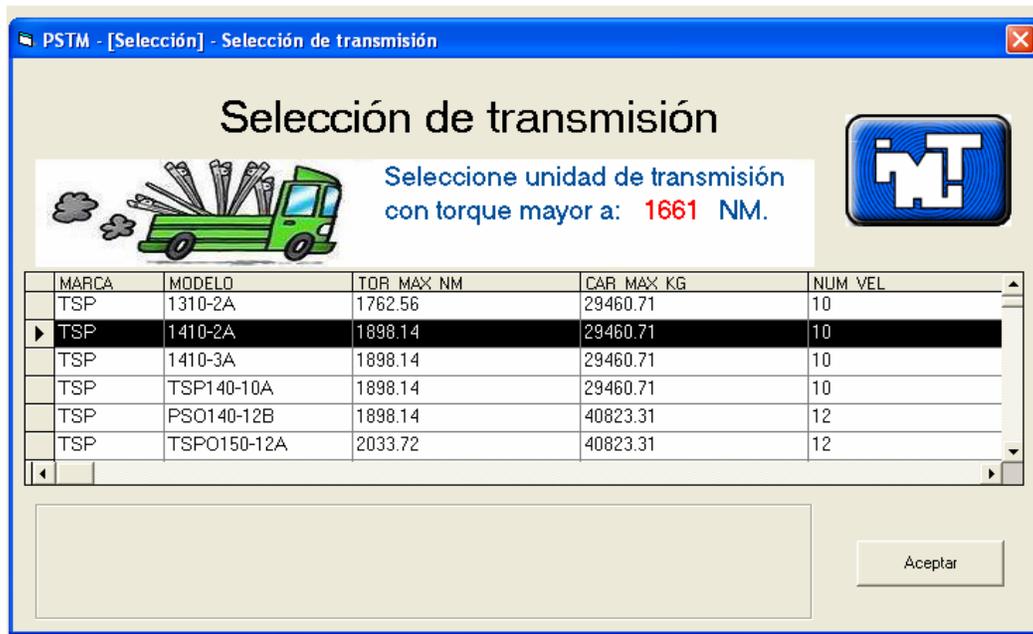


Figura 8.39 Selección de la transmisión con un torque de entrada mayor de 1661 Nm de diez velocidades y carga mayor de 24 toneladas.

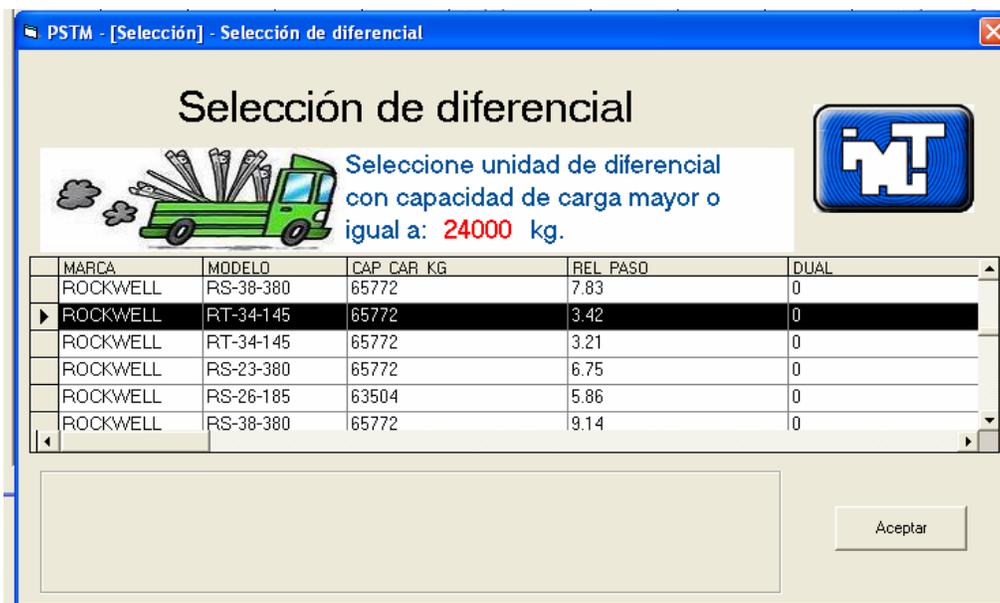


Figura 8.40 Selección del diferencial con paso de 3.42:1 marca Rockwell modelo RT 34 145, con capacidad máxima de carga de 65 toneladas.

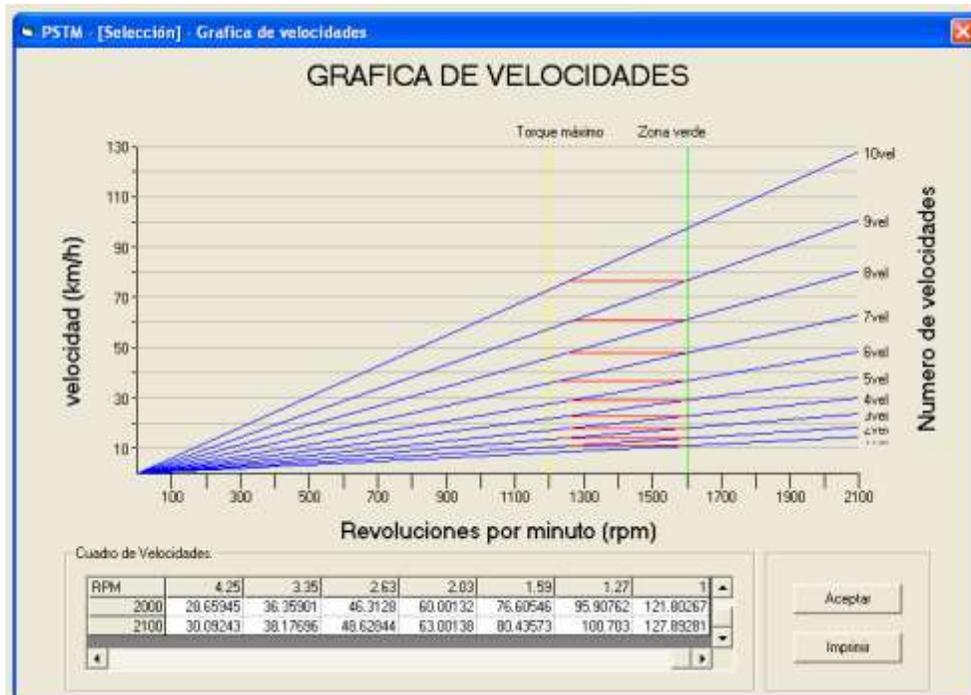


Figura 8.41 Diagrama de velocidades con el nuevo paso de diferencial de 3.42:1. Los cambios de velocidad se pueden realizar dentro de la zona verde y en el LSZV con el último cambio se alcanza una velocidad de 97 km/h.

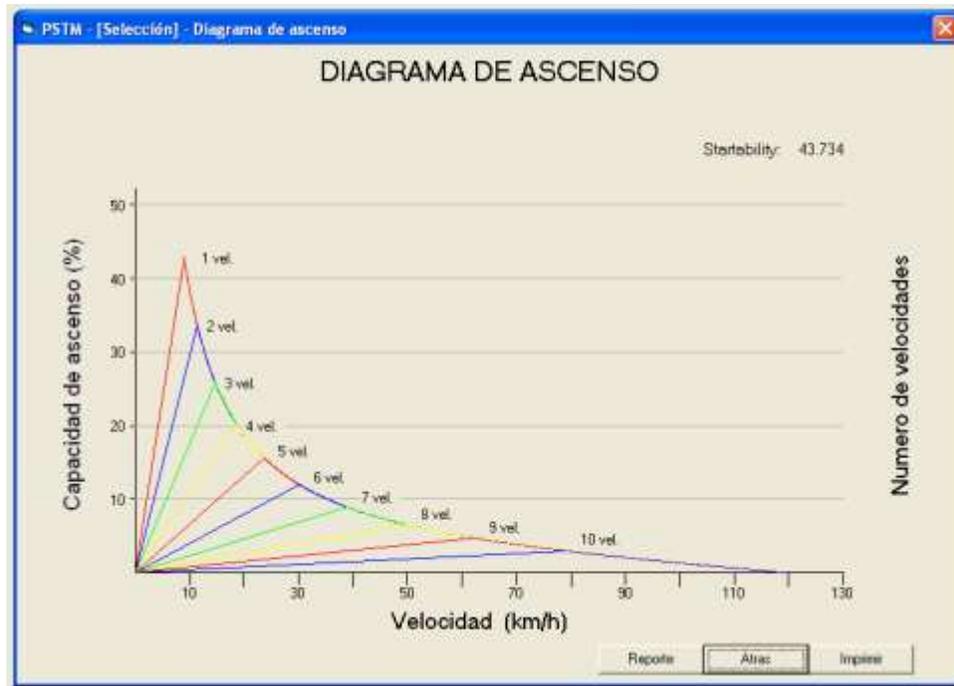


Figura 8.42 El diagrama de capacidad de ascenso con una startability de 44 % y gradeability de 43% en el primer cambio de velocidad.

**Tabla 8.10 Reporte de la selección del tren motriz del autobús B3**

Reporte de Selección vehicular					
Tipo de unidad					
Tipo de unidad	Nomenclatura	Numero de Llantas	PBV en (Kg.)		
Autobus	B3	10	26000		
Motor					
Marca	Modelo	RPM	Pot. en Kw.	Torque en NM	Torque en RPM
DETROIT DIESEL	6V92TA	2100	246	1661	1200
Transmisión					
Marca	Modelo	Torque (NM)	Carga Maxima (kg)	Numero de velocidades	
TSP	1410-2A	1898.14	29460.71	10	
Diferencial					
Marca	Modelo	Carga Máxima (kg)	Relación de paso	Relación de paso dual	Tipo de diferencial
ROCKWELL	RS-23-186	63504	3.42	0	SENCILLO
Llantas					
Marca	Modelo	medida	Ancho de Rim (M)	Diámetro de llanta (M)	Carga de llanta
GOODYEAR	G 159	11 R24.5	0.20955	1.105	3195
Vel. Máx. En zona verde					
97		Startability		Gradeability	
97		44		43	

### **VIII.4.B Análisis de la selección del diferencial en el tren motriz del autobús B3 con uso eficiente del combustible**

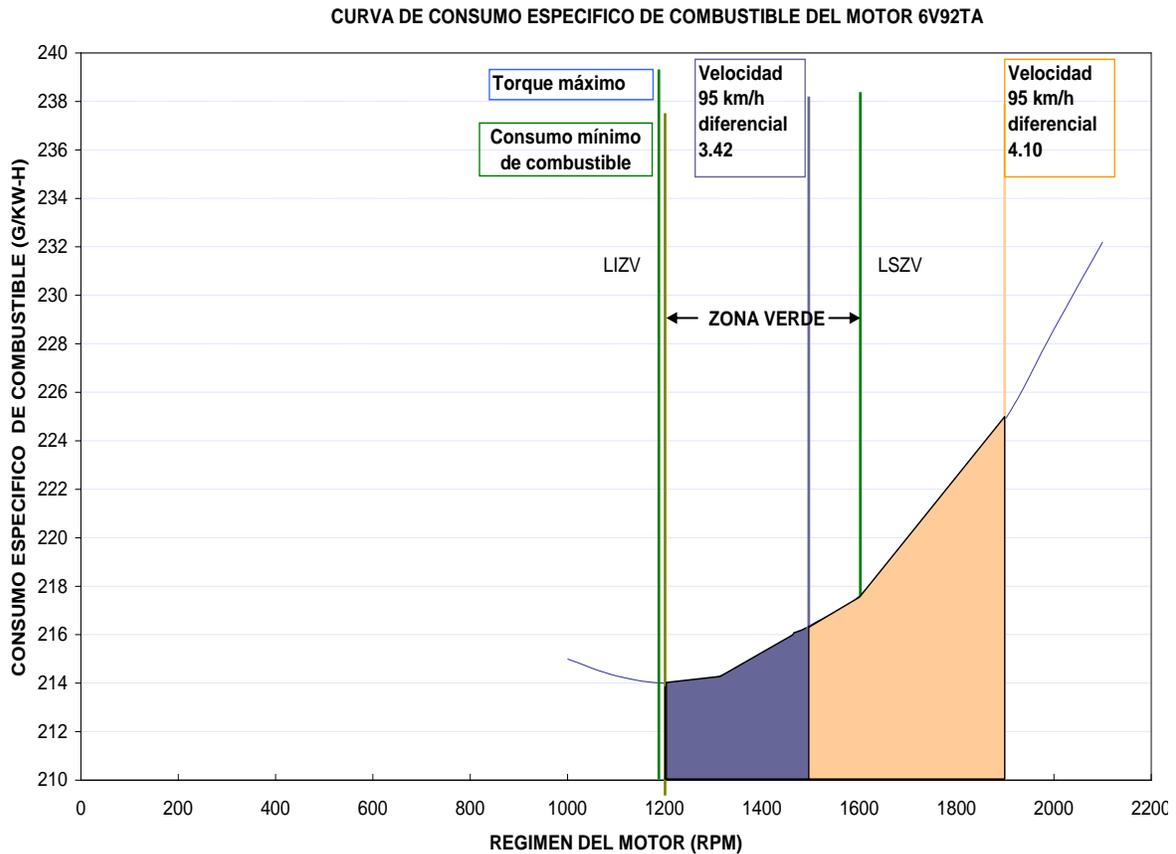
En la Figura 8.43 se presenta la curva de consumo específico de combustible del motor Detroit Diesel modelo 6V92TA, en donde se puede observar que el consumo mínimo de combustible se presenta en las 1,200 rpm, por lo que la zona verde se ubica entre las 1,200 rpm y las 1,600 rpm.

De acuerdo con el método de selección de los elementos del tren motriz, se requiere cumplir la velocidad máxima de operación reglamentaria dentro de la zona verde o en el límite superior de la misma para efectos de lograr un uso eficiente del combustible.

Al realizar la evaluación del tren motriz del autobús B3 se observó que esta velocidad se alcanza en las 1,900 rpm con el paso del diferencial de 4.10, por lo que se realizó la selección de un diferencial con un paso menor que permita alcanzar la velocidad cruceo dentro de la zona verde, para esto el diferencial seleccionado es de paso 3.42. Con este nuevo diferencial, el autobús alcanza la velocidad del 95 km/h en el régimen de las 1,500 rpm.

En la Figura 8.43 se observa la diferencia en el consumo de combustible al utilizar dos pasos de diferencial para alcanzar la velocidad de 95 km/h en los límites de la zona verde; el área morada representa el área de consumo de combustible utilizando el diferencial de paso 3.42 y el área anaranjada representa el consumo de combustible al utilizar el paso de diferencial de 4.10. Se presenta también el régimen de menor consumo de combustible que coincide con el régimen en donde se tiene el valor del torque máximo.

En la Tabla 8.11 se presentan los resultados obtenidos, de la comparación de la selección de diferenciales con pasos diferentes. Con el diferencial 3.42 se tiene una eficiencia del motor de 1.51 km/l y con el diferencial de 4.10 se logra un rendimiento de 1.36 km/l, esto significa que el rendimiento con el diferencial 3.42 aumentó en 11%.



**Figura 8.43** Curva de consumo específico de combustible del motor 6V92TA, con las regiones de consumo de combustible en donde se alcanza la velocidad crucero de 95 km/h.

**Tabla 8.11 Resultados del cambio del paso del diferencial 4.10 por el diferencial de paso 3.42.**

<b>PARAMETROS</b> <b>MOTOR</b>	<b>DD 6V92TA</b> <b>diferencial 3.42</b> <b>(1)</b> <b>95KM/H</b>	<b>DD 6V92TA</b> <b>diferencial 4.10</b> <b>(2)</b> <b>95KM/H</b>	<b>(1-2)<sup>1</sup></b>
LSZV [rpm]	1500	1 900	--
CONSUMO [g/kW-h]	216.4	224.9	--
POTENCIA [KW]	242	257	-15
CONSU*POT [kg/h]	52 368.8	57 799.30	-5 430.50
CONSU*POT[kg/h]	52.37	57.80	-5.43
$\rho$ DIESEL @ 25°C [kg/l] <sup>2</sup>	0.83	0.83	---
FLUJO VOLUMÉTRICO [l/h]	63.09	69.64	-6.54
VEL (LSZV) [Km/h]	95	95	--
$\xi$ motor (Rendimiento) [km/l]	1.51	1.36	0.14
Distancia Anual [km]	180 000	180 000	--
Consumo/año [l/año]	119 548	131 945	-12 397
Diesel (7.93\$/ l) [\$/año]	\$948,018	\$1,046,325	-\$98,307

Notas: <sup>1</sup> el signo (-) representa disminución -ahorro-  
<sup>2</sup>  $\rho$  DIESEL @ 25°C [kg/l] (LUPEQSA, 1997)



## IX Conclusiones

---

En este trabajo se demostró que cuando se realiza una selección adecuada de los elementos del tren motriz en un vehículo de servicio pesado, esta selección repercute en el desempeño del vehículo tal como se pudo observar en las diversas gráficas de velocidades y de capacidad de ascenso que se han presentado, aunado a que este desempeño se pudo comprobar en las condiciones reales de operación de los vehículos sujetos a las pruebas.

El método de selección de los elementos que conforman el tren motriz, de los vehículos utilizados en el transporte de mercancías o de personas, planteado en el presente trabajo, tiene gran potencial de aplicación en las empresas de autotransporte de carga y de pasajeros.

Se observa en las tablas de resultados de las evaluaciones el impacto del cambio de alguno de los elementos del tren motriz y los gastos de combustible, así como el aumento del rendimiento del motor, impactando esto de forma directa en los gastos de operación de la unidad.

Se pudo observar cómo una caja de velocidades inadecuada limita el desempeño de los VSP, ya que los cambios de velocidad se tienen que realizar en regímenes altos del motor para que el vehículo pueda alcanzar una velocidad comercialmente aceptable durante su operación.

Se demostró que un VSP sub especificado en su tren motriz, experimenta un desgaste prematuro de los componentes que lo integran ya que al operarlo en sus límites máximos de potencia y velocidad se tiene como resultado global el desarrollo de bajas velocidades de desempeño y deficientes niveles de *startability* y *gradeability*.

Una mala selección del tren motriz provoca pérdidas a las empresas transportistas, debido al desgaste prematuro de los componentes del tren motriz, los cuales requieren mantenimiento o reparaciones más frecuentes.

Se tiene que considerar que, si por un lado el exceso de velocidad en los VSP es negativo para la seguridad en carreteras, igualmente es nocivo que las unidades no viajen a la velocidad adecuada cercana a la reglamentaria por falta de capacidad del tren motriz mal configurado de sus unidades.

El análisis económico presentado, es de vehículos representativos de un gran número de casos estudiados, demuestra los beneficios potenciales que se logran cuando se tiene una selección adecuada del tren motriz en los VSP.



# Referencias

---

Assanis, D., Bryzik, W., Chalhoub, N., et al. (1999). Integration and Use of Diesel Engine, Driveline and Vehicle Dynamics Models for Heavy Duty Truck Simulation, International Congress and Exposition Detroit, Michigan SAE Technical Paper Series 1999.

Bosch, R., (2000). Automotive Handbook 5th Edition, SAE Society of Automotive Engineers, SAE International, U.S.A.

Cebon, D. (1993). Interaction Between Heavy Vehicles and Roads, SP-951, SAE Trans 930001

Comisión Intersecretarial de Cambio Climático, CICC. (2006). Estrategia Nacional de Acción Climática: La respuesta de México ante el cambio climático global., México, D. F.

Comisión Nacional de Ahorro de Energía, CONAE, Comisión de Comunidades Europeas, Cámara Nacional de Empresas de Consultoría, BCOM-Sociedad Francesa de Ingeniería. (1993). Guía Metodológica de Diagnósticos Energéticos en el Transporte, México, D. F., Publicación interna 1993.

Comisión Nacional de Ahorro de Energía, CONAE. (1994). Diagnósticos Energéticos en Empresas de Transporte, reportes internos, México, D. F., 1994.

Cummins. (1974). Engine model V6.155, Type; Naturally Aspired, No. of cylinder; 6 Curve number; C-2880-6

Cummins. (1991). Curvas de eficiencia automotriz, Modelo de motor básico N14-410, No. de Curva C-4737, Fam. De moto: D09, código CPL 1405, Cummins Engine Company, Inc. Columbus, Indiana 47201.

D. J. Cole, D. Cebon. (17-21 June, 1996). Truck tires, suspension design and road damage International Rubber Conference IRC'96. Manchester, UK.

Danfloss, J. (1992). Conducción Económica de Camiones y Tractocamiones. CONAE- BCEOM Sociedad Francesa de Ingeniería. Comisión Nacional para el Ahorro de Energía, México, D. F., Reporte interno.

DOE. (2000). Medium-And heavy duty vehicle R&D: Strategic Plan. Department of Transportation, Cambridge Massachusetts.

DOE. (2003). Medium-And heavy duty vehicle R&D: Strategic Plan. Department of Transportation, Cambridge Massachusetts.

Duleep, K.G. (2007). [Fuel Economy of Heavy-Duty Trucks in the USA: Historical trends and Forecasts](#); Energy & Environmental Analysis, Inc. International

Workshop Fuel Efficiency Policies for Heavy-Duty Vehicles, IEA, Paris: 21-22 June 2007 IEA / International Transport Forum [en línea] [http://www.iea.org/textbase/work/workshopdetail.asp?WS\\_ID=306](http://www.iea.org/textbase/work/workshopdetail.asp?WS_ID=306)

Eaton. (1996). Axles and Brakes Condensed Specifications; Eaton Corporation, Kalamazoo.

Eaton-Fuller. (1996). Transmissions Condensed Specifications; Eaton Corporation, Kalamazoo, Mi. U.S.A.

Ferguson, C.R. (1986). Internal Combustion Engines Applied Thermo sciences; John Wiley & Sons, Inc.,

Fitch, J. W. (1994). Motor Truck Engineering Handbook; 4th ed., Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, PA . U.S. A.

Frontier. (2007). [En línea] <http://www.frontierpower.com/index.htm>

Giannelli, R. A., Nam, E. K. and Helmer K. (2005). Heavy-Duty Diesel Vehicle Fuel Consumption Modeling Based on Road Load and Power Train Parameters SAE International, Paper.

GM. (2007). Diferencial [en línea], [www.gmc.com/images/common/lg/Locking\\_differ.JPG](http://www.gmc.com/images/common/lg/Locking_differ.JPG)

Goodyear. (1997). Factores que afectan la duración de las llantas para un camión, Catálogo Goodyear, México, 1997.

Greszler, A. (2007). US Heavy Duty Vehicle Fleets. Technologies for Reducing CO2 An Industry Perspective. Volvo Powertrain [en línea] <http://www.its.ucdavis.edu/events/outreachevents/asilomar2007/presentations/Day%202%20Session%201/Anthony%20Greszler.pdf>.

Heywood, J.B. (1989). Internal Combustion Engine Fundamentals, International Edition, McGraw-Hill International Editions, Automotive Technology Series, ISBN 0-07-100499-8

Kiencke, Uwe, Nielsen, Lars. (2005). Automotive Control Systems: For Engine, Driveline, and Vehicle. Ed. 2, Springer,

Kolmanovsky, I., Siverguina, I., Lygoe, B. (may 2002). Optimization of Powertrain Operating Policy for Feasibility Assessment and Calibration: Stochastic Dynamic Programming Approach, Proceedings of the American Control Conference, Anchorage, AK.

LUPEQSA. (1997). LUPEQSA No. de certificado: CNM-CC-730-003/97

- 
- McComarck, R. J. (1990) *TUCKSIM- A long truck performance simulator*, Journal of Forest Engineering, Vol. 2, No. 1, July 1990. [en línea] <http://www.lib.unb.ca/Texts/JFE/backissues/pdf/vol2-1/mccormack.pdf>
- Michelín. (1995). Dimensiones e índices llantas Michelín, Catalogo llantas Supremas, S.A.
- Mitra, M. and Murali, V. (2007). Driveline Optimization of Heavy Duty Truck SAE Technical Paper Series 2007.
- NESCCAF. (2006). Request For Proposals (RFP) Heavy-Duty Vehicle Emissions And Fuel Consumption Improvement Project, [en línea] acceso febrero 11/2008 <http://www.nescaum.org/documents/heavy-duty-rfp.pdf/>
- PEMEX. (2009). Indicadores petroleros, Precios al público de productos petrolíferos, septiembre de 2009.
- Rafael, M. (2002). Diagnósticos Energéticos en Empresas de Autotransporte Dos Casos de Aplicación. Publicación Técnica No. 191, Instituto Mexicano del Transporte Sanfandila, Qro. México.
- Rafael, M. M., Mendoza, M. J. J. (1995). Conducción técnica de vehículos automotores diesel, Publicación Técnica No. 70, Instituto Mexicano del Transporte, Sanfandila, Qro. México.
- SAE. (1965). Handbook Supplement 82, SAE Recommended Practice Truck Ability Prediction Procedure- J688. Society of Automotive Engineers, Inc. Two Pennsylvania Plaza, New York, N.Y. 10001
- SAE. (1971). Principles and design of mechanical truck transmissions; Society of Automotive Engineers, Inc. SAE SP-363; U.S.A.
- SAE. (1988). SAE J688 AUG87 Truck Ability Prediction Procedure SAE Recommended Practice, Revised August 1987. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA.
- Sandberg, T. (2001). Heavy Truck Modeling for Fuel Consumption Simulations and Measurements, Linköping University Sweden, [On-line]. Available: <http://www.vehicular.isy.liu.se/>
- Sczczepaniak. (1982). Fundamentos del automóvil, primera edición octubre de 1982, Compañía Editorial Continental, S. A., México, D.F.
- Secretaría de Comunicaciones y Transportes, SCT, (2003). *Norma Oficial Mexicana Emergente NOM-EM-033-SCT-2-2002, Transporte terrestre-Límites máximos de velocidad para los vehículos de carga, pasaje y turismo que transitan en los caminos y puentes de jurisdicción federal*. Secretaría de Comunicaciones y Transportes, Diario Oficial de la Federación 28 de julio de 2003, México, D.F.
-

Secretaría de Comunicaciones y Transportes, SCT, (2008). *Norma Oficial Mexicana NOM-012-SCT-2-2008, Sobre el peso y dimensiones máximas con los que pueden circular los vehículos de autotransporte que transitan en las vías generales de comunicación de jurisdicción federal.* [DOF. Diario Oficial de la Federación, Abril 01, 2008](#)

Secretaría de Comunicaciones y Transportes, SCT. (2007). Anuario Estadístico 2007, Sector Comunicaciones y Transporte, México, D.F.

Secretaría del Medio Ambiente y Recursos Naturales, SEMARNAT. (2006). *Norma Oficial Mexicana NOM-044-SEMARNAT-2006, Que establece los límites máximos permisibles de emisiones de hidrocarburos totales, hidrocarburos no metano, monóxido de carbono, óxidos de nitrógeno, partículas y opacidad de humo provenientes del escape de motores nuevos que usan diesel como combustible y que se utilizan para la propulsión de vehículos automotores nuevos con peso bruto vehicular mayor de 3 857 kilogramos, así como para unidades nuevas con peso bruto vehicular mayor a 3 857 kilogramos equipadas con este tipo de motores.* Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales, Diario Oficial de la Federación del 12 de octubre de 2006. México, D.F.

SENER. (2008). Balance Nacional de Energía 2007. Secretaría de Energía, México, D. F.

SPICER (1998). Especificaciones Condensadas de Transmisiones; Transmisiones TSP, Pedro Escobedo Qro., 1998.

SPICER, 1998. Funcionamiento básico de transmisiones y embragues, Transmisiones TSP- SPICER, Pedro Escobedo, Qro.

Sun, J. and Sivashankar, N. (1997). An Application of Optimization Methods to the Automotive Emissions Control Problem, Proceedings of the American Control Conference Albuquerque, New Mexico June 1997.

Tiax-Global. (2006). The future of heavy-duty powertrains: 2007 to 2020 An overview [en línea] [Consulta: 17 de febrero de 2007] [http://www.globalinsight.com/publicDownload/genericContent/03-03-5\\_PT\\_overview.pdf](http://www.globalinsight.com/publicDownload/genericContent/03-03-5_PT_overview.pdf) >

TSP. (2000). Funcionamiento de la Transmisión, Servicios Técnicos, Transmisiones TSP, S.A. de C.V., Pedro Escobedo Qro., 2000.

Vantelón, A., Cáceres J. (1995). Ahorro y Uso Eficiente de la Energía en el Autotransporte, BCEOM Sociedad Francesa de Ingeniería-Comisión Nacional para el Ahorro de Energía, México, D.F, publicación interna.

**CIUDAD DE MÉXICO**

Av. Nuevo León 210  
Col. Hipódromo Condesa  
CP 06100, México, D F  
Tel +52 (55) 52 653600  
Fax +52 (55) 52 653600

**SANFANDILA**

Carretera Querétaro-Galindo km 12+000  
CP 76700, Sanfandila  
Pedro Escobedo, Querétaro, México  
Tel +52 (442) 216 9777  
Fax +52 (442) 216 9671



INSTITUTO  
MEXICANO DEL  
TRANSPORTE



[www.imt.mx](http://www.imt.mx)  
[publicaciones@imt.mx](mailto:publicaciones@imt.mx)