



UNIVERSIDAD
CIENFUEGOS
Carlos Rafael Rodríguez

Facultad de Mecánica
Colectivo de Mecánica Aplicada

Trabajo de Diploma

Título: Remotorización del ZIL 131 con motor de carburación a motor diesel Yuchai; análisis y propuesta de solución a la avería del diferencial.

Autor: Luis Aliesky Romero López.

Tutores: Dr. Rafael Goitzolo Espinosa.

Dr. José Ramón Fuentes Vega.

Ing. Abdel Mendoza Fernández.

“Año del 50 Aniversario del triunfo de la Revolución”

Curso 2008-2009

Declaración de autoridad.



Facultad de Ingeniería Mecánica.

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

Firma del Autor

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

Información Científico – Técnica, Firma

Firma del Vicedecano

Firma del Tutor

Sistema de Documentación y Proyectos

Pensamiento

Cuando puedes medir aquello de lo que hablas, y expresarlo con números, sabes algo acerca de ello; pero cuando no lo puedes medir, cuando no lo puedes expresar con números, tu conocimiento es pobre e insatisfactorio: puede ser el principio del conocimiento, pero apenas has avanzado en tus pensamientos a la etapa de ciencia.

William Thomson Kelvin

Dedicatoria

Este trabajo está dedicado a todas las personas que en mi vida me han motivado a luchar por alcanzar todos mis sueños, especialmente:

- ✓ *A mi mamá María Yaquelin López, gracias por todo, tus consejos y enseñanzas me han ayudado a alcanzar muchas metas en la vida.*
- ✓ *A mis papas Domingo Noel Caballero Quintero y Luis Orlando Romero por creer siempre en mí, por enseñarme que para ser alguien en la vida se requiere de mucho sacrificio.*
- ✓ *Dedicación especial a la memoria de mi queridísima abuela Marta Sarduy Quintero, quien desde mis primeros síntomas de vida estuvo pendiente de mí, cuidándome y teniéndome siempre presente incluso en los últimos momentos de vida.*
- ✓ *A la memoria de mi primo Yoan López Sosa quien siempre me vió como su hermano.*
- ✓ *A mis tíos que siempre me han apoyado en todo.*

Agradecimientos

Son tantas las personas que contribuyeron a mi formación como persona y profesional, y por consecuencia a la realización de este trabajo, pero principalmente debo agradecer a:

- ✓ *Mis padres, que siempre me han guiado en la vida.*
- ✓ *A mi abuela, que en gloria esté, por ser mi guía desde mi infancia y aún pienso que lo es aunque físicamente no esté presente.*
- ✓ *A toda mi familia.*
- ✓ *A mis tutores: Rafael Goitizolo, el Chiqui y Abdel, gracias por su esmerada dedicación y entrega para conmigo.*
- ✓ *A todos mis profesores durante toda la carrera, gracias por sus enseñanzas.*
- ✓ *A todos mis compañeros y amigos del aula.*
- ✓ *A todas las personas que no han sido mencionadas y me han ayudado de una manera u otra a lo largo de este camino.*

Resumen

Resumen

En el trabajo se aborda la sustitución del motor de carburación del camión ZIL 131, por motor Diesel Yuchai. Se evaluó la sustitución desde el punto de vista de las cualidades dinámicas del vehículo y desde el punto de vista del consumo de combustible, obteniéndose conclusiones que permitieron evaluar la factibilidad de la sustitución. La metodología descrita y aplicada en el trabajo fue combinada con la Metodología de Gestión de Vida para Analizar las Causas de la Averías del diferencial del camión, que se produce después de remotorizado el vehículo. Se comprueba en el trabajo que los dientes no fallan por fractura por sobrecargas en los pies del diente. Esto se confirma observando detenidamente la forma de fractura real de los dientes. Los dientes se fracturan pero no precisamente por los pies, sino que, producto de la deficiente capacidad de soportar sobrecargas de las superficies aparecen grietas a la altura del polo que se van desarrollando por fisuración progresiva hacia la cabeza, provocándose la fractura de parte del diente. Una vez que esto ha ocurrido en un diente el efecto se multiplica por la acción dinámica de las cargas extendiéndose al resto; o sea, que es de esperar que la situación de los diferenciales se empeore como así ha ocurrido hasta la fecha con los nuevos motores.

Indice

Índice

Introducción.....	1
Capítulo I: Caracterización del Camión Zil 131 y del Motor Chino YUCHAI.....	7
1.1. Introducción:	7
1.2. El zil 131. Su motor y los elementos de transmisión.....	8
1.3. El motor de carburación.....	10
1.3.1. El ciclo de cuatro tiempos.....	11
1.3.2. Motor en V.....	13
1.3.3. El motor diesel.....	15
1.4. Embrague.....	20
1.5. Propulsión total.....	21
1.6. Cambio de velocidades.	22
1.6.1. Caja de cambios del Zil 131.	24
1.7. Caja de reenvío.	25
1.7.1. Caja de reenvío del Zil 131.....	26
1.8. Árbol de transmisión. Juntas	28
1.9. Puente trasero.....	30
1.10.El diferencial.	32
1.10.1. Los diferenciales del Zil 131 y su avería.....	34
1.10.2. Averías en los diferenciales.....	36
1.11.Puente delantero de un automóvil con tracción delantera.....	37
1.12.Conclusiones del Capítulo.....	39
Capítulo II: Desarrollo de la Metodología para Remotorización de Vehículos. Aplicación a la Remotorización del Camión ZIL 131 con motor de gasolina a motor diesel Yuchai YC6108Q.....	40
2.1. Introducción:	40
2.2. Metodología elaborada para el Análisis de la Remotorización de Vehículos.	41
2.2.1. Cálculo de la característica exterior de velocidad.....	41
2.2.2. Cálculo de la Característica Tractiva del Automóvil.....	44
2.2.2.1. Cálculo de la velocidad lineal del vehículo.	45
2.2.2.2. Cálculo de la eficiencia de la caja de velocidades.....	46
2.2.2.3. Cálculo de la eficiencia de la caja de reenvío.....	48

2.2.2.4.	Cálculo de la eficiencia del puente motriz.	49
2.2.2.5.	Eficiencia del embrague.	51
2.2.2.6.	Eficiencia de las uniones cardánicas.	51
2.2.2.7.	Eficiencia del sistema de transmisión.	51
2.2.2.8.	Cálculo de la fuerza tractiva.	55
2.2.2.9.	Cálculo de la resistencia del aire.	55
2.2.2.10.	Cálculo de la resistencia al camino.	56
2.2.2.11.	Determinación de la Pendiente Máxima ($\alpha_{\text{máx}}$) que puede ascender el vehículo partiendo del reposo:	57
2.2.2.12.	Cálculo de la capacidad de aceleración.	61
2.2.2.13.	Cálculo de la Característica Tractiva Ideal.	62
2.2.2.14.	Análisis del consumo de combustible.	62
2.3.	Resultados y Análisis de los Resultados.	64
2.3.1.	Análisis de las Características exteriores de velocidad.	64
2.3.2.	Análisis de las Características tractivas.	68
2.4.	Efecto económico y ambiental.	77
2.4.1.	Efecto económico.	77
2.4.2.	Efecto ambiental.	78
2.5.	Conclusiones del capítulo.	79

Capítulo III Gestión de Vida. Evaluación de la Resistencia del Piñón del Diferencial del Camión Original y Remotorizado. 80

3.1.	La Metodología de Gestión de Vida.	80
3.1.1.	Introducción. Esencia de la Metodología de Gestión de Vida.	80
3.1.2.	La Metodología de Gestión de Vida como Elemento de Diagnóstico de Averías.	81
3.1.3.	La toma de decisiones.	83
3.1.4.	El Gestor de Vida.	84
3.1.5.	Niveles de la Gestión de Vida.	85
3.2.	Evaluación de la posibilidad del deterioro por fatiga de los dientes del piñón del diferencial.	86
3.2.1.	Datos preliminares del piñón de ataque y la corona.	86
3.2.2.	Evaluación bajo el régimen normal inestable de carga.	86

3.2.2.1.	Establecimiento de la Historia de Carga.....	86
3.2.2.2.	Evaluación de la resistencia a la fatiga superficial.....	92
3.2.2.3.	Evaluación de la resistencia a la fatiga por flexión.	94
3.2.3.	Evaluación de la posibilidad del deterioro por sobrecarga para el torque máximo del motor.....	94
3.2.3.1.	Torque máximo en la corona para el motor YUCHAI.	94
3.2.3.2.	Evaluación de la posible fractura de la superficie por sobrecargas para el motor YUCHAI.....	95
3.2.3.3.	Evaluación de la posible fractura de los dientes por sobrecargas para el motor YUCHAI.....	97
3.2.3.4.	Torque máximo en la corona para el motor ZIL.....	99
3.2.3.5.	Evaluación de la posible fractura de la superficie por sobrecargas para el motor ZIL.	100
3.2.3.6.	Evaluación de la posible fractura de los dientes por sobrecargas para el motor ZIL.	100
3.3.	Conclusiones del Capítulo.....	101
	Conclusiones Generales.....	102
	Recomendaciones.....	104
	Referencias Bibliográficas	105
	Bibliografía	

Introducción

Introducción

El transporte, es un elemento indispensable para el movimiento de bienes y personas; en específico, el transporte automotor, en este aspecto se ha introducido nuevas tecnologías, que han contribuido al aumento de la eficiencia y eficacia de los procesos de transportación. En Cuba por ejemplo se están produciendo incrementos importantes en la cantidad de vehículos, en su diversidad, en su capacidad de carga y velocidad de movimiento y en los niveles de transportación de pasajeros. Como consecuencia, también han ido evolucionando la infraestructura y los métodos científicos que emplea la explotación técnica, para reducir al máximo los recursos destinados al desarrollo de los procesos de transportación, junto a sus correctos aprovechamientos de la capacidad de trabajo.

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

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

sentir con énfasis en las masas desposeídas del planeta, como bien ha señalado en varias intervenciones, muy oportunas, Fidel Castro Ruz.

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

Después de casi 50 años de bloqueo recrudescido por el período especial y más de 20 años de explotación de los vehículos del antiguo campo socialista, la situación del transporte en general se torna crítica. Con la recuperación económica la necesidad de ir incorporando nuevos medios de transporte, se hace cada día más necesaria y a diferencia de etapas anteriores, donde las posibilidades de mercado en el sector del transporte se ubicaban con beneficios en el campo socialista, fundamentalmente en la antigua URSS, en la actualidad esas posibilidades se encontraban en el mundo occidental, hasta que más recientemente ha aparecido para Cuba el mercado chino, lo que ha abierto la posibilidad, no de realizar inversiones en un nuevo parque automotor, sino emprender en lo posible la remotorización de aquellos vehículos donde ésta sea posible. Esta práctica se ha emprendido no solo en nuestro país, sino también en otros, con el objetivo de reducir los costos de inversión, acometiendo la remotorización o el cambio de parte de los elementos fundamentales del sistema de transmisión de los vehículos en explotación, para devolverles características que garanticen costos de explotación adecuados y un alargamiento en el período de servicio de los mismos.

Para la valoración de las mejores variantes para la remotorización o el cambio de elementos del sistema de transmisión a utilizar en las modificaciones constructivas, se hace imprescindible la existencia de un grupo de indicadores que posibiliten la evaluación profunda y multilateral para garantizar la eficiencia energética del proceso de transportación. En esta compleja tarea, juega un papel fundamental, la adecuada evaluación de los indicadores dinámicos y de consumo del vehículo.

En el consumo de combustible y la dinámica del vehículo inciden numerosos factores: las características constructivas del vehículo, el régimen de carga y velocidad, el tipo de

vía, su estado, la pendiente, las intersecciones e interferencias al movimiento, las curvas, los parámetros medioambientales, la velocidad del viento e incluso el propio conductor y su experiencia y pericia, entre otros.

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

Uno de los problemas que enfrenta el país en numerosas empresas y en particular en el MINFAR y el MININT en la actualidad, más que inversiones en nuevo parque es precisamente la remotorización de su transporte automotor disponible. En el MINFAR y en el MININT existe un parque considerable de vehículos, adquiridos en el antiguo campo socialista, que poseen motores de carburación. El problema de la remotorización de vehículos de gasolina con motores Diesel se viene enfrentando en el país desde hace ya varios años, motivado fundamentalmente por la escasez de gasolina. Dentro de las adaptaciones que se han realizado se pueden mencionar la sustituciones de los motores de los MAZ por los motores KRAZ, los motores de los ZIL por motores MAZ, Mitsubishi y VW, motores de HINO por motores MAZ, motores de GAZ por D-240 (MTZ-80), etc. También los motores de JEEP WAZ y de los LADAS han sido sustituidos, sin embargo, estas sustituciones se han hecho en la inmensa mayoría de los casos sin una valoración técnica adecuada acerca de que inconvenientes que puede acarrear la misma desde el punto de vista de las cualidades dinámicas del vehículo o en la resistencia mecánica de los elementos de la transmisión y sin una evaluación técnico-económica adecuada. Con el objetivo de transformar el parque motor a Diesel se han adquirido en el extranjero motores de diversas firmas: IVECO, ROMAN, PERKINS, MERCEDES BENZ, HYUNDAI, YUCHAI y otros, haciéndose necesario establecer una

metodología para la evaluación de la sustitución con el objetivo de que en cada caso poder seleccionar cual es el motor más adecuado para un vehículo en particular. En el Trabajo se presentaron los resultados obtenidos acerca de la posibilidad de realizar la sustitución desde el punto de vista de las cualidades dinámicas del vehículo en el Motor del Camión ZIL-131 por motor Yuchai. Además en dicho trabajo se analiza la posibilidad de aplicar los conceptos y herramientas de la Metodología de Gestión de Vida (1) para Diagnosticar las Causas de Posibles Averías o Pronosticar la Posibilidad de su Ocurrencia.

En el presente trabajo se aborda específicamente la sustitución del motor de carburación del camión ZIL 131, por motor Diesel Yuchai de fabricación china. Se evaluó la sustitución desde el punto de vista de las cualidades dinámicas del vehículo y desde el punto de vista del consumo de combustible, obteniéndose conclusiones que permitieron evaluar la factibilidad de la sustitución. La metodología descrita y aplicada en el trabajo será combinada con la Metodología de Gestión de Vida para Analizar las Causas de la Averías del diferencial del camión, que se produce fundamentalmente después de remotorizado el vehículo (Ver Fig. 1 a) y b)), también puede ser utilizada para pronosticar otras posibles averías y puede ser generalizada a sustituciones similares en otros vehículos, trabajos estos que se ejecutan, como se dijo anteriormente, con frecuencia hoy en día en nuestras empresas y talleres, pero en la inmensa mayoría de los casos sin un análisis adecuado y sin un criterio acerca de que cambios sería necesario realizar en la transmisión para lograr mejores cualidades dinámicas y mayor confiabilidad en el mismo.

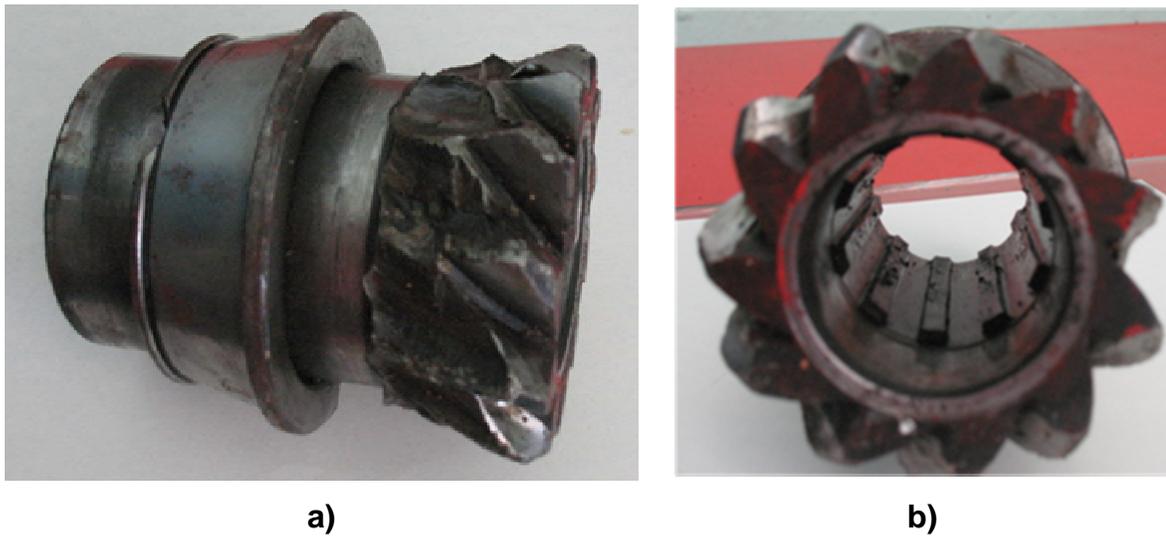


Fig. 1. Fractura de los Dientes del Piñón de ataque del Diferencial

En el presente trabajo se plantean entonces los siguientes objetivos:

1. Describir la Metodología elaborada para el Análisis de la Remotorización de Vehículos.
2. Presentar los Resultados obtenidos desde el punto de vista de las cualidades dinámicas del vehículo al sustituir el Motor del Camión ZIL-131 por motor YUCHAI.
3. Evaluar comparativamente el consumo de combustible del vehículo original y modificado.
4. Evaluar la capacidad resistente del diferencial del camión antes y después de la remotorización para esclarecer las causas de las averías.

Para cumplir los objetivos propuestos se cumplimentaron las siguientes tareas:

- Construcción de las características exteriores de los dos motores.
- Construcción de las características tractivas del vehículo con los dos motores.
- Establecimiento de los indicadores que posibilitan la evaluación comparativa de las cualidades dinámicas del vehículo en ambas situaciones.
- Evaluación comparativa del consumo de combustible.

- Evaluación de la capacidad de carga a fatiga superficial, fractura por fatiga y a las sobrecargas del diferencial del vehículo con el viejo y el nuevo motor.

Capitulo 1

Capítulo I: Caracterización del Camión Zil 131 y del Motor Chino YUCHAI.

1.1. Introducción:

La palabra automóvil significa que se mueve por sí mismo (2), y se aplica, concretamente, para designar los vehículos que se desplazan sobre terreno mediante la fuerza suministrada por un *motor* de combustión interna o de explosión, llamado así porque, en su interior, se quema o se hace explotar el combustible. La energía química almacenada en el petróleo o gasolina, se aprovecha de esta forma directamente; convirtiéndose en energía mecánica, sin transformaciones intermedias, como ocurre en las máquinas de vapor, en las que el combustible (carbón o petróleo) se quema en una caldera, y el vapor a presión producido es el que obliga a girar el motor.

Cuando el combustible empleado es la gasolina, ésta pasa desde un depósito a un aparato llamado *carburador*, donde se pulveriza y mezcla con aire, y es esta mezcla la que entra en los cilindros del motor, para explotar dentro de ellos por medio de una chispa eléctrica (*encendido*). Las explosiones son extraordinariamente violentas (aunque desde fuera no lo parezca, a causa de la perfección alcanzada en la producción de motores), y calientan tanto que pondrían al rojo los metales del motor, inutilizándolo, si no se enfríase mediante un sistema de *refrigeración*, casi siempre por circulación de agua alrededor de los cilindros. Además, se comprende que el roce de las piezas metálicas del motor, sobre todo estando tan calientes, necesite de un sistema de *engrase*, por circulación de aceite a presión, que lubrica todos los órganos.

En vez de gasolina puede utilizarse un combustible más denso (gasoil), también derivado del petróleo bruto, y en este caso no se emplean ni el carburador ni el aparato de encendido, sino que entra solamente aire en los cilindros y en momentos oportunos se inyecta directamente a ellos el gasoil, que se quema sin necesidad de chispa. Estos motores, más pesados que los de gasolina, se emplean mucho en camiones y se llaman Diesel (nombre del inventor) o de combustión interna porque la inflamación del combustible ni es tan instantánea o total como la explosión de la gasolina, aunque su rapidez es también enorme.

El automóvil está constituido por el *chasis*, que es el armazón o conjunto mecánico del vehículo, y por la *carrocería*, destinada a transportar los pasajeros o carga, que se coloca y sujeta sobre el chasis.

El chasis de cualquier tipo de automóvil está compuesto de los siguientes elementos:

1. Un bastidor, formado por los largueros y travesaño, al que se fijan:
 - a) El motor.
 - b) La transmisión (embrague, caja de velocidades y caja de reenvío si tiene tracción delantera y trasera a la vez, colocados a continuación del motor; árbol de transmisión y puente trasero.
 - c) La dirección.
 - d) Los frenos (por el interior de las ruedas).
2. Los ejes delantero y trasero, y las ruedas.
3. La suspensión, que une las ruedas o ejes al bastidor.

1.2. El zil 131. Su motor y los elementos de transmisión.

El autocamión de tres ejes Zil 131 es un vehículo adquirido por Cuba cuando las posibilidades de mercado en el sector del transporte se restringían al campo socialista, fundamentalmente a la antigua URSS; está previsto para el traslado de cargas y para el arrastre de remolques por toda clase de carreteras, caminos intransitables y terrenos accidentados. La caja de carga del vehículo también está adaptada para el traslado de personas (3).

El camión es apto para el servicio en todas las condiciones climáticas, incluyendo las tropicales, en cualquier estación del año con una temperatura del aire entre -40 y $+55^{\circ}\text{C}$, para el cual en la Fig. 1.1 se muestra una vista general.

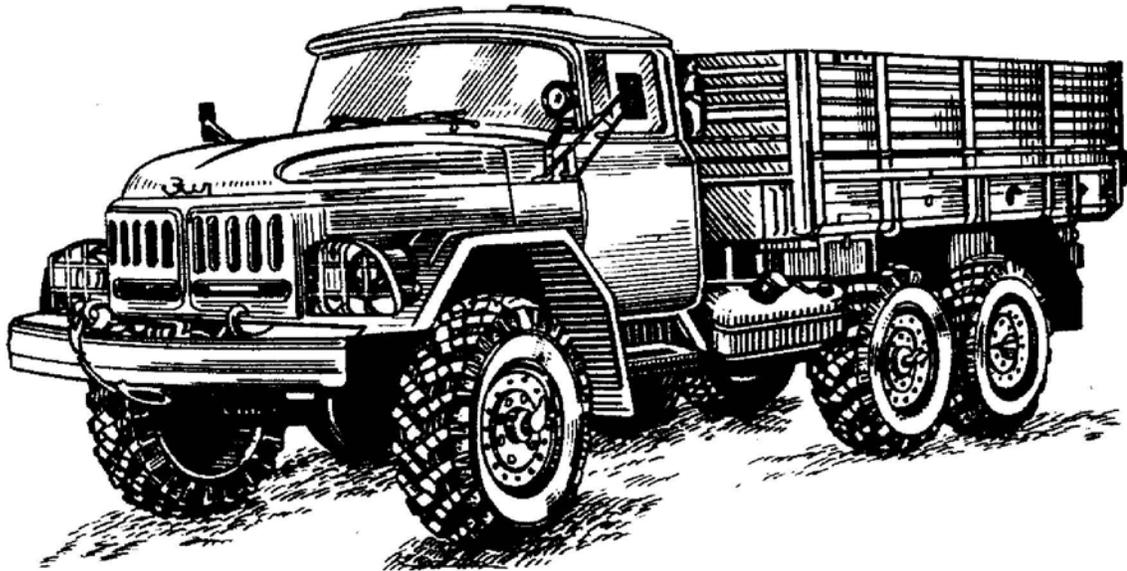


Fig. 1. 1: Vista general del camión Zil 131.

Tabla 1.1. Características técnicas del Zil 131.	
Capacidad de carga en asfalto, Kg	5000
Capacidad de carga en terraplén, Kg	3500
Peso total del remolque en asfalto con carga de 5000 Kg	6500 Kg
Peso total del remolque en terraplén con carga de 3500 Kg	4000 Kg
Peso propio de camión avituallado, Kg	6460
Reacción en el puente delantero (Ryd), Kg.	2900
Reacción en el medio de los dos puentes traseros (Ryt) Kg.	3560
Peso máximo completo del camión, Kg con carga de 5000 Kg.	11685
Reacción en el puente delantero (Ryd) con carga de 5000 Kg.	3200
Reacción en el medio de los dos puentes traseros (Ryt) con carga de 5000 Kg.	8485
Recorrido de frenaje desde 50-0 Km/h en metros.	29
Velocidad máxima, Km/h	80

El autocamión Zil131 posee una propulsión total, lo que hace motrices todas sus ruedas, delanteras y traseras. El mecanismo está constituido por los elementos de una

propulsión trasera doble para que la carga que incide principalmente sobre él, sea soportada por cuatro gomas; por lo que sus dos ejes traseros son propulsores, a lo que se añade una tracción delantera, haciendo las ruedas directrices también motrices. Así todos los bandajes de apoyo del vehículo agarran al suelo para aprovechar su adherencia en la transmisión del esfuerzo motriz. Este vehículo tiene más capacidad para subir cuestas; pero su ventaja principal es apreciable, sobre todo en los malos caminos, puesto que todas sus ruedas agarran y trepan y, además, como las delanteras tienen propulsión autónoma, ya no resultan empujadas por las traseras, con lo cual se disminuye notablemente la resistencia al avance (3).

1.3. El motor de carburación.

El motor según Arias Paz (4) es un conjunto de mecanismos preparados para recoger y aprovechar la fuerza que desarrolla la explosión de una mezcla combustible formada

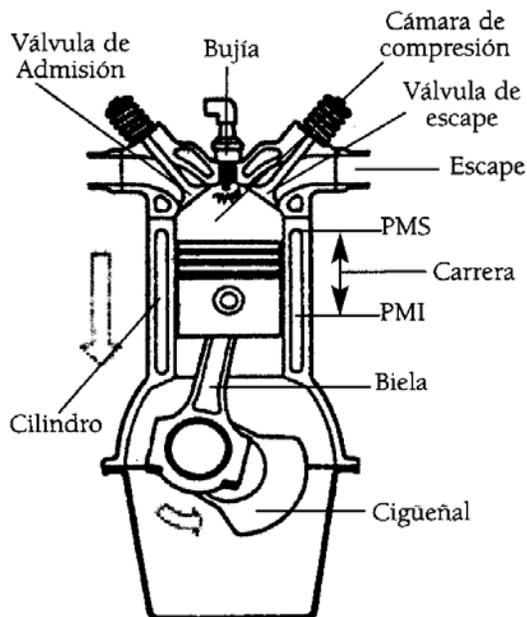


Fig. 1. 2. Constitución del motor de un cilindro.

por aire y gasolina, mezcla que se prepara, con el aire que entra por un *filtro*, en un aparato llamado *carburador*, se introduce en el motor y se inflama con una chispa eléctrica producida por medio del sistema de *encendido*.

El motor de un automóvil está constituido por varios cilindros, dentro de los cuales se realiza la explosión de la mezcla de aire y gasolina que proporciona el carburador, y cuya enorme fuerza expansiva se convierte en energía mecánica por el mecanismo clásico de biela manivela. Dentro de cada cilindro, y ajustándose a sus paredes, se desliza hacia arriba y hacia abajo un pistón o émbolo, que

por una biela articulada en ambos extremos, se enlaza a una manivela del cigüeñal, eje de giro cuya rotación es la que se transmite a las ruedas.

Cuando el pistón recibe, por su parte alta, la explosión de la mezcla aire-gasolina, se desplaza con fuerza hacia abajo y su movimiento rectilíneo se convierte, por medio de la biela, en movimiento circular (giro del cigüeñal). Recíprocamente, si éste gira, el pistón a él enlazado por la biela tendrá que moverse arriba y abajo del cilindro. La posición más baja del codo corresponde al punto más bajo del recorrido del émbolo, donde cambia de dirección su movimiento rectilíneo, pues si el cigüeñal sigue girando, el pistón, que antes bajaba, tendrá que subir; esta posición conjunta más baja del codo y del pistón se llama *punto muerto inferior* (PMI). Cuando el codo del cigüeñal está lo más alto posible, también el pistón está en la parte más elevada de su recorrido, donde cambia nuevamente de sentido su movimiento al seguir girando el cigüeñal; es el *punto muerto superior* (PMS), lo cual se muestra en la figura 1.2.

1.3.1. El ciclo de cuatro tiempos.

Para explicar el funcionamiento del motor, suponemos que está ya girando, bien en régimen normal o bien porque se le obliga a girar con la manivela de puesta en marcha o con el arranque eléctrico. Para que el motor funcione por sí solo es necesario que el pistón haga cuatro recorridos: dos de arriba abajo y dos de abajo arriba; en cada uno de ellos ocurre en el interior del cilindro una operación distinta, y por eso se llama ciclo de cuatro tiempos o de Otto, que fue su realizador.

Primer tiempo: Admisión. El pistón está en el punto muerto superior y empieza a descender; y en este instante se abre la válvula de admisión y los gases que existen en la tubería de admisión (la mezcla de aire y gasolina suministrada por el carburador) son aspirados por el pistón que descende, y van llenando el cilindro. Cuando el émbolo llega al punto muerto inferior se cierra la válvula de admisión.

En el tiempo de admisión el pistón ha bajado del punto muerto superior al inferior y el cigüeñal ha dado media vuelta.

Segundo tiempo: Compresión. El pistón sube desde el punto muerto inferior al punto muerto superior, y las dos válvulas están cerradas. Los gases que llenaban el cilindro van ocupando un espacio cada vez más reducido, comprimiéndose hasta llenar solamente el que queda entre la cara superior del pistón en su punto muerto superior y el fondo del cilindro. Este espacio se llama *cámara de compresión o de explosión*. Durante la compresión el pistón ha subido del PMI al PMS, y el cigüeñal, en tanto, ha

dado otra media vuelta. Por haberse comprimido la mezcla, cuando ocupa la cámara de compresión está más caliente que al entrar al cilindro, y también están más unidos el aire y al gasolina. El tiempo de compresión ha servido, pues, para preparar la mezcla en las mejores condiciones para la explosión que va a realizarse inmediatamente.

Tercer tiempo: Explosión. Estando los gases comprimidos en la cámara de compresión, con el pistón en el PMS salta una chispa en la bujía que produce la explosión de la mezcla teóricamente instantánea, que empuja al pistón hacia abajo, transmitiéndose por la biela un fuerte giro al cigüeñal, que a su vez recibe el volante, almacenando una energía que después devolverá en los tiempos muertos de Escape, Admisión y Compresión. Las válvulas han permanecido cerradas. Se ha producido una **carrera motriz**, un tiempo efectivo, los otros tres son de preparación y el cigüeñal ha dado otra media vuelta.

Cuarto tiempo: Escape. Al iniciarse este tiempo, el pistón esta en su PMI; la válvula de escape se abre, y el pistón, al subir, empuja los gases quemados, expulsándolos al exterior por la tubería de escape. Cuando el émbolo alcanza el PMS, la válvula de escape se cierra. En la carrera del pistón del PMI al PMS, el cigüeñal gira otra media vuelta.

Cuando el pistón empieza a bajar desde el PMS, se abre la válvula de admisión y se repiten todas las fases anteriores en la misma forma y en el mismo orden, mientras el motor está funcionando; el conjunto de las cuatro operaciones distintas (admisión, compresión, explosión y escape) se llama ciclo de cuatro tiempos. Como a cada tiempo del motor corresponde media vuelta del cigüeñal, el ciclo se realiza en cuatro medias vueltas, o sea en dos vueltas completas del cigüeñal.

La explosión al empujar el émbolo, hace dar media vuelta al cigüeñal; el volante, unido al cigüeñal, recibe un impulso que le sirve para seguir girando en las tres medias vueltas siguientes, haciendo que el pistón suba para efectuar el escape, descienda para hacer la admisión y vuelva a subir para ejecutar la compresión. Estos tres tiempos se realizan, pues, a costa de la fuerza almacenada por el volante durante la explosión.

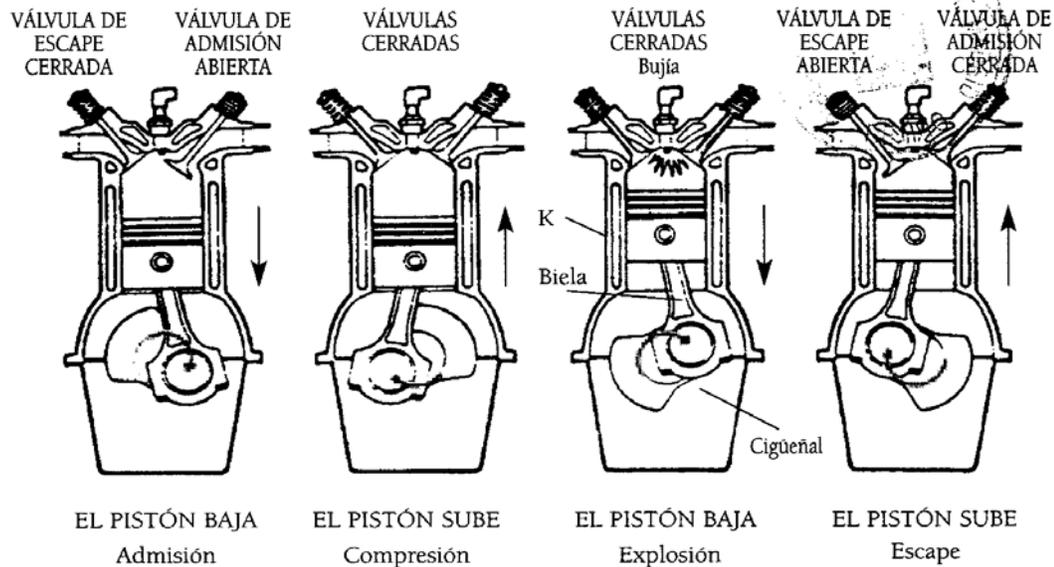


Fig. 1.3. Ciclo de cuatro tiempos.

1.3.2. Motor en V.

Los cilindros se disponen en dos bloques, uno al lado del otro, formando un ángulo entre sí de 60° , 90° ó 120° y usando un solo cigüeñal común a ambos bloques. Este sistema ha sido el usado siempre para los motores de 12 y 16 cilindros, en los que la colocación en línea daría como resultado un motor exageradamente largo, con graves inconvenientes de construcción y colocación, pues ocuparían mucho espacio a lo largo del vehículo, y los largos cigüeñales habrían de ser enormemente robustos para resistir bien las vibraciones torsionales. Tales inconvenientes también se presentaban con los ocho cilindros en línea, produciéndose el último de estos en el año 1954, al ponerse de moda después de la Segunda Guerra Mundial los "ocho cilindros en V".

En la figura 1.4 se ve la forma exterior de un motor de ocho cilindros en V, compuesto por dos bloques de cuatro cilindros en cada bloque, diseñando en su interior la colocación relativa de pistones y bielas sobre el único cigüeñal. Cada dos bielas formando V atacan al mismo codo, como se ve para los cilindros seccionados, resultando un motor apenas más largo que el de la mitad del número de cilindros.

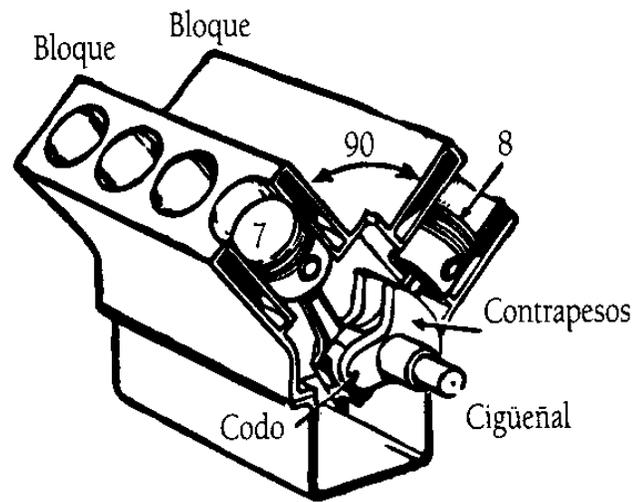


Fig. 1.4. Motor de ocho cilindros en V y disposición interna de pistones, bielas y cigüeñal.

El Zil 131 originariamente contiene un motor de este tipo; de forma V, de ocho cilindros, de cuatro tectos, carburador, con refrigeración líquida, para el cual sus especificaciones son:

Tabla 1.1. Especificaciones técnicas del motor Zil 131.	
Ítem	Especificación
Modelo y tipo.	Zil 131 de forma V de cuatro tiempos, carburador, de válvula en cabeza
Disposición de los cilindros.	De dos filas, bajo un ángulo de 90°.
Número de cilindros.	8
Diámetro de los cilindros y carrera del pistón, mm. (DxS)	100x95
Cilindrada, lit	6
$N_{em\acute{a}x}$ del fabricante, Kw	110,3
Frecuencia de rotación a $N_{em\acute{a}x}$, rpm	3200
$M_{em\acute{a}x}$ del fabricante, Nm	402
Frecuencia de rotación a $M_{em\acute{a}x}$, rpm	1900
Consumo específico de combustible a $N_{em\acute{a}x}$, g/Kwh	326
Peso neto (Kg)	510
País de fabricación.	Rusia

1.3.3. El motor diesel.

Desde 1930 ha tenido una aplicación cada vez más creciente al automovilismo, especialmente en los camiones, los motores llamados *Diesel* (nombre del ingeniero alemán que los ideó), de *aceite pesado o combustión*.

La organización de sus elementos es la misma que en los de explosión (ciclo Otto, que queman gasolina); pero en los de combustión (ciclo Diesel, que queman gasoil) hay diferencias sensibles de funcionamiento. En los motores de explosión, la gasolina es pulverizada y mezclada con aire en el carburador, y luego toda esa mezcla se inflama en el cilindro por medio de una chispa proporcionada por el sistema de encendido. La relación de compresión es relativamente baja (de 6,5 a 10) porque su aumento provoca la detonación, según las características del combustible.

En los Diesel no hay carburador que prepare la mezcla ni sistema de encendido que la inflame: el motor aspira aire puro, que en el segundo tiempo del ciclo se reduce a tan alta compresión (de 12 a 22; promedio 16) que se calienta lo bastante para que al inyectarle el combustible que no es gasolina, sino gasoil, éste se inflame por sí solo y se vaya quemando (diferencia entre la explosión de toda la mezcla introducida durante la admisión, y combustión del combustible que arde a medida que entra); la expansión de los gases produce la carrera motriz, realizándose luego el escape en la misma forma conocida.

Tabla 1.2: Funcionamiento comparado de ambos tipos de motores	
De Explosión	Diesel
Primer tiempo: Admisión	
Aspiración de la mezcla aire-gasolina, en cantidad graduada por el acelerador.	Aspiración y llenado completo del cilindro con aire puro.
Segundo tiempo: Compresión	
(de la mezcla). Moderada: de 6,5 hasta 10 en coches.	(de aire puro). Elevada: de 12 a 21.
Tercer tiempo: Combustión.	
Encendido por una chispa en la bujía; explosión de toda la mezcla.	Inyección de gasoil, en cantidad graduada por el acelerador. Autoinflamación por el calor de la compresión. Combustión a medida que entra.
Cuarto tiempo: Escape	
Idéntico en los dos sistemas.	

Para que el gasoil entre en el cilindro, inyectado el aire tan fuertemente comprimido y caliente, es necesario que a su vez se envíe a muy elevada presión, en forma de un pequeño chorrillo para cada carrera de combustión, cosa que se consigue con un equipo de inyección compuesto por una bomba que dosifica, da presión y envía el

gasoil a los cilindros, y, en cada cilindro un, un inyector que el da entrada a la cámara de combustión.

En cada cilindro se obtiene, como en los motores de gasolina, una carrera motriz en cada dos vueltas del cigüeñal. Cuando el acelerador está suelto se inyecta necesariamente el gasoil necesario para la marcha en vacío y del motor en ralentí; cuando se pisa a fondo pasa a quemarse la máxima cantidad de combustible que puede hacerlo con el aire que cabe en el cilindro, aproximadamente en la proporción de un gramo de gasoil por 18 a 20 de aire (un litro de gasoil necesita unos 13000 litros de aire, un 30 por 100 más que la gasolina); pero obsérvese que el aire respirado por el motor puede ser siempre el máximo: el gasoil a diferencia de la gasolina rinde su energía aunque se queme en exceso de aire, sin los inconvenientes de lo que en los motores de explosión se llama mezcla pobre, y que aquí no existen.

Aunque el gasoil llegue a costar tanto como la gasolina, los motores Diesel seguirán siendo más económicos porque su rendimiento es superior a los de explosión: en estos a la salida del cigüeñal sólo se disponía de un 24 por 100 de la energía latente en el combustible, en los Diesel se llega al 34 por 100 porque no se pierde tanta en los gases de escape y en el agua de refrigeración.

Así resulta que los motores de gasolina consumen en carretera de 3000 a 350 gramos de combustible por caballo-hora, mientras que los Diesel gastan solamente de 200 a 230 gramos de gasoil por caballos-hora en las mismas condiciones. Además, un litro de gasoil contiene más calorías (energía latente) que un litro de gasolina, pues aunque en peso ocurre lo contrario, la mayor densidad del gasoil lo compensa con alguna ventaja.

En la práctica se ha comprobado que, para la misma potencia, los motores Diesel tienen una economía en litros de combustible de alrededor de un 30 por 100 respecto a los de explosión. O sea, que si éste gasta 20 litros de gasolina a los 100 kilómetros, un Diesel de igual potencia sólo consumirá 14 litros de gasoil.

La remotorización del Zil 131 se realizará con un motor de este tipo: motor Diesel, de cuatro tiempos, con seis cilindros en línea, para el cual su estructura se muestran en las Figuras 1.5 - 1.6 y las especificaciones técnicas [8] se muestran en la tabla 1.4:

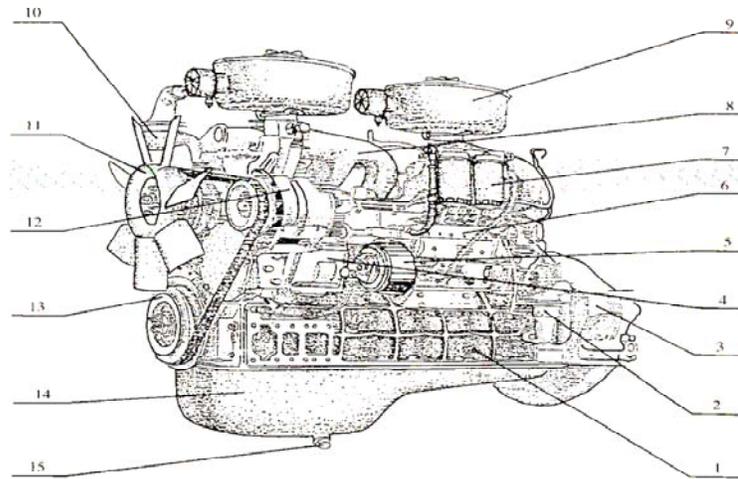


Fig. 1.5. Estructura del motor Diesel Yuchai YC6108Q

- | | |
|--------------------------------|---|
| 1. Bloque de cilindros | 9. Filtro de aire |
| 2. Tornillo de pulga de aceite | 10. Tubo de salida de agua |
| 3. Cárter del embrague | 11. Ventilador |
| 4. Compresor de aire | 12. Alternador |
| 5. Variador de avance | 13. Polea de amortiguador de vibraciones |
| 6. Bomba de inyección | 14. Cárter de aceite |
| 7. Filtro de Diesel | 15. Tapón roscado para la purga de aceite |
| 8. Colector de admisión | |

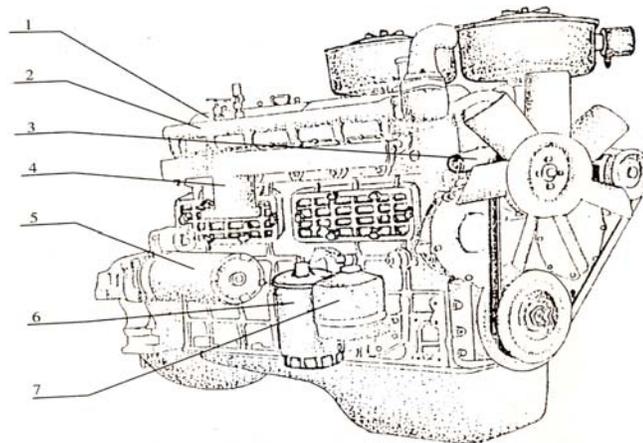


Fig. 1.6. Estructura del motor Diesel Yuchai YC6108Q

- | | |
|----------------------------|------------------------------|
| 1. Tapa de culata | 5. Motor de arranque |
| 2. Tubo de salida del agua | 6. Filtro primario de aceite |
| 3. Bomba de agua | 7. Filtro fino de aceite |
| 4. Colector de escape | |

El motor diesel de serie YC6108Q es una nueva producción proyectada por la Sociedad anónima de motor YUCHAI para el mercado de autocamiones pesados. Considerando completamente las características técnicas de los vehículos correspondientes, la Sociedad anónima de motor YUCHAI produce esta especie de diesel con técnicas avanzadas extranjeras, para los cuales una de sus mayores virtudes es que son sumamente ahorrativos.

Tabla 1.3: Especificaciones técnicas del motor YC6108Q.	
Item	Especificación
Modelo	YC6108Q
Tipo	Vertical, en línea, cuatro tiempos, enfriamiento por agua.
Cámara de combustión	Inyección directa.
Número de cilindros	6
$N_{em\acute{a}x}$ del fabricante, Kw	112
Frecuencia de rotación a $N_{em\acute{a}x}$, rpm	2800
$M_{em\acute{a}x}$ del fabricante, Nm	428
Frecuencia de rotación a $M_{em\acute{a}x}$, rpm	1800
Consumo específico de combustible a $N_{em\acute{a}x}$, g/Kwh	216
Peso neto (Kg)	550
País de fabricación.	China

1.4. Embrague.

El giro del motor llega a las ruedas motrices por intermedio del embrague y del cambio de velocidades, o bien se interrumpe en estos órganos, el embrague colocado en prolongación del cigüeñal, está intercalado entre el motor y la caja de velocidades, a quienes separa o acopla según se pise o no el pedal que el conductor manda con su pie izquierdo. Normalmente el motor está *embragado* y su rotación llega al cambio de marchas haciendo solidario el eje primario de éste del giro del cigüeñal; cuando el chofer pisa dicho pedal, el motor queda *desembragado* y su giro no se comunica a la transmisión.

A la salida del embrague, el giro del motor pasa a la caja de cambios donde unos engranajes lo transmiten hacia las rueda, bien en su totalidad o desmultiplicado, o bien queda cortado en ella, según la posición que ocupe la palanca del cambio que manda los citados engranajes. Para maniobrar éstos es necesario desembragar el motor, y el

principal objeto del embrague es atender esta necesidad, es decir, que casi es un órgano auxiliar para el manejo de la caja de velocidades.

1.5. Propulsión total.

Consiste en hacer motrices todas sus ruedas, delanteras y traseras. El mecanismo está constituido por los elementos de una propulsión trasera doble para que la carga, que incide principalmente sobre él, sea soportada por cuatro gomas; por lo que sus dos ejes traseros son propulsores, a lo que se añade una tracción delantera, haciendo las ruedas directrices también motrices. Así todos los bandajes de apoyo del vehículo agarran al suelo para aprovechar su adherencia en la transmisión del esfuerzo motriz. Este vehículo tiene más capacidad para subir cuestas; pero su ventaja principal es apreciable, sobre todo en los malos caminos, puesto que todas sus ruedas agarran y trepan y, además, como las delanteras tienen propulsión autónoma, ya no resultan empujadas por las traseras, con lo cual se disminuye notablemente la resistencia al avance.

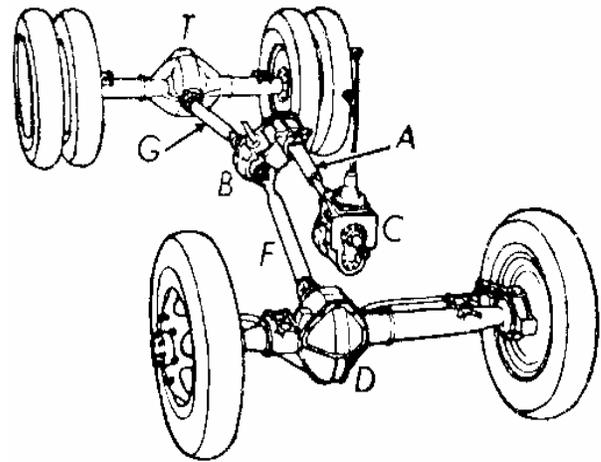


Fig. 1.7. Propulsión total.

El mecanismo en general consta (Fig.1.7) de una caja de cambios corrientes C, a cuya salida del árbol A lleva el giro del motor al reenvío B, desde el cual parten los dos árboles cardánicos F y G que mueven los ejes delantero D y trasero T, ambos provistos de diferencial.

En este caso el delantero D es un puente análogo al trasero, pero con su diferencial hacia un lado para que el árbol F pase por debajo y a un costado del bloque motor, sin tropezar con él. En los extremos del puente D los palieres llevan juntas homocinéticas, puesto que las ruedas son también directrices.

En este caso el delantero D es un puente análogo al trasero, pero con su diferencial hacia un lado para que el árbol F pase por debajo y a un costado del bloque motor, sin tropezar con él. En los extremos del puente D los palieres llevan juntas homocinéticas, puesto que las ruedas son también directrices.

En el caso del Zil 131, posee una propulsión de este tipo, a diferencia que tiene doble eje trasero para que la carga, que incide principalmente sobre él, sea soportada cuatro ruedas; siendo estos dos ejes propulsores.

1.6. Cambio de velocidades.

La potencia de un motor de explosión aumenta con el número de revoluciones por minuto hasta que se alcanza la *velocidad de régimen*, pues el número de vueltas crece en iguales términos el de explosiones, en toda vez que se produce una explosión por cilindro en cada dos vueltas del cigüeñal. Rebasada esa velocidad de régimen, la potencia del motor vuelve a decrecer: fijándose en los períodos de admisión, por ejemplo, al girar muy de prisa el cigüeñal la duración del llenado de los cilindros es muy pequeña, por lo que la fuerza de la explosión disminuye, y se comprende que llegue un momento en el que no esté compensado el mayor número de explosiones.

Por el mecanismo del cambio de velocidades la rotación del cigüeñal se transmite a las ruedas propulsoras en tal forma que, cuando el coche va despacio porque el motor agota su fuerza en subir trabajosamente una cuesta y peligraría de calarse, se puede alterar la transmisión y hacer que aun yendo despacio el coche el motor vuelva a girar de prisa, dando toda su potencia, con lo que se aleja el temor de que se pare; y el coche podrá subir la cuesta con facilidad para el motor, aunque a menos velocidad de marcha que en llano.

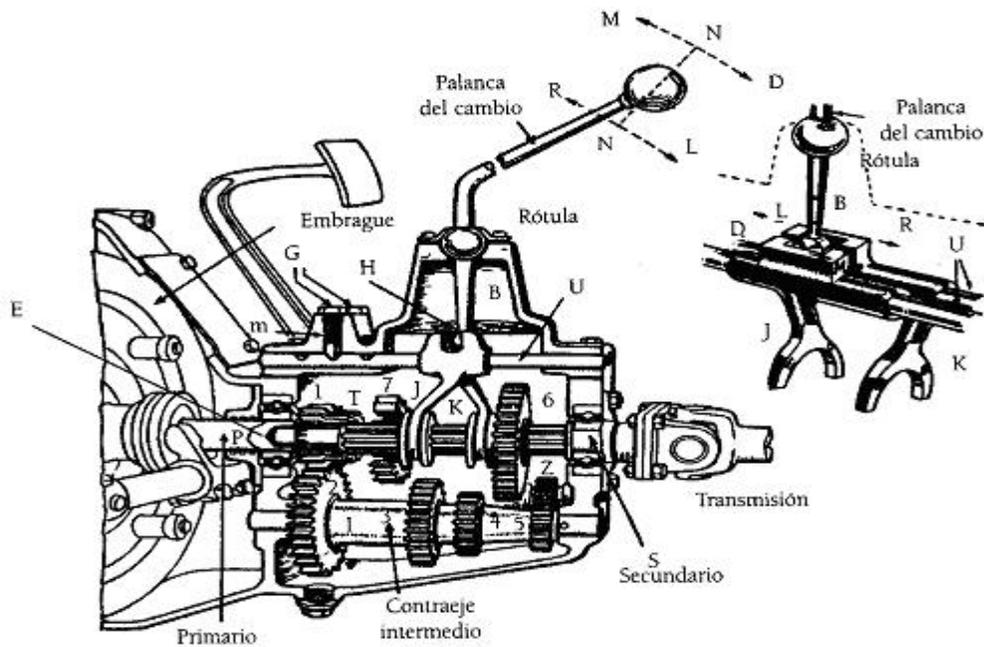


Fig. 1.8. Conjunto de la caja del cambio de velocidades.

El giro del cigüeñal llega desde el embrague a la caja de velocidades por un árbol *P*, llamado *primario*, a continuación del cual otro árbol *S*, que es el *secundario*, recoge el movimiento y lo transmite a las ruedas motrices. El eje *P*, a su entrada a la caja de cambio, lleva un piñón 1 en engranaje constante con otro 2, unido al árbol intermediario o contraeje *I* sobre el que van fijos los piñones 3 y 4, con los que respectivamente viene a engranar los 7 y 6 del secundario, que van montados en la forma indicada en la figura, es decir, 6 y 7 giran con el árbol *S*, pero pueden desplazarse a lo largo de él por las estrías de *S*. Por los piñones en toma constante 1 y 2, el giro del primario *P* se transmite permanentemente al contraeje *I*, y de éste puede pasar al secundario *S* si engrana alguno de sus desplazables con el correspondiente piñón del árbol *I*.

Primario y secundario pueden también unirse directamente por dientes *T* que lleva el piñón *I* y en los que vienen a engranar los dientes interiores del desplazable 7; entonces los dos árboles giran a igual velocidad, no interviniendo en la transmisión del movimiento el intermediario, que, sin embargo, continúa girando en vacío por la toma constante de 1 y 2. El secundario suele llevar una espiga *E* que va introducida en un

alojamiento del extremo del primario, y claro es que a través de este enchufe loco, que sólo sirve para alinear los dos árboles, no hay transmisión alguna de giro de uno a otro. Otras veces el secundario apoya en el primario por intermedio de un cojinete de bolas o de rodillos, y sobre cojinetes de esa clase descansan siempre aquellos dos árboles, y, a veces, el contraeje, en el cárter de la caja de cambios.

Unidos a los desplazables van unos collares abrazados por las orquillas J y K a las que mueven unas barras correderas U (hay otras detrás, como se aprecia en el detalle) provistas de entalladuras H en las que penetra el dedo B, accionado por la palanca de mando, cuya maniobra, por intermedio de las barras y las orquillas, hace correr así hacia atrás o hacia delante uno u otro de los desplazables 6 y 7; los gatillos de retenida G, por la fuerza de sus resortes m se aplican contra unas muescas de las correderas, manteniendo al desplazable en la posición a que se ha llevado.

1.6.1. Caja de cambios del Zil 131.

La caja de cambios del Zil 131 según el manual de los autocamiones Zil 131 es mecánica, de tres pasos, tiene cinco velocidades para movimiento adelante y una marcha atrás. La quinta velocidad es directa. La caja de cambios está dotada de dos sincronizadores, tipo inercia para embragar las velocidades segunda y tercera, cuarta y quinta; para la cual sus especificaciones técnicas se muestran en la tabla 5.

Tabla 1.4: Especificaciones técnicas de la caja de cambios del Zil 131.		
Ítem	Especificación	
Tipo	Mecánica, con cinco velocidades para el movimiento adelante y otra para el movimiento hacia atrás, con dos sincronizadores de tipo inercial para embragar la segunda y tercera, cuarta y quinta velocidad.	
Relaciones de transmisión		
Primera velocidad	1/7,44	0,1344
Segunda velocidad	1/4,10	0,2439
Tercera velocidad	1/2,29	0,4367
Cuarta velocidad	1/1,47	0,6803
Quinta velocidad	1/1	1
Marcha atrás	1/7,09	0,1410
Cambio de las velocidades	Con palanca oscilante ubicada en la tapa de la caja de cambios.	

La caja se fija al cárter del embrague mediante cuatro espárragos, enroscados en el cuerpo del cárter del embrague (5).

1.7. Caja de reenvío.

La caja de reenvío según Arias Paz (2) permite desacoplar el eje delantero del esfuerzo del motor para que sobre caminos buenos el vehículo marche como uno corriente de propulsión trasera, y al mismo tiempo está dotado de un engrane reductor que, cuando se hacen funcionar todas las ruedas como motrices, rebaja las velocidades proporcionadas por la caja de cambios. De este modo el vehículo dispone de un juego de marchas más reducidas, cosa muy conveniente para fuertes pendientes y malos caminos, con lo que la ventaja de la adherencia total se aprovecha al máximo. El mecanismo de reenvío (Fig. 1.9) consiste en cinco piñones de los cuales 1 y 2 están montados locos sobre el extremo del árbol A que viene de la caja de cambios; los 3 y 4 forman parte de un eje intermediario, y el 5 es el extremo del árbol G que comunica con las ruedas traseras. El árbol F de las delanteras termina apoyándose en un cojinete de

bolas inserto en un hueco central del piñón 5, y, por tanto, es independiente de éste y de G.

Sobre el eje A, entre los piñones 1 y 2, puede moverse un desplazable Q que engrana

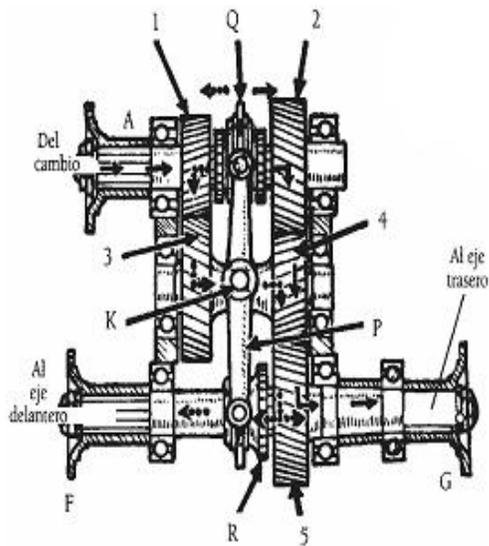


Fig. 1.9. Reductor de dos combinaciones

por dientes interiores bien con el 1 o bien con el 2; este desplazable Q está enlazado por medio de la palanca P con otro R que, en el extremo de F, puede o no engranar con el piñón 5. La palanca P bascula alrededor de su punto de apoyo K situado a la altura del intermediario.

Cuando el vehículo marcha con solo propulsión trasera, el desplazable Q engrana con 2, y el R, por lo tanto está libre. Como R está desengranado de 5, no pasa fuerza motriz al árbol delantero F, si el conductor desea la propulsión total, maniobra desde fuera la palanca P: engrana Q con 1, y R con 5, entonces el movimiento del motor pasa por

1 al intermediario izquierdo y de éste sigue por el pequeño 4 al piñón 5, que, como está engranado con R, transmite el giro a los dos árboles G y F.

1.7.1. Caja de reenvío del Zil 131.

La caja de reenvío según el manual del Zil 131 es mecánica y tiene dos velocidades; la segunda es directa. La caja de reenvío tiene un manguito de embrague del puente delantero; para la cual sus especificaciones técnicas se muestran en la tabla 6 (5).

Tabla 1.5: Especificaciones técnicas de la caja de reenvío del Zil 131.		
Ítem	Especificación	
Tipo	Mecánica, con dos velocidades.	
Relaciones de transmisión		
Primera velocidad	1/2,08	0,4808
Segunda velocidad	1/1	1
Cambio en la caja de reenvío	Con palanca oscilante ubicada en el cárter de la caja de cambios y un sistema de tirantes.	
Embrague del puente delantero	Automático (por válvula electroneumática) al embragar la transmisión primera (reductora) en la caja de reenvío; forzado al embragar la segunda (directa) transmisión con un permutador instalado en el tablero delantero de la cabina. Al embragar el puente delantero en el tablero de instrumentos en la cabina se enciende la lámpara indicadora.	

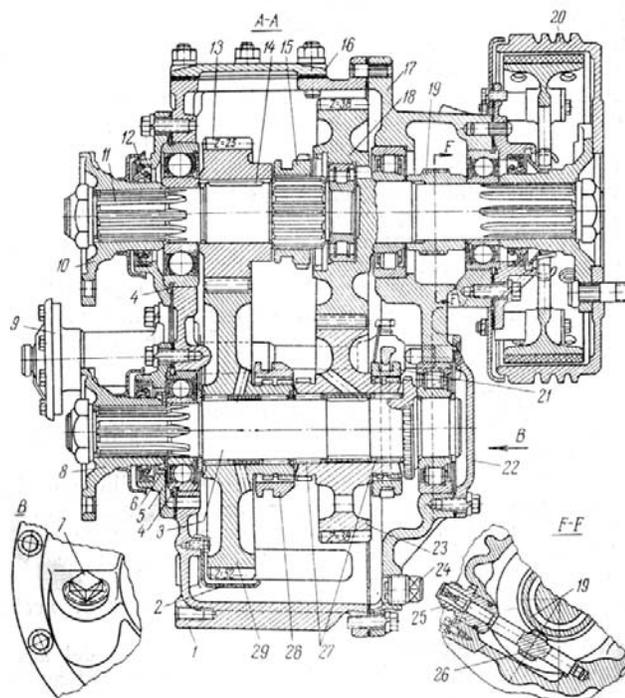


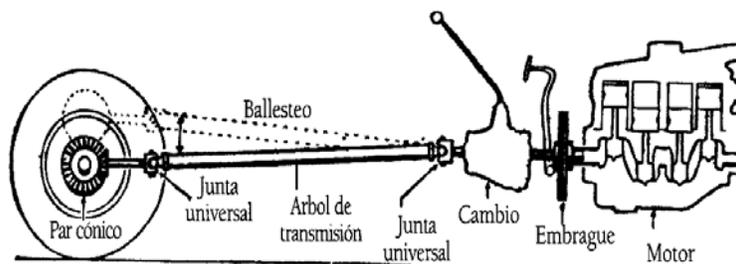
Fig. 1.10. Caja de reenvío con freno de mano del Zil 131.

1- Cáster de la caja de reenvío; 2- artesa de dirección del aceite; 3- árbol de accionamiento del puente delantero; 4- anillo de retén; 5- tapa; 6- arandela deflectora de aceite; 7- tapón de carga y control; 8- brida del accionamiento del puente delantero; 9- cámara neumática de diafragma de conexión del accionamiento del puente delantero; 10- brida del árbol primario; 11- árbol primario; 12- prensaestopas; 13- piñón propulsor del árbol primario; 14- chaveta; 15- carro de conexión de la primera velocidad; 16- tapa de la escotilla superior; 17- tapa del cárter; 18- árbol secundario con el piñón; 19- tornillo sin fin de accionamiento del cuentakilómetros; 20- tambor del freno de manos; 21- carro de conexión de accionamiento del puente delantero; 22- tapa; 23- piñón de la segunda velocidad; 24- tapón de vaciado con imán; 25- racor para unir el cable del cuentakilómetros; 26- piñón del cuentakilómetros; 27- rodillos agujas; 28- carro de conexión de la primera velocidad; 29- piñón de la primera velocidad

1.8. Árbol de transmisión. Juntas

El árbol de transmisión es el encargado de transmitir el movimiento desde la caja de cambios al grupo cónico diferencial. Está construido en acero especial altamente resistente a la torsión, su constitución, macizo o hueco, y su sección viene

determinados por su longitud, par a transmitir y velocidad de rotación.



Como el puente trasero va enlazado al bastidor o carrocería por medio del sistema de suspensión, sus oscilaciones (Fig. 1.11) hacen

Fig. 1.11. Necesidad de las juntas universales.

que el árbol de transmisión no esté siempre en exacta prolongación con el secundario de la caja de cambios sino que formará ángulos variables aunque siempre próximos a los 180° , por lo que necesitará juntas universales que le permitan transmitir el giro sin dificultad, y además precisará compensar las diferencias de distancia o longitud que

tales oscilaciones producen entre el engranaje trasero y la caja de velocidades. Por ello se colocan *juntas universales*, que son de dos tipos: flexibles o cardán.

La *junta flexible* (Fig. 1.12) está formada por un disco de varias capas de tela cauchutada, a la que se unen por una u otra cara los ejes que enlazan. Estos terminan en horquillas cuyos brazos se fijan al tresbolillo sobre el disco flexible, el cual no sólo permite que los ejes formen ángulos (detalle 2), sino que absorbe los desplazamientos longitudinales del árbol de transmisión. Esta junta universal no necesita engrase.

La *junta cardan* (Fig. 1.13) está formada por una cruceta, a uno de cuyos brazos AB se articula la orquilla en que termina un eje, y al otro brazo CD la horquilla del otro eje. Las uniones A, B, C, y D son cojinetes que permiten oscilar a horquillas y necesitan de lubricación, por lo que este tipo de juntas suele ir cerrada en una caja de aceite.

El detalle de la popular junta cardán (Fig. 1.14) muestra los cojinetes de agujas M en los brazos de la cruceta, el clip de sujeción T en cada uno de los brazos; el engrasador L si no lleva depósito sellado con aceites para engrase permanente; las estrías S en el extremo del árbol de propulsión P que forman la junta deslizante al poderse mover en las ranuras del manguito exterior (que forma parte de la caja de la cardan), su engrasador N, y el retén de lubricante R que puede apretarse a rosca.

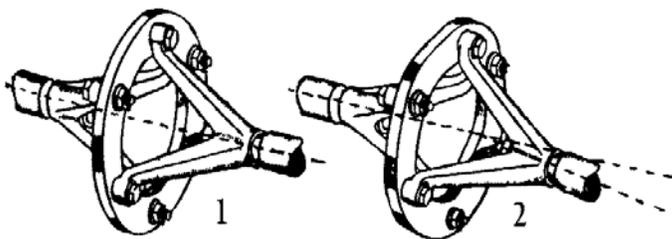


Fig. 1.12. Junta universal flexible

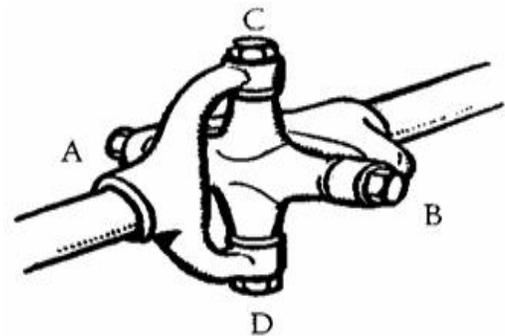


Fig. 1.13. Junta cardán.

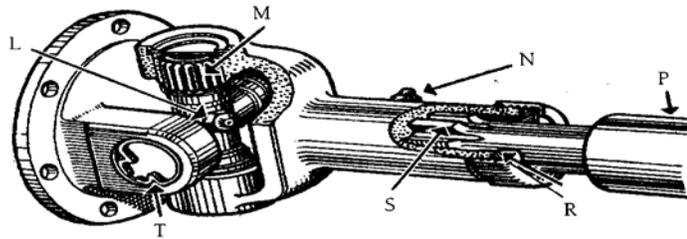


Fig. 1.14. Junta cardán con árbol deslizante y cojinetes de agujas.

1.9. Puente trasero.

El giro del motor, que puede interrumpirse a voluntad en el embrague, pasa por la caja de cambios y llega al puente trasero (Fig. 1.15), en el que tiene que comunicarse a las ruedas colocadas en un eje transversal. Este cambio en ángulo recto se consigue por el engranaje del *piñón de ataque* *P* (en

el extremo del árbol de transmisión) y de la corona *R* montada sobre el eje de las ruedas y que comunica a éstas el movimiento del motor, siempre demultiplicado por ser el piñón de ataque más pequeño que la corona, con arreglo a las condiciones calculadas para el automóvil. La relación de demultiplicación de la pareja piñón-corona es la misma que la de los

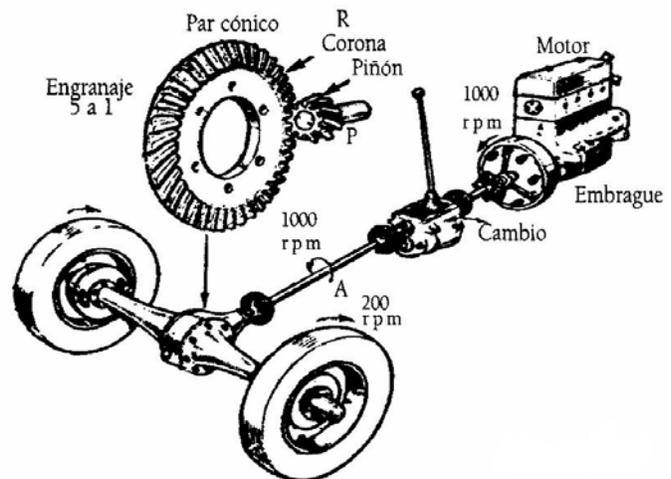


Fig. 1.15. Transmisión del giro del motor a las ruedas propulsoras.

números de sus dientes y, generalmente, vale de 4 a 5; por ejemplo, el piñón de ataque con 11 dientes y la corona 47 (relación 11-47 con demultiplicación $47:11= 4,27$). En la figura 1.13 se supone el cambio en directa y una demultiplicación 5, por lo que mientras el motor da 1000 vueltas por minuto las ruedas darán solamente 200.

La reducción del número de vueltas en el engranaje piñón-corona tiene por objeto armonizar la rotación del motor, que es bastante elevada, con la necesaria en las

ruedas del vehículo, según el tamaño conveniente para ellas y la velocidad resultante y posible para el coche.

La transmisión de cardán del camión Zil 131 según el manual de los autocamiones Zil 131 consta de cuatro árboles de cardán (Fig.1.16): principal, entre la caja de cambios y la caja de reenvío; de accionamiento del puente medio, entre la caja de reenvío y el reductor del puente medio; de accionamiento del puente trasero, entre los reductores de los puentes medios y trasero, y de accionamiento del puente delantero, entre la caja de reenvío y el reductor del puente delantero (5).

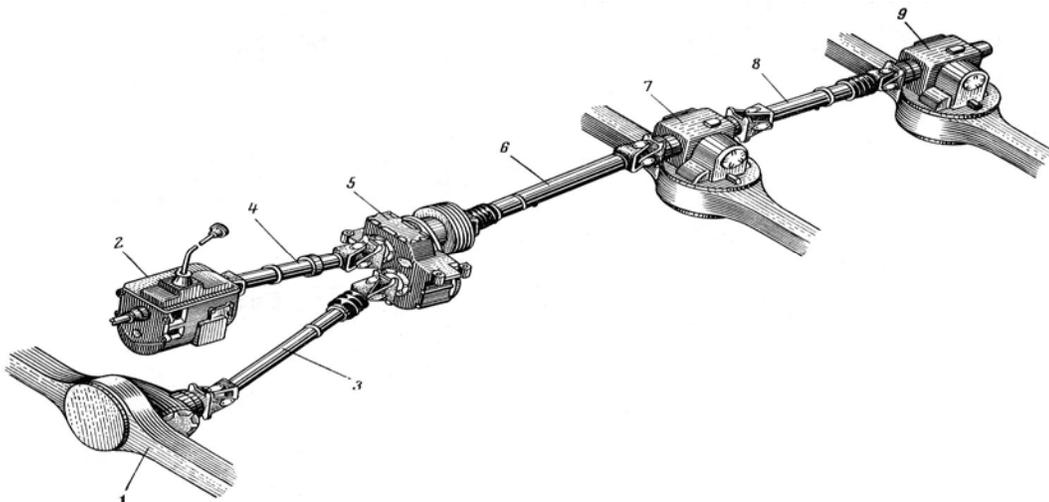


Fig. 1.16. Esquema de disposición de los árboles de cardán del Zil 131.

1- Puente delantero; 2- caja de cambios; 3- árbol de cardán del puente delantero; 4- árbol de cardán principal; 5- caja de reenvío; 6- árbol de cardán del puente medio; 7- puente medio; 8- árbol de cardán del puente trasero; 9- puente trasero

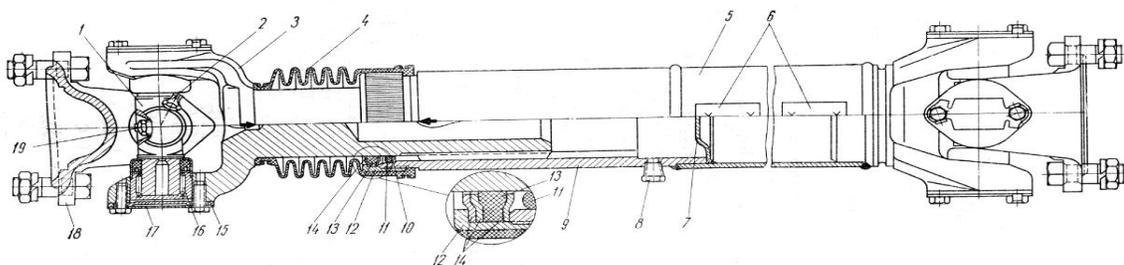


Fig. 1.17. Árbol de cardán del puente trasero del Zil 131.

1- Cruceta; 2- engrasador; 3- horquilla deslizante; 4- manguito protector; 5- árbol de cardán; 6- placas de balanceo; 7- tapón; 8- tapón; 9- casquillo estriado; 10- arandela partida; 11- anillo de goma; 12- tuerca de prensaestopas; 13- anillo de fieltro; 14- arandelas cortadas del anillo de fieltro; 15- placa de apoyo; 16- cojinete; 17- placa de cierre; 18- brida horquilla; 19- válvula de seguridad

Tabla 1.6: Especificaciones técnicas de los puentes propulsores.		
Ítem	Especificación	
Viguetas de los puentes propulsores.	De acero, soldadas de dos mitades estampadas, con bridas y tapa soldadas.	
Engranaje angular	Doble, con un par de piñones cónicos.	
Relaciones de transmisión		
Par cónico	1/1,727	0,5790
Par cilíndrico	1/4,25	0,2353
Relación general de transmisión del reductor	1/7,339	0,1363
Diferencial	Cónico con cuatro satélites	
Semiejes	Completamente descargados (los semiejes del puente delantero poseen charnetas de velocidades angulares constantes)	

Los puentes traseros y medio del camión son propulsores. El puente delantero es gobernable y motriz.

1.10. El diferencial.

Si la corona, a la que hace girar el piñón de ataque, está unida a un eje en cuyos extremos se encuentran las ruedas, el mismo número de vueltas dará la rueda de la derecha que la de la izquierda. Pero en una curva (Fig. 1.18) la rueda del interior anda el trayecto AC, mientras que la de afuera va de B a D, que es un recorrido mayor. Estos

caminos desiguales son efectuados al mismo tiempo, y, puesto que suponemos las dos ruedas montadas rígidamente sobre el mismo eje, darán igual número de vueltas, por lo que, siendo de igual tamaño, forzosamente una será arrastrada por la otra, patinando sobre el piso. Para evitarlo se recurre al *diferencial*, mecanismo que hace dar mayor número de vueltas a la rueda que en la curva corresponde recorrer la parte exterior, disminuye las de la parte interior, ajustándolas automáticamente a los recorridos que hagan.

Está constituido (Fig. 1.19. a)) del siguiente modo: un piñón planetario K es solidario de un árbol C, y otro planetario J del árbol B; cada una de las ruedas motrices va montada en el otro extremo de dichos árboles, llamados *semiejes o palieres*. Entre los piñones K y J van situados los satélites G, que pueden girar alrededor de sus ejes H.

Al girar la corona E mueve consigo el marco o caja de satélites F, unido rígidamente a ella, con lo que los satélites G son arrastrados y, como engranan a modo de cuña con los planetarios K y J, éstos y los palieres

respectivos girarán en el sentido de la corona (véase las flechas), y ambos a igual velocidad mientras que el coche marche en línea recta. Si se supone ahora que se moviliza una rueda, por ejemplo, la del palier C, en el giro de la corona los satélites G ya no arrastran al planetario K, que está inmóvil, sino que ruedan sobre él poniéndose a girar sobre su propio eje H, y entonces el planetario J llega al giro de la corona acumulado con el que los satélites efectúan alrededor de sí mismos, por lo que el semieje correspondiente B dará doble número de vueltas que las que dé la corona.

Aunque la rueda montada al extremo de C no esté inmovilizada, como se supuso, basta que ofrezca alguna resistencia a girar para que entre en función el diferencial; de modo que en una curva lo que deja de girar la rueda de dentro lo gira de más la del lado de fuera; así es que las ruedas pueden rodar sin resbalamiento sus trayectorias desiguales. En la práctica los ejes H de los satélites están, o sobre un diámetro de la

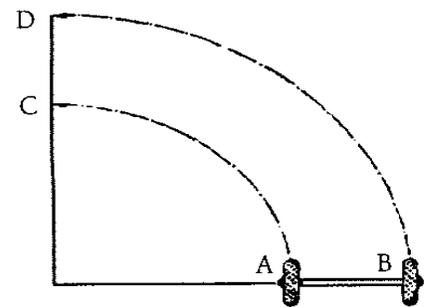
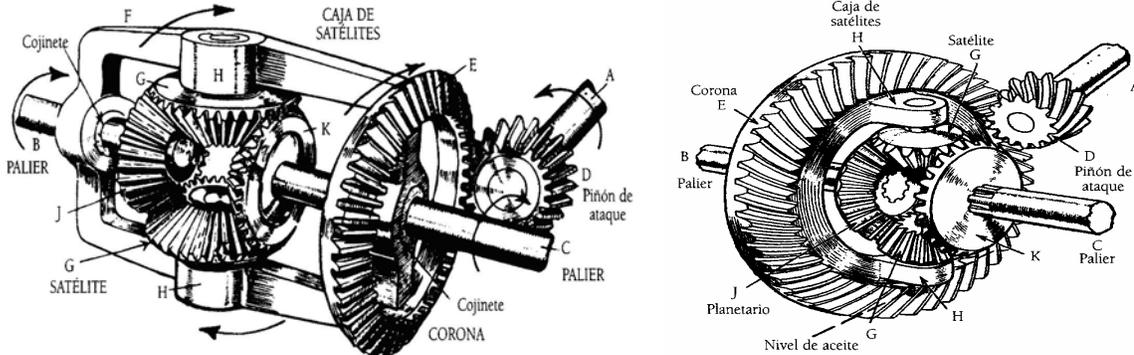


Fig. 1.18. En las curvas las ruedas hacen recorridos diferentes.

corona, dentro de ésta, o muy próximos a ella (Fig. 1.19. b)), con lo que se suprime o disminuye mucho el marco F dibujado en la figura 1.19. a).



a) Esquema y funcionamiento del diferencial.

b) Montaje corriente del diferencial.

Fig. 1.19. Esquema y montaje del diferencial

1.10.1. Los diferenciales del Zil 131 y su avería.

Como muchos camiones pesados, el Zil 131 se mueve a velocidades del orden de la mitad de los coches ligeros (en vez de una máxima ya corriente en éstos de 120 km/h, tiene la de 60 a 70) la reducción de giro desde el motor hacia las grandes ruedas tiene que ser bastante mayor en los camiones, y a veces no conviene hacerla solamente en el engranaje de ángulo, pues el piñón de ataque habría de ser demasiado pequeño, cuyos pocos dientes pasarían un esfuerzo excesivo para su escaso contacto con los de la corona. En este caso se tienen diferenciales en los puentes traseros y en el delantero de doble reducción el cual se muestran en la figura 1.20.

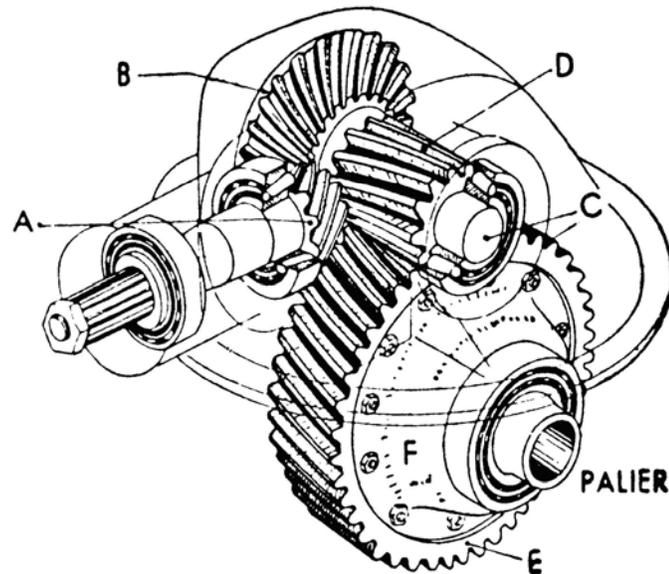


Fig. 1.20. Doble reducción en el puente propulsor.

Después de la demultiplicación de la pareja piñón A - corona B, el eje C de ésta mueve la caja diferencial F a través del engranaje D – E.

En el diferencial medio del Zil 131 es donde mayormente se produce la avería, puesto que en este es donde incide directamente la potencia máxima y el torque máximo proveniente del motor; la avería se produce entre el piñón de ataque y el piñón cónico accionado (corona) (Fig. 1.21), que son un par de piñones cónicos con dientes espirales (se chapean estos dientes) y los otros dos son un par de piñones cilíndricos con dientes inclinados. La avería no es más que la destrucción de los dientes del piñón de ataque y de la corona.

La avería se produce en condiciones donde el camión tiene que acometer un mayor esfuerzo producto de la carga que transporte, de las condiciones del terreno (o bien subiendo una cuesta o en terrenos fangosos o pedregosos) acudiendo así el motor a una demanda mayor de potencia y Momento torsor.

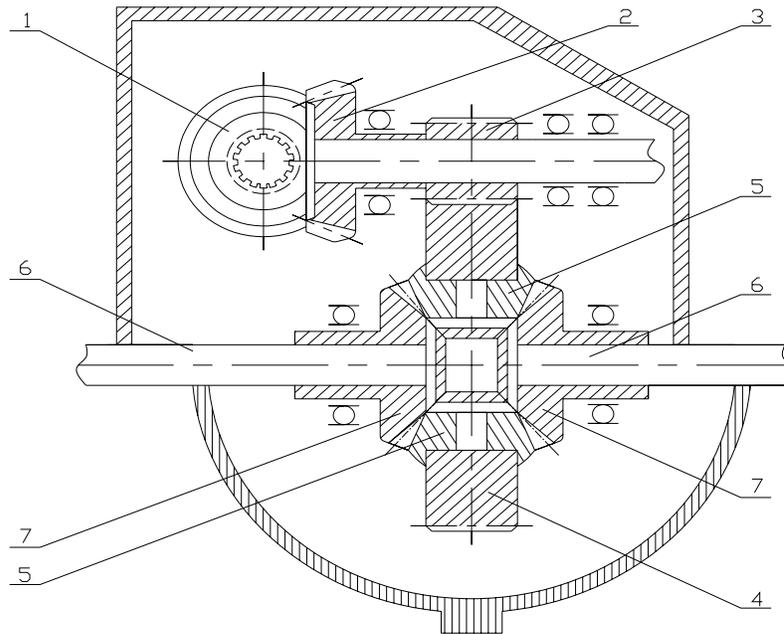


Fig. 1.21. Estructura del diferencial del Zil 131.

1- Piñón de ataque cónico; 2- Piñón cónico accionado (corona); 3- Piñón propulsor cilíndrico; 4- Piñón accionado cilíndrico; 5- Satélites; 6- Semiejes; 7- Piñones de los semiejes (Planetarios).

1.10.2. Averías en los diferenciales.

Según Arias Paz (6) lo más frecuente es la aparición de ruidos. Si suena la transmisión con zumbido como un canto sostenido, cuando el motor tire del coche, las causas pueden ser: desgaste de la pareja piñón – corona, o bien que los dientes del piñón entran demasiado en la corona. Si aparece cuando se levanta el pie del acelerador (cuando el impulso del coche tira del motor) la causa puede ser la contraria: el piñón no engrana lo bastante en la corona, aparte de que también el desgaste puede producir el mismo síntoma.

Si zumba en todas las ocasiones, o es desgaste en piñones o cojinetes, o falta lubricante. Si el ruido sólo se produce en las curvas, es a causa de desgastes en el diferencial (satélites y planetas).

Cuando en vez de zumbidos se escucha golpeo o cliqueteo, las causas pueden ser: astillado de los dientes; cuerpo extraño en lubricante (una tuerca o pasador sueltos);

desgaste en las estrías de los palieres o del árbol de la transmisión, o sujeción floja en cubo de la rueda.

En caso de desmontar el diferencial para examinar ajustes y desgastes, debe comprobarse y corregirse la alineación entre piñón y corona (fig.1.22) para suprimir zumbidos y evitar roturas en el futuro.

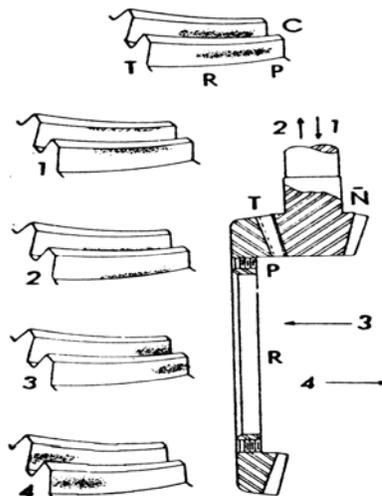


Fig. 1.22. Apriete entre dientes y ajuste entre piñón y corona.

1.11. Puente delantero de un automóvil con tracción delantera.

Cuando el grupo motopropulsor es delantero, todo adelante, los palieres llevan una junta cardan a la salida del diferencial para permitir las oscilaciones verticales que el valletero produce, y necesitan otra en su acoplamiento al cubo de la rueda (Fig.1.23) por la misma razón, ya que la rueda sube o baja verticalmente con las desigualdades del camino. Ahora bien: las ruedas son así mismo directrices, de modo que (detalle 2, visto desde arriba) llegan a formar grandes ángulos con el palier. Las cardan corrientes transmiten el giro con suficiente regularidad cuando el ángulo que forman los ejes enlazados lo separa poco de estar en prolongación; pero si este ángulo es marcado, como aquí sucede, el árbol conducido no gira con la regularidad del conductor, sino a una velocidad que varía continuamente dentro de cada vuelta; la consecuencia sería un giro de la rueda a sacudidas vibratorias. Para vencer esta dificultad hay que emplear

dos juntas cardan debidamente acopladas con objeto de que el giro alterado en dicha forma sea rectificadado en sentido contrario por la segunda; estas juntas, que transmiten la rotación uniforme de un árbol a otro sin alterar su regularidad aunque formen ángulos muy marcados, como ya se dijo, se llaman homocinéticas. El dibujo 3 representa la junta homocinética tipo Tracta, robusta y sencilla; otro modelo ingenioso es el Béndix-Weiss (detalle 4), en el que unas bolas de acero ocupan automáticamente posiciones sobre las rampas que hacen “homocinética” la articulación, y de análoga constitución es otra, americana: la Rzeppa.

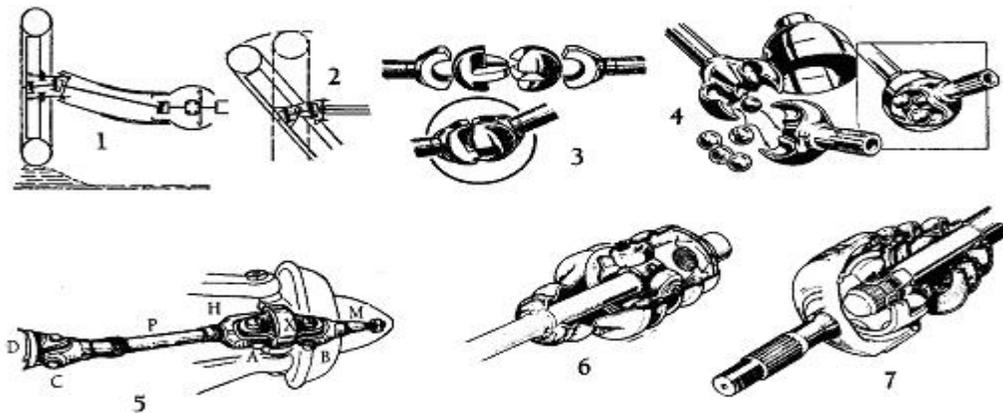


Fig. 1.23. Juntas universales en los palieres de la tracción delantera (1), y necesidad de la doble junta (2), juntas homocinéticas: 3, Tracta; 4, Béndix-Weiss; 5, Glaentzer- Spicer; 6, Trípod; 7, Lobo.

Otra sencilla y muy empleada por su solidez es la Glaentzer - Spicer (dibujo 5), compuesta por dos juntas cardan A y B colocadas inmediatas de modo que forman una homocinética prácticamente suficiente.

En la figura se detalla como a la salida del diferencial D una cardan C, luego el palier P que termina en la homocinética H de la que recibe el giro la mangueta M de la rueda.

El centro X de la junta homocinética se sitúa precisamente en el eje de giro del pivote de la rueda, alrededor del cual ésta se orienta para marcar la dirección de marcha.

En los dibujos 6 y 7 se muestran las juntas homocinéticas: Trípod, deslizante de tres rodillos y la Lobo, de seis bolas, utilizadas por Renault.

En la Figura. 1.24 se ve la disposición de la agrupación de la transmisión hacia el puente delantero del Zil 131.

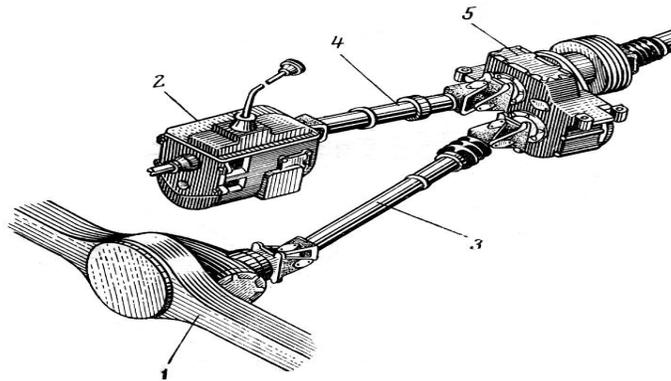


Fig. 1.24. Agrupación de la transmisión hacia el puente delantero del Zil 131.

1- Puente delantero; 2- caja de cambios; 3- árbol de cardán del puente delantero; 4- árbol de cardán principal; 5- caja de reenvío

1.12. Conclusiones del Capítulo.

1. Como resultado de la búsqueda bibliográfica se logró caracterizar el Camión Zil 131 y las particularidades fundamentales de su motor de carburación original y se establecieron las diferencias esenciales con los motores diesel
2. Se dan las características fundamentales del Motor Diesel Yuchai Modelo YC6108Q.
3. Se caracterizó completamente el Camión Zil 131, los elementos de su transmisión y en particular de su puente trasero así como las averías fundamentales de los diferenciales según la literatura especializada en el tema.

Capitulo 2

Capítulo II: Desarrollo de la Metodología para Remotorización de Vehículos. Aplicación a la Remotorización del Camión ZIL 131 con motor de gasolina a motor diesel Yuchai YC6108Q.

2.1. Introducción:

Uno de los problemas más graves que enfrenta en la actualidad nuestro país es la situación del transporte automotor, tanto de carga como de pasajero. La escasez de combustible, en particular la gasolina han provocado que en el transcurso de estos últimos años estas actividades se hayan visto afectadas con las consecuentes pérdidas para la economía del país. En Cuba aun existe un parque considerable de vehículos, adquiridos en el antiguo campo socialista, que poseen motores de carburación. Con el objetivo de poder enfrentar esta situación muchas Empresas e Instituciones se han visto en la necesidad de sustituir en los vehículos de que disponen, los motores de carburación por motores Diesel. Dentro de las adaptaciones que se han realizado se pueden mencionar la sustituciones de los motores de los MAZ por los motores KRAZ, los motores de los ZIL por motores MAZ, Mitsubichi y VW, motores de HINO por motores MAZ, motores de GAZ por D-240 (MTZ-80), etc. También los motores de JEEP WAZ y de los LADAS han sido sustituidos, sin embargo, estas sustituciones se han hecho en la inmensa mayoría de los casos sin una valoración técnica adecuada acerca de que inconvenientes que puede acarrear la misma desde el punto de vista de las cualidades dinámicas del vehículo o en la resistencia mecánica de los elementos de la transmisión y sin una evaluación técnico-económica adecuada. Con el objetivo de transformar el parque motor a Diesel se han adquirido en el extranjero motores de diversas firmas: IVECO, ROMAN, PERKINS, MERCEDES BENZ, HYUNDAI, YUCHAI y otros, haciéndose necesario establecer una metodología para la evaluación de la sustitución con el objetivo de que en cada caso poder seleccionar cual es el motor más adecuado para un vehículo en particular. Además después de seleccionar el mismo se puede, aplicando los conceptos de la Metodología de Gestión de Vida Diagnosticar las Causas de Posibles Averías o Pronosticar la Posibilidad de su Ocurrencia.

2.2. Metodología elaborada para el Análisis de la Remotorización de Vehículos.

2.2.1. Cálculo de la característica exterior de velocidad.

La construcción de la característica exterior de velocidad consiste en graficar la potencia y el torque del motor para máxima abertura de la mariposa para motores de carburación y para máxima inyección de combustible para motores Diesel en función de la velocidad de giro del motor. Para llevar a cabo el cálculo de la característica exterior de los motores original y modificado, es necesario establecer un rango de velocidades de giro del motor en revoluciones por minuto (rpm) en función de las rpm: máximas, mínimas, a torque máximo y a potencia máxima, estableciendo intervalos de acuerdo a la precisión que se quiera obtener en los cálculos. De esta forma se obtendrían los valores $n_1, n_2, n_3, n_4, n_5, \dots, n_n$. Estos valores pueden ser diferentes para ambos motores.

Para ambos motores la potencia para cada uno de los puntos de rpm prefijados se determina mediante la ecuación:

$$N_{ex} = N_{e.máx} \cdot \left[C_1 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) + C_2 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 - C_3 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^3 \right] \quad (\text{kW}) \quad (2.1)$$

Donde:

N_{ex} - es la potencia del motor para una frecuencia de rotación W_x del motor

$N_{e.máx}$ y W_N - son datos acompañan la documentación técnica del motor.

C_1, C_2, C_3 - son coeficientes empíricos que dependen del tipo de motor (Tabla 2.1).

La $W_{mín}$ es la mínima frecuencia de rotación del cigüeñal para la cual el motor trabaja establemente bajo carga total, ya que a esas bajas revoluciones el calentamiento intenso, el incremento de las fugas a través de los aros y de los gases residuales en el interior del cilindro, reducen la eficiencia volumétrica considerablemente. Con el aumento de la frecuencia de rotación el torque y la potencia se incrementan y alcanzan sus valores máximos para frecuencias de rotación W_M y W_N , respectivamente. Para frecuencias de rotación superiores a W_N la potencia efectiva disminuye y se incrementan las cargas dinámicas que actúan sobre las piezas del mecanismo biela-

manivela, por eso se trata de que la $W_{m\acute{a}x}$ no sobrepase la W_N en más de un 10-20 %. Por ello, la $W_{m\acute{a}x}$ para definir el rango de trabajo del motor, viene dada por las expresiones:

$$W_{m\acute{a}x} = W_N \quad \text{en motores diesel}; \quad W_{m\acute{a}x} = W_N \cdot (1.1-1.2) \quad \text{para motores de gasolina}$$

La $W_{m\acute{i}n}$ por su parte, requiere de criterios más complejos para definirla.

La frecuencia de rotación mínima es necesario calcularla por criterios más rebuscados, que no están a nuestro alcance ahora, por tanto, asumiremos lo siguiente:

$$n_{m\acute{i}n} = n_M - 600 \quad (2.2)$$

Se define el número de valores de frecuencia de rotación (n) para los cuales se calcularán N_{ex} , M_{ex} y g_{ex} .

$$\Delta W = (W_{m\acute{a}x} - W_{m\acute{i}n}) / n \quad (2.3)$$

De esta forma, el torque para una frecuencia de rotación W_x del cigüeñal del motor:

$$M_{ex} = \frac{N_{ex} \cdot 10^3}{W_x} = M_{eN} \left[C_1 + C_2 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) - C_3 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] \quad (\text{N.m}) \quad (2.4)$$

$$M_{eN} = \frac{N_{em\acute{a}x} \cdot 10^3}{W_N} \quad (2.5)$$

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

Para determinar el consumo específico de combustible:

$$g_{ex} = g_{eN} \cdot \left[C_4 - C_5 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) + C_6 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] \quad (\text{g/kW.h}) \quad (2.6)$$

donde:

g_{ex} - consumo específico para una W_x determinada.

g_{eN} - consumo específico para potencia máxima. Es generalmente un dato del pasaporte técnico del vehículo.

C_4 , C_5 , C_6 - coeficientes empíricos que dependen del tipo de motor (Tabla 2.1)

El consumo horario podemos determinarlo por la ecuación:

$$G_t = g_{ex} \cdot N_{ex} / 10^3 \quad (\text{kg/h}) \quad (2.7)$$

Tabla 2.1 Coeficientes de cálculo de la característica exterior						
Motor	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅	C ₆
Gasolina	1,00	1,00	1,00	1,20	1,00	0,80
Diesel de 2t.	0,87	1,13	1,00	1,55	1,55	1,00
Diesel de 4t.						
-Inyección Directa	0,50	1,50	1,00	1,55	1,55	1,00
-Precámara.	0,70	1,30	1,00	0,35	1,35	1,00
-Cámara de Turbulencia	0,60	1,40	1,00	1,20	1,20	1,00

Existe otro método para calcular los valores de los coeficientes C₁, C₂ y C₃, pero necesitamos del concepto de elasticidad, por lo cual mostraremos las ecuaciones

El **índice de elasticidad de torque** se expresa por la relación entre el torque máximo (M_{máx}) y el torque a potencia máxima (M_N):

$$e_M = \frac{M_{e\ máx}}{M_{eN}} \quad (2.8)$$

Sus valores promedios son: e_M

-motores de gasolina.....1.10 - 1.30

-motores diesel.....1.05 - 1.15

Observe que sus valores para MCI son mayores que 1, aunque en el diesel son menores por poseer estos una característica más plana. Los casos de e_M < 1, corresponden a motores con característica descendente inapropiados para máquinas automotrices por su baja estabilidad y tendencia al calado.

El índice de elasticidad de frecuencia de rotación del cigüeñal, se designa por e_n y se determina por la relación:

$$e_n = \frac{W_N}{W_M} \quad (2.9)$$

El motor que se distingue por un valor mayor del índice de elasticidad de frecuencia de rotación, tendrá una mayor posibilidad de aprovechamiento de las frecuencias de rotación, y gracias a ello, se prestará mejor para la tracción. Generalmente e_n oscila entre 1.3 - 2.0.

El índice de elasticidad total del motor se expresa por:

$$E = e_M \cdot e_n \quad (2.10)$$

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

Este concepto de elasticidad será abordado con posterioridad, para definir otro concepto importante, que es el de elasticidad del vehículo como tal.

Como ya expresamos, a partir del concepto de elasticidad pueden determinarse por cálculo los coeficientes C_1 , C_2 y C_3 utilizados para el cálculo teórico de la característica exterior de velocidad (ecuación 2.1 y 2.4).

Rigoberto Aragón (7), en su Tesis de Doctorado, propone las siguientes ecuaciones:

- para los motores de gasolina:

$$C_1 = \frac{E \cdot e_n - 3e_n + 2}{(e_n - 1)^2}; C_2 = \frac{3e_n^2 - 2e_n \cdot E - 1}{(e_n - 1)^2}; C_3 = \frac{2e_n^2 - E \cdot e_n - e_n}{(e_n - 1)^2} \quad (2.11)$$

- para los motores diesel:

$$C_1 = \frac{E \cdot e_n - 2E + 1}{(e_n - 1)^2}; C_2 = \frac{2E - 2e_n}{(e_n - 1)^2}; C_3 = \frac{E \cdot e_n - e_n^2}{(e_n - 1)^2} \quad (2.12)$$

A. S. Litvinov (8), propone por su parte las siguientes ecuaciones:

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

$$C_1 = 1 - \frac{A_{Me} \cdot e_n (2 - e_n)}{100 (e_n - 1)^2}; C_2 = 2 \cdot \frac{A_{Me} \cdot e_n}{100 (e_n - 1)^2}; C_3 = \frac{A_{Me}}{100} \cdot \left(\frac{e_n}{e_n - 1} \right)^2 \quad (2.13)$$

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

$$C_1 = 2 - \frac{25}{A_{Me}}; \quad C_2 = \frac{50}{A_{Me}} - 1; \quad C_3 = \frac{25}{A_{Me}} \quad (2.14)$$

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

donde: A_{Me} es el denominado Coeficiente de Adaptabilidad del Motor.

2.2.2. Cálculo de la Característica Tractiva del Automóvil.

La característica tractiva del automóvil se calcula con el fin de mostrar sus cualidades de movimiento y la misma es la representación gráfica de la ecuación general del

movimiento del automóvil. Debido a esto ésta característica comprende las curvas $(P_t - P_a)$ vs (V) , donde $(P_t - P_a)$ es la fuerza tractiva disminuida con la resistencia del aire y V es la velocidad del vehículo en km/h. La fuerza tractiva se calcula para diferentes velocidades del vehículo considerando el motor trabajando en su característica exterior de velocidad en todo el rango de velocidades de giro. Por supuesto, los cálculos de la fuerza tractiva deben efectuarse también para las distintas relaciones de transmisión (distintas marchas) de la caja de velocidades. Los resultados obtenidos servirán de base para construir el gráfico. Este se considera fundamental para el análisis de las propiedades de tracción del vehículo y básico para la construcción de otros gráficos que analicen la dinámica del vehículo (9), además de estas curvas también se trazan curvas de resistencia al camino en función del ángulo de inclinación del mismo y para caminos de diferentes condiciones o sea para diferentes valores de resistencia al rodamiento.

2.2.2.1. Cálculo de la velocidad lineal del vehículo.

Si se supone que no se manifiesta resbalamiento entre las ruedas motrices y el pavimento, El rango de velocidades de avance del vehículo para cada marcha se determina como:

$$V = \omega_x \cdot r_d \cdot i_{ci} = \omega_x \cdot r_d \cdot i_{si} \cdot i_m \cdot i_{cti} \quad (\text{m/s}) \quad (2.15)$$

Donde:

i_{si} - relación de transmisión de la caja de velocidades para la marcha i .

i_m - relación de transmisión del puente motriz.

i_{ci} - relación de transmisión total para la marcha i .

r_d - radio dinámico de la rueda (m).

i_{cti} - relación de transmisión de la caja de transferencia para la marcha i .

El radio dinámico no es igual al radio geométrico de la rueda, pues debido a la velocidad y al peso del vehículo, esta sufre deformaciones, por eso al calcularlo se utiliza la siguiente ecuación:

$$r_d = \left[\frac{D_o}{2} + b \cdot (1 - \lambda) \right] \cdot 0.0254 \quad (\text{m}) \quad (2.16)$$

Donde:

D_o - diámetro de la llanta (plg).

b - altura del perfil del neumático (plg).

λ - coeficiente de deformación radial del neumático.

Los valores de b y D_o pueden encontrarse en las especificaciones técnicas de los vehículos. El coeficiente λ según recomendaciones dadas para camiones y ómnibus [9] se encuentra en el rango de $0.09 \div 0.11$.

2.2.2.2. Cálculo de la eficiencia de la caja de velocidades.

En el presente trabajo se determinó la eficiencia de la transmisión para el Camión ZIL-130. Para este tipo de caja la eficiencia se calcula como:

$$\eta_i = \eta_{\text{coj}}^m \cdot \eta_{\text{pe}}^n \quad (2.17)$$

Donde:

η_i - eficiencia de la caja para la marcha conectada.

$\eta_{\text{coj}} = 0,995$ eficiencia de un cojinete (10; 11).

$\eta_{\text{pe}} = 0,98$ eficiencia de un par engranado (10; 11).

m cantidad de cojinetes que trabajan en la caja para la marcha conectada.

n cantidad de pares engranados transmitiendo potencia en la marcha conectada.

Para cálculos prácticos la diferencia entre la eficiencia de cojinetes de diferentes tipos es muy pequeña, por lo que se toma la misma eficiencia para todos por igual, en caso de que exista más de un tipo de cojinete en la caja.

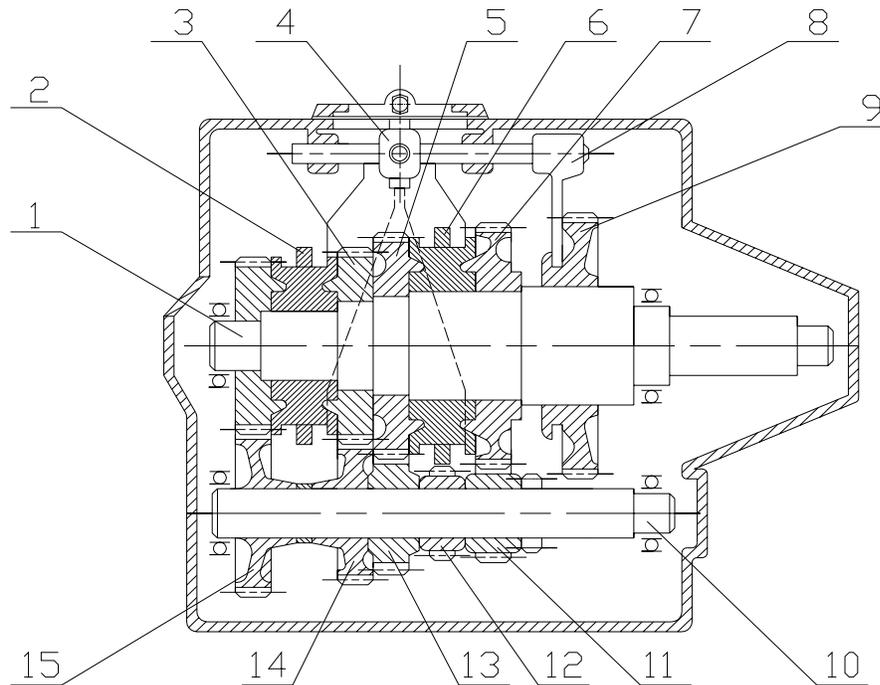


Fig.2.1. Esquema de la caja de velocidades del Camión ZIL-131.

1-Árbol secundario; 2- Sincronizador de las velocidades cuarta y quinta; 3 y 14- Piñones de la cuarta velocidad; 4- Horquilla de cambio de la primera velocidad y marcha atrás; 5 y 13- Piñones de la tercera velocidad; 6- Sincronizador de las velocidades segunda y tercera; 7 y 11- Piñones de la segunda velocidad; 8- Horquilla de cambio de la primera velocidad y marcha atrás; 9- Piñón de la primera velocidad y marcha atrás; 10- Árbol intermediario; 12- Piñón de la marcha atrás del árbol intermediario; 15- Piñón de embrague constante.

En este caso se obtuvieron los resultados siguientes:

Tabla 2.2. Eficiencia de la Caja de Velocidad para cada Marcha	
Marcha	Camión Zil-131
I	0.936
II	0.936
III	0.936
IV	0.936
V	0.98

2.2.2.3. Cálculo de la eficiencia de la caja de reenvío.

En el presente trabajo se determinó la eficiencia de la transmisión para el Camión ZIL-130. Para este tipo de caja la eficiencia se calcula como:

$$\eta_i = \eta_{\text{coj}}^m \cdot \eta_{\text{pe}}^n \quad (2.18)$$

Donde:

η_i - eficiencia de la caja para la marcha conectada.

$\eta_{\text{coj}} = 0,995$ - eficiencia de un cojinete (10; 11).

$\eta_{\text{pe}} = 0,98$ - eficiencia de un par engranado (10; 11).

m cantidad de cojinetes que trabajan en la caja para la marcha conectada.

n cantidad de pares engranados transmitiendo potencia en la marcha conectada.

Para cálculos prácticos la diferencia entre la eficiencia de cojinetes de diferentes tipos es muy pequeña, por lo que se toma la misma eficiencia para todos por igual, en caso de que exista más de un tipo de cojinete en la caja.

En este caso se obtuvieron los resultados siguientes:

Tabla 2.3. Eficiencia de la Caja de reenvío para cada Marcha de la caja de reenvío.	
Marcha	Camión Zil-131
I	0.94
II	0.96

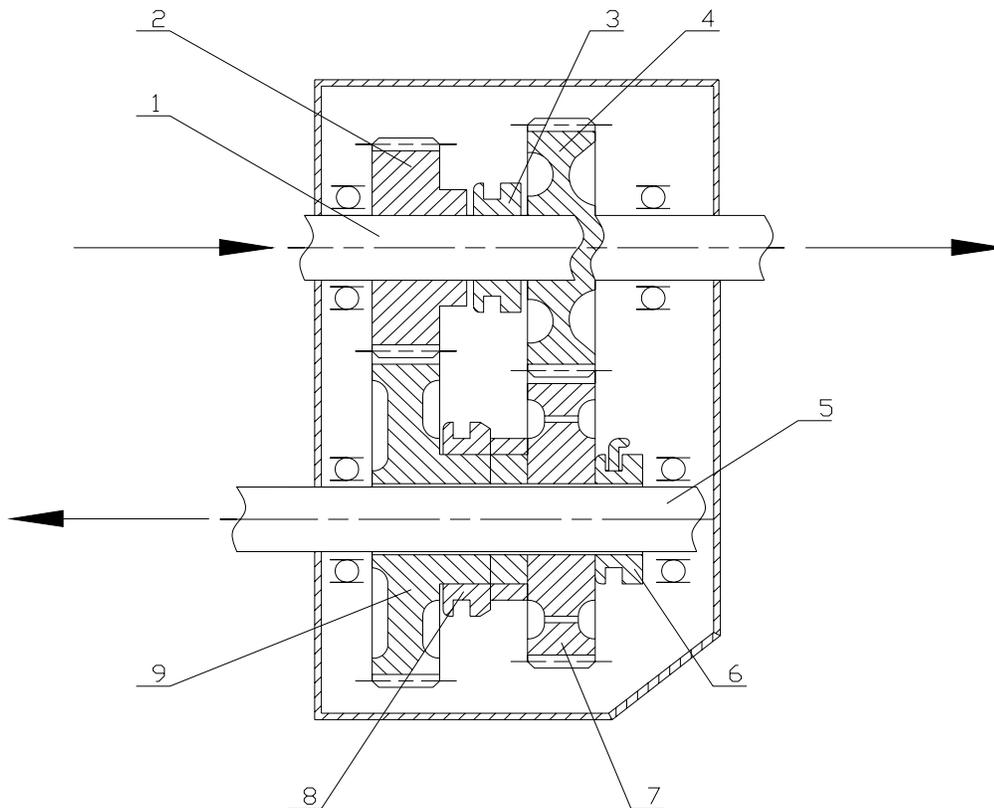


Fig.2.2. Esquema de la caja de reenvío del Camión ZIL-131.

1-Árbol primario; 2- Piñón propulsor del árbol primario; 3- Carro de conexión de la primera velocidad; 4- Árbol secundario con el piñón; 5- Árbol de accionamiento del puente delantero; 6- Carro de conexión de accionamiento del puente delantero; 7- Piñón de la segunda velocidad; 8- Carro de conexión de la primera velocidad; 9- Piñón de la primera velocidad.

La caja de reenvío tiene dos velocidades, para las cuales en primera velocidad transmite más potencia que en la segunda velocidad.

2.2.2.4. Cálculo de la eficiencia del puente motriz.

Se realizó el cálculo para el puente motriz del camión ZIL-131 cuyo esquema se muestra en la Fig. 2.3.

La eficiencia del puente motriz se determina como:

$$\eta_{pi} = \frac{\eta_{BA} \cdot 2 \cdot \eta_{AC} \cdot \eta_{AD}}{\eta_{AC} + \eta_{AD}} \quad (2.19)$$

Donde:

η_{pi} - eficiencia del puente motriz para la marcha conectada.

η_{BA} - eficiencia hasta el punto de bifurcación de potencia del puente.

η_{AC} - eficiencia desde el punto de bifurcación de potencia hasta la rueda.

η_{AD} - eficiencia desde el punto de bifurcación de potencia hasta la otra rueda.

Cada una de estas eficiencias se calcula como sigue:

$$\eta_{(BA,AC,AD)} = \eta_{coj}^m \cdot \eta_{par.recto}^n \cdot \eta_{par.conico}^p \quad (2.20)$$

m - cantidad de cojinetes

n - cantidad de pares rectos transmitiendo potencia.

p - cantidad de pares cónicos transmitiendo potencia.

$\eta_{par.cónico} = 0.96-0.98$ para par cónico hipoidal

$\eta_{par.cónico} = 0.92-0.95$ para par cónico normal

$\eta_{pe} = 0,98$ - eficiencia de un par engranado (10; 11).

Los valores mayores de la eficiencia del par cónico se utilizan para las marchas inferiores y los valores menores para marcha directa.

En este caso se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 2.4. Eficiencia del Puente Motriz para Cada Marcha	
Marcha	Camión Zil-130
I	0.985
II	0.985
III	0.985
IV	0.985
V	0.907

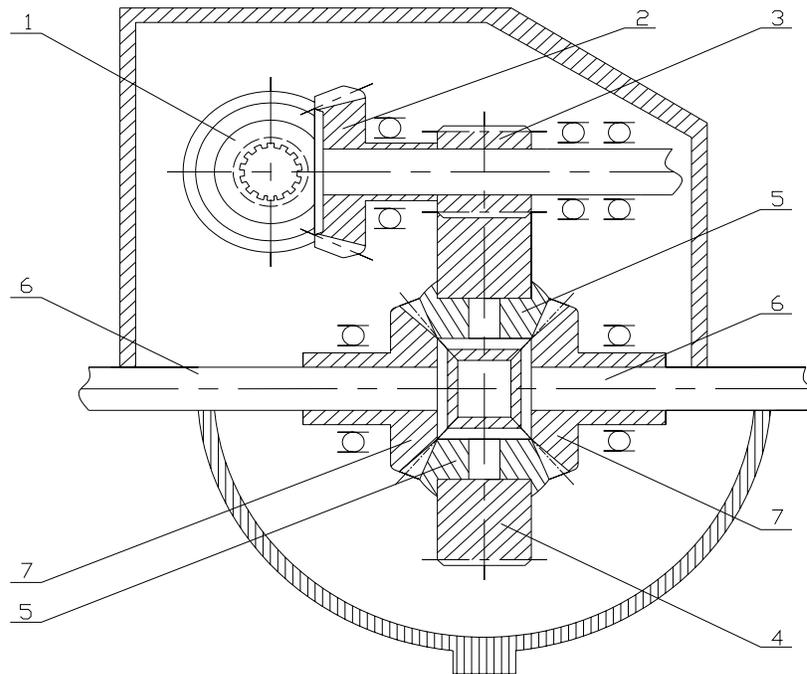


Fig.2.3 Esquema del puente medio y trasero motriz del camión Zil-131.

1- Piñón de ataque cónico; 2- Piñón cónico accionado (corona); 3- Piñón propulsor cilíndrico; 4- Piñón accionado cilíndrico; 5- Satélites; 6- Semiejes; 7- Piñones de los semiejes (Planetarios).

2.2.2.5. Eficiencia del embrague.

Según recomendaciones de la literatura especializada (10; 11) la eficiencia de los embragues se puede tomar para cálculos prácticos como: $\eta_{emb.} = 0.995$

2.2.2.6. Eficiencia de las uniones cardánicas.

Según (10; 11) la eficiencia de una unión cardánica se puede asumir como:

$\eta_{u.c} = 0.995$, como son cuatro uniones cardánicas entonces $\eta_{u.c} = (0.995)^4 = 0.98$

2.2.2.7. Eficiencia del sistema de transmisión.

La eficiencia de la transmisión depende de las características del sistema, de la marcha conectada, de la velocidad y de la carga.

La eficiencia del sistema de transmisión se determina como:

$$\eta_o = \chi - \frac{(2 + 0.09 \cdot v) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot 10^{-3}}{M_{ex}} \quad (2.21)$$

Donde

$$\chi = 0.98^k \cdot 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n \quad (2.22)$$

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

V – Velocidad del vehículo en la marcha conectada.

G – Peso total del vehículo.

r_d – Radio dinámico.

i_{ci} - relación de transmisión total para la marcha i.

M_{ex} - torque para una frecuencia de rotación W_x del cigüeñal del motor.

Tabla 2.5: Valores de las constantes k, l, m y n para la determinación de la eficiencia de la transmisión.

Ubicación del motor		Ubicación del puente motriz			Fórmula de ruedas								Coeficientes					
					4x2	4x4		6x4		6x6		k		l	m	n		
Delant ero	Tras ero	Delant ero	Inter m	Tras ero		Co n	De s	Co n	De s	Co n	De s	M D	R M			M D	R M	
ML				x	x							0	2	1	1	14	15	
ML		x			x							0	2	1	$\frac{1}{5}$	12	13	
MT		x			x							-	3	0	$\frac{1}{5}$	-	13	
	ML			x	x							0	2	1	1	12	13	
ML		x		x				x				$\frac{0^1}{y^2}$	$\frac{2^1}{4^2}$	1	1	$\frac{25}{2}$	$\frac{26}{2}$	
						x							$\frac{0^1}{y^2}$	$\frac{2^1}{4^2}$	2	2	29	30
ML			x	x				x				$\frac{0^1}{y^2}$	$\frac{2^1}{4^2}$	2	2	29	30	
ML		x	x	x							x^3	$\frac{0^1}{y^2}$	$\frac{2^1}{4^2}$	2	3	$\frac{25}{2}$	$\frac{26}{2}$	
									x^3		$\frac{0^1}{y^2}$	$\frac{2^1}{4^2}$	3	4	37	38		
ML		x	x	x							x^4	$\frac{0^1}{y^2}$	$\frac{2^1}{4^2}$	2	2	$\frac{25}{2}$	$\frac{26}{2}$	
									x^4		$\frac{0^1}{y^2}$	$\frac{2^1}{4^2}$	3	3	37	38		

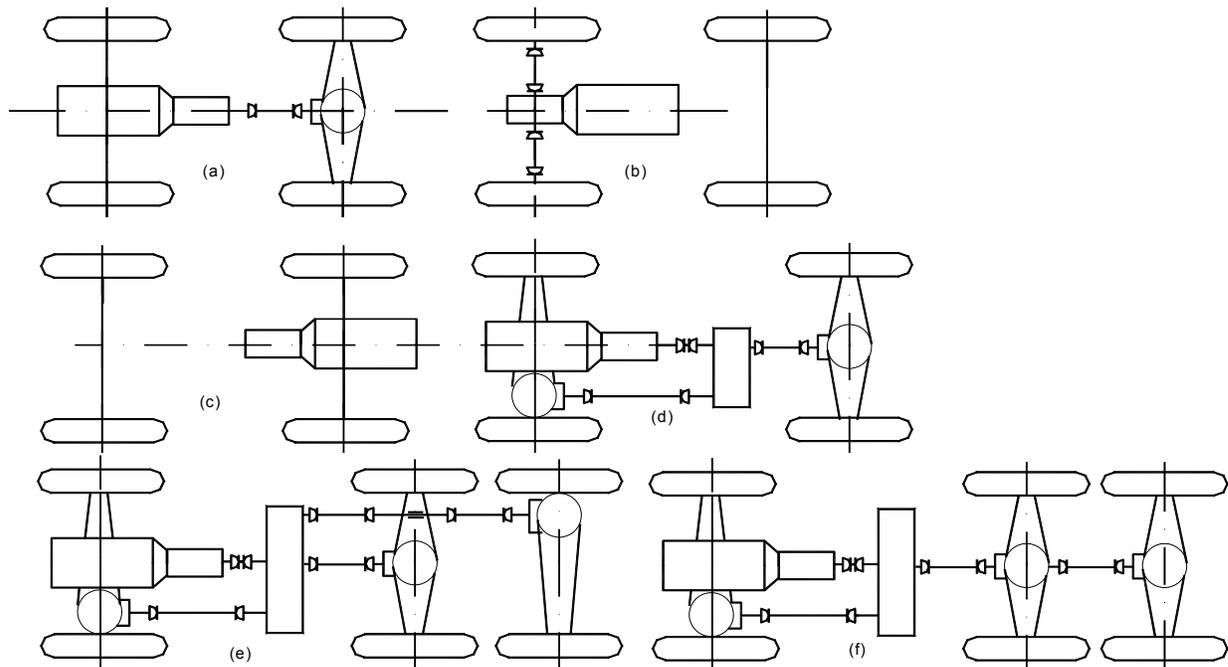


Fig. 2.4. Variantes del sistema de transmisión

Nomenclatura:

ML-motor lineal

MT-motor transversal

Con – Significa conectados todos los puentes motrices

Des – Significa desconectado el puente motriz delantero

MD –Marcha directa

RM –Resto de las marchas

1 – Sin reducción en la caja de transferencia ($i_{ct} = 1$)

2 – Con reducción en la caja de transferencia ($i_{ct} \neq 1$)

3 – Transmisión independiente de la caja de transferencia al puente intermedio y al puente trasero

4 – Transmisión de la caja de transferencia al puente intermedio y de ahí, al puente trasero.

5- A pesar de que estas variantes no poseen transmisión cardánica, poseen una unión homocinética, cuyas pérdidas se consideran semejantes a las de la transmisión cardánica.

Nota: En el caso de puentes motrices con dos reducciones, hay que incrementar un par en k y dos cojinetes en n, para cualquier variante

Tabla 2.6. Eficiencia de la Transmisión para Cada Marcha	
Marcha	Camión Zil-131
I	0.85
II	0.85
III	0.85
IV	0.85
V	0.86

Para cálculos más prácticos podemos determinar la eficiencia de la transmisión como:

$$\eta_{oi} = \eta_{ci} \cdot \eta_{cti} \cdot \eta_{emb} \cdot \eta_{uc} \cdot \eta_{pi}$$

2.2.2.8. Cálculo de la fuerza tractiva.

La fuerza tractiva se calcula considerando el motor trabajando en su característica exterior de velocidad según la literatura especializada (12; 9-11) mediante la ecuación:

$$P_t = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{ci}} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{si} \cdot i_m \cdot i_{cti}} \quad (2.23)$$

2.2.2.9. Cálculo de la resistencia del aire.

La resistencia del aire se determina por la ecuación:

$$P_a = k F V^2 \quad (2.24)$$

Donde:

k- coeficiente que toma en cuenta la forma aerodinámica del vehículo (9-11).

V- velocidad lineal del vehículo (m/s).

F- área frontal del vehículo proyectada (m²).

Para vehículos pesados el área frontal proyectada se determina como:

$$F = m B H \quad (2.25)$$

Donde:

m - coeficiente de llenado del área, depende de la forma que tenga la parte frontal del vehículo (10; 11), m casi siempre toma el valor de $0.95 \div 1$

B - vía del vehículo (m)

H - altura total del vehículo (m)

Existen recomendaciones para obtener el valor de K, tales como:

Automóviles ligeros	k [Ns ² /m]
Normal	0.2-0.35
Vehículo convertible de carrera	0.4-0.5
Ómnibus	0.13-0.2
Ómnibus con capot	0.45-0.55
Ómnibus tipo vagón	0.35-0.45
Camiones	
Camiones de cama abierta	0.5-0.7
Camiones tipo furgón	0.5-0.6
Camiones tipo cisterna	0.55-0.65
Autotrenes	0.85-0.95

2.2.2.10. Cálculo de la resistencia al camino.

En la característica tractiva, además de la curva de $(P_t - P_a)$ vs V, se trazan también las curvas de las resistencias al camino. La resistencia al camino se determina mediante la ecuación:

$$P_c = G \cdot (f \cos \alpha + \text{sen } \alpha) \quad (\text{N}) \quad (2.26)$$

Donde:

G - peso del vehículo con carga.

f - coeficiente de resistencia al rodamiento.

α - ángulo de inclinación del camino (°)

La resistencia al camino fue calculada y trazada para tres valores del coeficiente de resistencia al rodamiento:

$f_1 = 0.013$ carretera en buen estado.

$f_2 = 0.016$ carretera en regular estado.

$f_3 = 0.03$ terraplén en irregulares condiciones.

Las recomendaciones que se dan en este aspecto son según (12; 13) son:

Carretera en buen estado $f = 0.012 \div 0.022$

Carretera en estado regular $f = 0.016 \div 0.020$

Terraplén en irregulares condiciones $f = 0.03 \div 0.05$

2.2.2.11. Determinación de la Pendiente Máxima ($\alpha_{\text{máx}}$) que puede ascender el vehículo partiendo del reposo:

Balance general de las fuerzas que intervienen durante el movimiento de avance.

Interpretación general del movimiento.

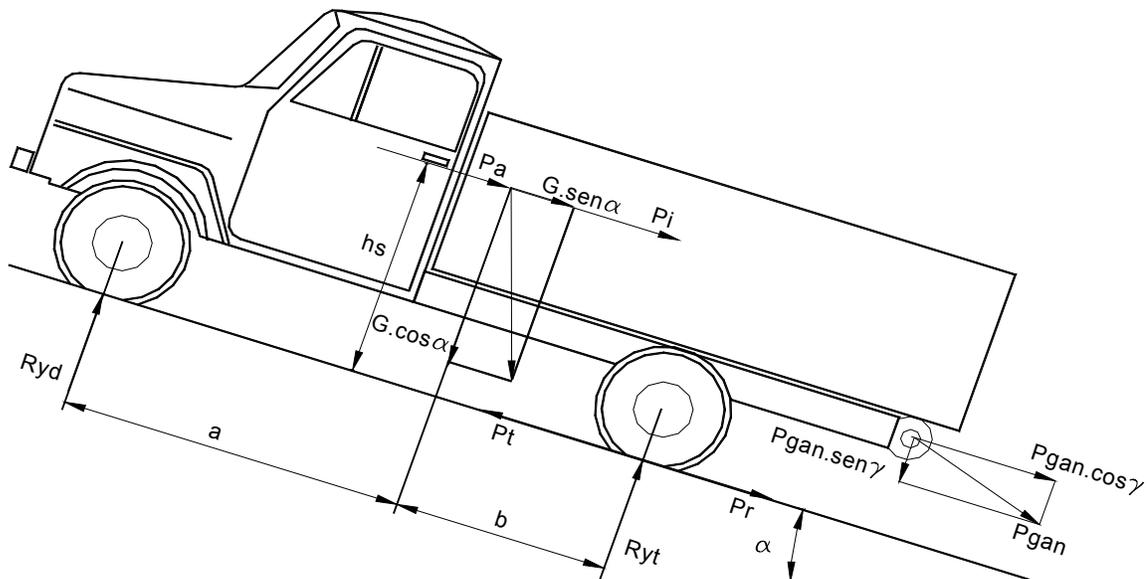


Fig. 2.5 Fuerzas que actúan sobre una máquina automotriz en las condiciones más generales de movimiento.

Partimos, según se muestra en la fig. 2.5, de la condición más general del movimiento en una máquina automotriz de ruedas, es decir, en pendiente ascendente, con velocidad variable y traccionando un remolque. La suma de fuerzas en un eje paralelo al camino, nos muestra:

$$P_t - (P_{rd} + P_{rt}) - G \cdot \text{sen} \alpha - P_a - P_i - P_{gan} \cdot \cos \delta = 0.$$

Consideremos que: $P_{rd} + P_{rt} = P_r = G \cdot f \cdot \cos \alpha$; y que: $\delta = 0$

Si conocemos que: $P_c = P_r + P_\alpha = G \cdot (f \cdot \cos \alpha + \text{sen} \alpha)$, arribamos a:

$$P_t - P_c - P_a - P_i - P_{gan} = 0 \quad (2.27)$$

Sustituyendo tenemos:

$$P_t - G \cdot (f \cdot \cos \alpha + \text{sen} \alpha) - P_a - \frac{G}{g} \cdot \delta \cdot \frac{dV}{dt} - G_r \cdot (f \cdot \cos \alpha + \text{sen} \alpha) - \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r \cdot \frac{dV}{dt} = 0$$

$$\text{Despejando se llega a: } \frac{dV}{dt} = \frac{P_t - (G + G_r)(f \cdot \cos \alpha + \text{sen} \alpha) - P_a}{\frac{G}{g} \cdot \delta + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r} \quad (2.28)$$

La ecuación 2.28 es la denominada **Ecuación General del Movimiento** de la máquina automotriz de ruedas con una fuerza de tiro.

Del análisis de la ecuación podemos concluir que: a).-Para que exista aceleración tiene que existir una diferencia entre la fuerza tractiva que genera el conjunto motor-transmisión y la sumatoria de las resistencias al movimiento; b).-Dada una P_t y una resistencia al movimiento determinadas, a mayor masa del vehículo y del remolque, existe más estabilidad en el movimiento, o sea, cualquier variación de las resistencias al movimiento provoca menos alteración en el régimen de movimiento de la máquina automotriz cuando el conjunto posee mayor masa, es decir mayor inercia; c).-De igual forma, es más difícil en tales condiciones, acelerar el conjunto con un incremento de la fuerza motriz (P_t). Cuando el valor de P_t excede el valor sumario de las resistencias al movimiento, estamos en presencia de un movimiento acelerado. Cuando el valor de P_t es igual al valor sumario de las resistencias, $dV/dt = 0$, es decir, el vehículo se mueve con movimiento uniforme ($V=\text{cte}$). Cuando el valor de P_t es inferior al valor sumario de las resistencias al movimiento, estamos en presencia de un movimiento retardado o decelerado. De igual forma, cuando no existe P_t y sólo actúan las resistencias o cuando la fuerza aplicada es una fuerza de frenado se produce un movimiento decelerado.

En el caso del conjunto vehículo-remolque, en ocasiones la ecuación general del movimiento se representa a partir de un coeficiente de las masas reducidas general para el conjunto (δ_z). Como quiera que la unión entre vehículo y remolque es rígida, las

aceleraciones de ambos son iguales y podemos entonces considerar que:

$$\frac{G}{g} \cdot \delta \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{G + G_r}{g} \cdot \delta_z \cdot \frac{dV}{dt}$$

De aquí podemos plantear que:
$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_t - (G + G_r) \cdot (f \cdot \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha) - P_a}{\frac{G + G_r}{g} \cdot \delta_z}$$

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

$$\frac{1}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta_z} \cdot [D - (f \cdot \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha)] = \frac{1}{\delta_z} \cdot (D - \Psi) \quad (2.29)$$

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

Aplicaciones prácticas de la ecuación del movimiento.

Al desarrollar las aplicaciones prácticas de la ecuación de movimiento, preferimos no partir de la Ecuación General del Movimiento o de la Ecuación Adimensional. En todos los casos, para no hacer abuso de la memoria, y desarrollar la capacidad de análisis, preferimos partir de la ecuación del balance de fuerzas en la dirección del movimiento:

$$P_t - P_r \pm P_\alpha \pm P_i - P_a \pm P_{gan} = 0$$

$$P_t \pm P_c \pm P_i - P_a \pm P_{gan} = 0$$

a)-Determinación de la Pendiente Máxima ($\alpha_{m\acute{a}x}$) que puede ascender el vehículo partiendo del reposo:

En el caso de un vehículo en una pendiente ascendente la ecuación de balance de fuerzas toma la forma: $P_t - P_c - P_a - P_i - P_{gan} = 0$

Para la determinación de la pendiente máxima que puede vencer una máquina automotriz, partiendo del reposo, hay que tener en cuenta algunas consideraciones. Analizando la ecuación de balance de fuerzas en la dirección del movimiento y las condiciones de movimiento, llegamos a las siguientes conclusiones:

- Si queremos determinar la $\alpha_{m\acute{a}x}$ que es capaz de vencer el vehículo, éste no debe traccionar remolques ni ningún implemento, por lo cual $P_{gan} = 0$.
- La máquina automotriz debe ir conectada en primera marcha, que es donde se entregan las fuerzas tractivas máximas, y para lograr la $P_{tm\acute{a}x}$ el motor debe entregar el momento torsor máximo ($M_{em\acute{a}x}$).
- Entregando $M_{em\acute{a}x}$ y en primera marcha, la velocidad de movimiento es pequeña, por lo que $P_a \approx 0$.
- Por último, toda la potencia disponible debe ser empleada en vencer la pendiente, por lo que el vehículo deberá ascender con velocidad constante, es decir, sin emplear energía en variar la cantidad de movimiento del vehículo.

De tal forma: $dV/dt = 0$; $P_i = 0$; $P_a = 0$; $P_{gan} = 0$; $D = P_{tm\acute{a}x} / G$.

La ecuación de balance de fuerzas se reduce a:

$$D - (f \cdot \cos \alpha + \text{sen} \alpha) = 0; \text{ por tanto: } D = f \cdot \cos \alpha + \text{sen} \alpha$$

Conociendo D y f, podemos determinar $\alpha_{m\acute{a}x}$, por medio de métodos numéricos o con ayuda de algún software de cálculo, aunque para simplificar, en el caso de cálculos prácticos se puede asumir con cierta aproximación que:

$$\text{sen} \alpha_{m\acute{a}x} \approx D - f \tag{2.30}$$

$\alpha_{m\acute{a}x}$ será mayor mientras mayor D y menor f, o sea, mientras mayor sea la fuerza tractiva aplicada, mientras menor sea el peso de la máquina y mejores las condiciones viales. El valor de $\alpha_{m\acute{a}x}$ que puede vencer el vehículo puede ser mayor si se aprovecha la inercia del movimiento del mismo. La $\alpha_{m\acute{a}x}$ que puede vencer la máquina automotriz en movimiento se denomina **ángulo dinámico de ascenso**, y depende lógicamente de la velocidad de movimiento con que el vehículo acomete la pendiente y de la longitud de la pendiente, ya que a menor longitud de pendiente es mayor el ángulo de la pendiente que puede ascender el vehículo en movimiento.

Cuando se calcula la pendiente máxima que puede ascender el vehículo por el método mostrado anteriormente, estamos determinando las posibilidades de subir pendientes a partir de las potencialidades del motor, por tanto en la práctica es procedente realizar un

cálculo de comprobación, tanto de la estabilidad longitudinal como de la posibilidad de transmitir la $P_{t\text{máx}}$ desde el punto de vista de la adherencia.

2.2.2.12. Cálculo de la capacidad de aceleración.

Para el cálculo de la capacidad de aceleración partimos de las aplicaciones prácticas de la ecuación del movimiento donde:

$$P_t - P_c - P_a - P_i - P_{gan} = 0$$

Para la cual despejamos P_i y la calculamos, para que por la siguiente ecuación hallar la aceleración.

La fuerza de inercia (P_i), actúa sobre la máquina automotriz, cuando el movimiento de la misma no es uniforme ($dV/dt \neq 0$). La fuerza de inercia es uno de los componentes de todas las resistencias que actúan sobre el vehículo durante su movimiento y es igual a:

$$P_i = \frac{G}{g} \cdot \delta \cdot \frac{dV}{dt} \quad (2.31)$$

Para la cual:

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{P_i}{\left(\frac{G}{g}\right) \cdot \delta} \quad (\text{m/s}^2) \quad (2.32)$$

Donde:

P_i – Fuerza de inercia.

G – Peso total del vehículo.

g – aceleración de la gravedad. (m/s^2)

δ - factor de escala de aceleración

El factor de escala de aceleración se determina como sigue:

$$\delta_{ai} = \frac{\delta_p \cdot g}{G \cdot \delta_i} \quad (2.33)$$

Donde:

δ_{ai} - paso de la escala de aceleración para la marcha i en el gráfico. ($\text{m/s}^2 \text{ cm}$)

δ_p - paso de la escala de fuerza tractiva en el gráfico. (N/cm)

g - aceleración de la gravedad. (m/s^2)

δ_i - coeficiente de masas reducidas para la marcha i .

Para motores de cuatro o más cilindros (9; 11):

$$\delta_i = 1.04 + \frac{A}{i_{si}^2} \quad (2.34)$$

A - coeficiente que toma valores entre 0.04 y 0.06, los menores valores corresponden con vehículos ligeros y los mayores con vehículos pesados.

Cuando se determina capacidad de aceleración del vehículo se considera que la carretera es lisa y horizontal.

2.2.2.13. Cálculo de la Característica Tractiva Ideal.

La Característica Tractiva Ideal del motor, debido a las exigencias tractivas es determinada por la condición de entrega de una potencia máxima constante en las ruedas del automóvil. En un plano M-n, la curva que cumple esta condición es la hipérbola de ecuación $N_{m\acute{a}x} = M \cdot n = cte$. En un plano $P_t - V$, en el cual trazamos la característica del automóvil, que tuviera un motor ideal, sería también una hipérbola, ya que M y P_t dependen linealmente, así como n y V.

Si llamamos P_μ a la fuerza tractiva ideal se debe cumplir que:

$$N_{max} = \frac{P_\mu \cdot V}{\eta_o \cdot 10^3} \quad (kW) \quad (2.35)$$

De donde:

$$P_\mu = \frac{N_{max} \cdot \eta_o \cdot 10^3}{V} \quad (N) \quad (2.36)$$

Los valores obtenidos para la fuerza tractiva ideal se muestran en tablas, así como las curvas trazadas en las figuras correspondientes.

2.2.2.14. Análisis del consumo de combustible.

El consumo de combustible del motor del automóvil caracteriza a éste su estado técnico y económico en su explotación. Para determinar el consumo de combustible del motor del automóvil se utilizan varios índices, uno de ellos es el consumo recorrido, que no es más que la cantidad de combustible (Q) que consume un vehículo al recorrer 100 km con movimiento uniforme y con fuerzas de resistencia constantes. Este puede determinarse mediante la ecuación:

$$Q = \frac{g_e \cdot N_{nec}}{36 \cdot \rho \cdot V} \quad (2.37)$$

Donde:

Q - consumo recorrido del vehículo a una velocidad determinada. (l/100 km)

g_e - consumo específico de combustible (g/kW h)

N_{nec} - potencia necesaria del motor (kW)

ρ - densidad del combustible (kg/l)

V - velocidad del vehículo.

Según información del Departamento de Explotación Industrial de la Universidad de Cienfuegos en nuestro país la densidad de la gasolina varía desde 0.75 g/cm³ para gasolina regular hasta 0.76 g/cm³ para gasolina especial. La densidad del Diesel se encuentra entre 0.815 g/cm³ y 0.865 g/cm³.

La potencia necesaria puede determinarse como:

$$N_{nec} = \frac{P_{t.nec} \cdot V}{10^3 \cdot \eta_o} \quad (2.38)$$

Donde:

$P_{t.nec}$ - fuerza tractiva necesaria.

P_c - resistencia al camino (N).

P_a - resistencia del aire (N).

$$P_{tnec} = P_c + P_a + P_{gan}$$

$$P_{tnec} = G(f \cdot \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha) + 1.25 \cdot K(m.B.H)V^2 + G_r(f \cdot \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha)$$

El consumo específico de combustible depende de la potencia del motor y de las revoluciones a las que gire su cigüeñal (n) (la velocidad lineal es proporcional a n).

El uso de la curva $g_e(n)$ de la característica exterior de velocidad para calcular el valor de g_e no es posible debido a que la potencia del motor no tiene que ser alcanzada en total abertura de la mariposa. Para determinar g_e hay que conocer la característica universal del motor, pero no siempre se conoce la misma. En este caso g_e puede ser determinado en base a la siguiente ecuación empírica:

$$g_e = g_{eN} k_A k_n$$

g_{eN} - consumo específico de combustible a potencia máxima (g/kW h).

k_A – coeficiente que tiene en cuenta la variación de g_e en función del grado de aprovechamiento de la potencia del motor (11).

k_n – coeficiente que considera las variaciones de g_e con la velocidad del motor (11).

Estos coeficientes se determinan a partir de gráficos experimentales que aparecen en la literatura consultada (11). k_n es función de la relación n/n_N y el coeficiente k_A es función de un índice A que se determina como:

$$A = \frac{N_{nec}}{N_{ex}} \quad (2.39)$$

N_{ex} – potencia del motor en la característica exterior que corresponde con la velocidad del vehículo analizada.

Por lo tanto, para utilizar estas funciones es necesario conocer primeramente el valor de las rpm para las cuales corresponde la velocidad del vehículo (ver cálculo de la velocidad lineal del vehículo).

Para calcular A es necesario conocer la característica exterior del motor.

2.3. Resultados y Análisis de los Resultados.

2.3.1. Análisis de las Características exteriores de velocidad.

En la Fig. 2.6 se puede apreciar que la característica exterior de velocidad del vehículo modificado dista en algunos parámetros como son: la potencia; el momento torsor y el consumo específico de combustible. Del análisis comparativo entre ambos motores se desprende que el motor Yuchai y el Zil 131 tienen casi la misma potencia, pero el torque del motor Yuchai es muy superior al del Zil 131 y un elemento significativo que dista bastante es el consumo específico de combustible para el cual en el motor Yuchai es mucho menor que el Zil 131.

A continuación se muestran las tablas con los resultados así como los gráficos de característica exterior de velocidad referente a esta; del motor Zil 131 y la del motor Yuchai que se obtuvieron con la metodología descrita anteriormente. Para la construcción del gráfico del motor Yuchai se empleo el criterio de la tabla 2.1, de los tres que se disponían, debido a que este era el que más se acercaba a los datos

brindados por el fabricante y para el motor Zil-131 se empleó el criterio expuesto por Litvinov por lo anteriormente explicado.

Tabla 2.7. motor Yuchai			
(Wx_D)	Nex_D	Mex_D	gex_D
136,136	48,455	355,931	225,918
151,844	55,574	365,997	219,347
167,552	62,661	373,982	214,016
183,260	69,617	379,883	209,925
198,968	76,344	383,701	207,073
214,675	82,744	385,437	205,462
230,383	88,718	385,090	205,090
246,091	94,169	382,660	205,958
261,799	98,999	378,147	208,065
277,507	103,108	371,552	211,413
293,215	106,400	362,873	216,000

Tabla 2.8. motor Zil 131.			
(Wx)	Nex	Mex	gex
136,136	50,356	369,899	301,805
162,734	61,201	376,081	294,391
189,333	71,541	377,860	290,264
215,932	81,025	375,234	289,423
242,531	89,301	368,204	291,868
269,130	96,018	356,770	297,600
295,729	100,824	340,933	306,618
322,327	103,368	320,691	318,922
348,926	103,298	296,046	334,512
375,525	100,264	266,996	353,389
402,124	93,913	233,543	375,552

Como se puede ver en las tablas de resultados y posteriormente en los gráficos obtenidos a partir de estas, algunos de los parámetros entre estos motores varían considerablemente, como ejemplo claro se tienen las revoluciones del motor Wx las cuales en el Yuchai varía desde 136 – 293 rad/s y en el Zil-131 se encuentra en un rango 136 – 402 rad/s téngase en cuenta que mientras más vueltas dé el cigüeñal más trabajan todos los elementos y partes en contacto del motor y esto se traduce en desgaste de las mismas. También se puede apreciar que la potencia Nex en ambos casos es bien similar fluctuando desde 48 hasta 106 kW.

Otros de los aspectos a señalar es el torque (Mex) el cual para el motor Zil 131 va desde 233 – 377 N m y para el motor Yuchai se encuentra 355 – 385 N m no es difícil darse cuenta de que los elementos de la transmisión del vehículo con el nuevo motor van a estar cargados todo el tiempo con un torque mayor que 355 N m cuando antes, estas solo trabajaba en condiciones similares el 46% de tiempo. También es importante destacar que en las condiciones más críticas donde el torque sea máximo, estos elementos de transmisión van a estar sobrecargados en un 2,1% con relación al antiguo motor, estas valoraciones con relación al torque pudieran ser de interés a mediano y largo plazo.

Otro aspecto a resaltar es lo referente al consumo específico de combustible gex donde en el Zil-131 es de 289 – 375 g/kW.h y en el Yuchai es de 205 – 225 g/kW.h , como se puede ver el valor máximo de consumo del Yuchai está muy por debajo del valor mínimo del Zil-131 aproximadamente en un 22% lo que hace a estos nuevos motores sumamente ahorrativos y atractivos, este consumo tiene una dependencia directa con la cantidad de vueltas que da el cigüeñal en un determinado período de tiempo, algo de lo que ya se habló anteriormente; así como de las ventajas que esto tiene en la longevidad del equipo.

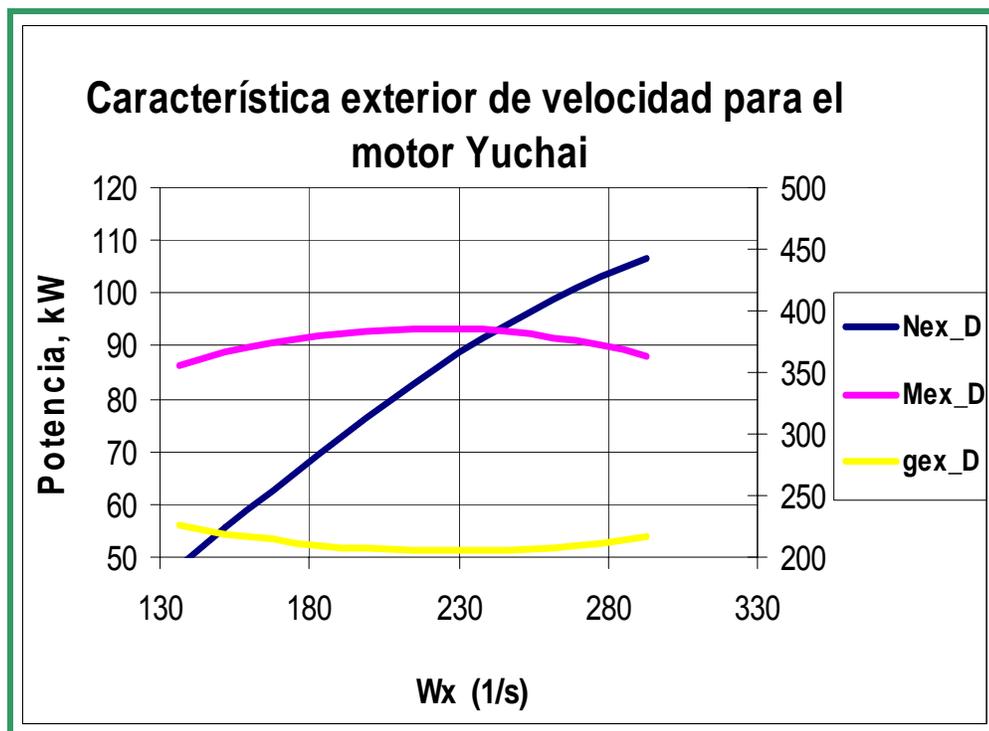
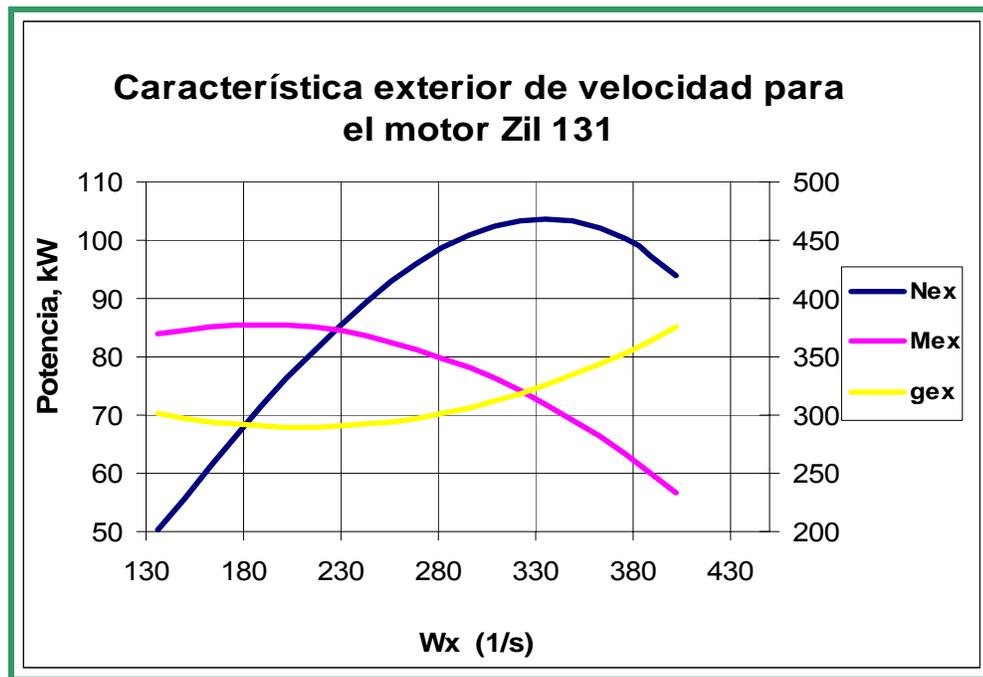


Fig 2.6 Características exteriores de velocidad.

2.3.2. Análisis de las Características tractivas.

Como se puede ver en las figuras 2.7 y 2.8 existe gran diferencia entre las fuerzas tractivas que pueden desarrollar estos motores según el valor de la marcha, por ejemplo: si se analiza la curva de la primera marcha o velocidad del Zil 131 se verá que su pendiente tiene un comportamiento negativo prácticamente en toda su totalidad y que esta es bien estilizada, sin embargo con el motor Yuchai se distingue que la pendiente tiene un valor positivo y luego se hace negativa describiendo un pico en lugar de ser estilizada, esto se debe a que los motores son de diferentes naturaleza, es decir que son de gasolina y diesel respectivamente.

Algo muy similar sucede con las marchas restantes reduciéndose este efecto para las dos últimas marchas fundamentalmente, las cuales tienen un comportamiento bien parecido para ambos casos. Esto da medida de cuan bruscas pueden resultar las marchas de este motor diesel con relación al de gasolina para todo el sistema de transmisión, teniendo en cuenta también que toda esa fuerza la desarrolla el motor diesel Yuchai a una menor velocidad de giro del cigüeñal que el motor Zil 131.

Otro aspecto importante a destacar en estos gráficos es el solapamiento entre las velocidades, por ejemplo se tiene que en el Zil 131 se tendrá que el solapamiento entre marchas (área debajo de las curvas) va a ser prácticamente total, haciéndose más evidente este efecto para las tres últimas marchas, esto quiere decir que los cambios de marchas se realizaran con suavidad y que serán poco perceptibles para el conductor y los pasajeros. Sin embargo se aprecia que en el motor Yuchai este comportamiento es notablemente diferente; es decir, hay un menor solapamiento entre las curvas de velocidades debido a que estas son pequeñas por lo que los cambios de marchas se harán más bruscos y notorios.

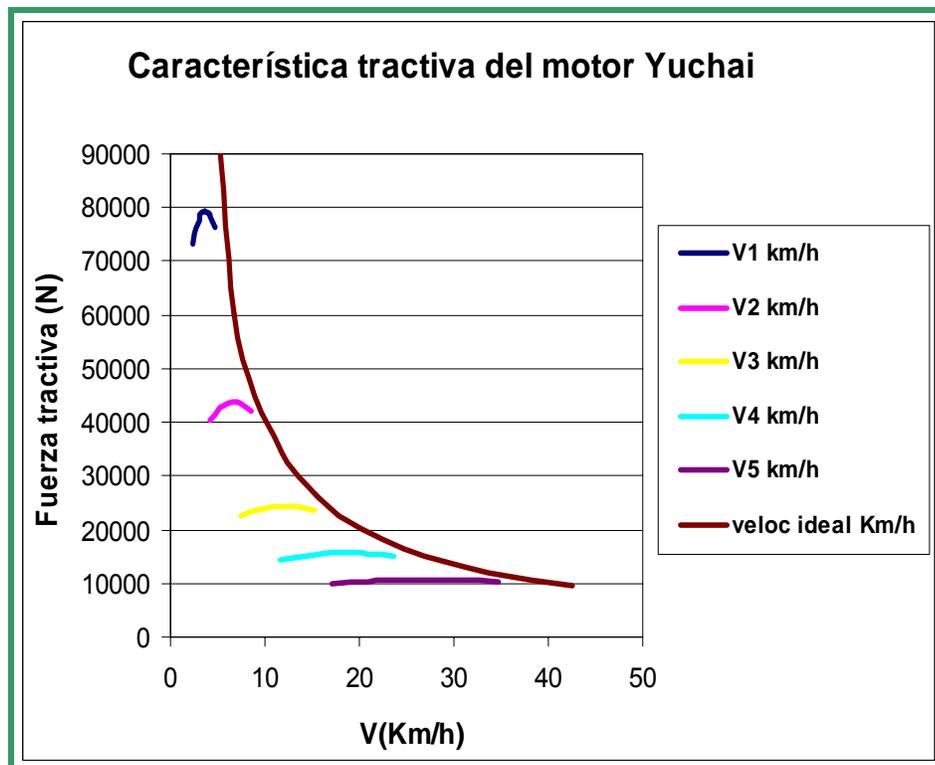
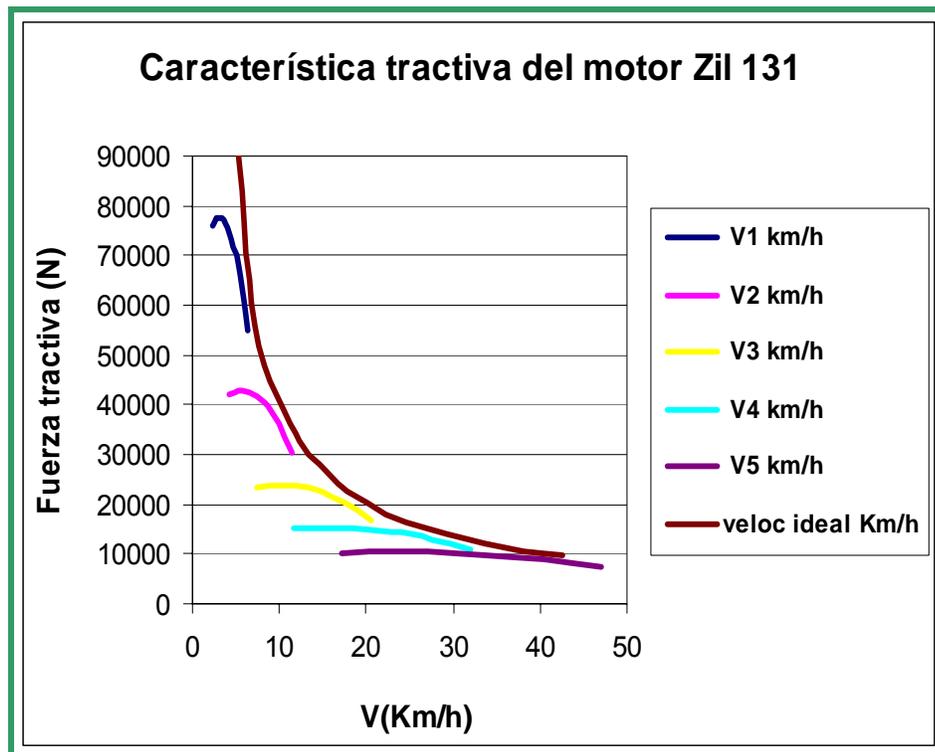


Fig. 2.7 Características tractivas para ict1

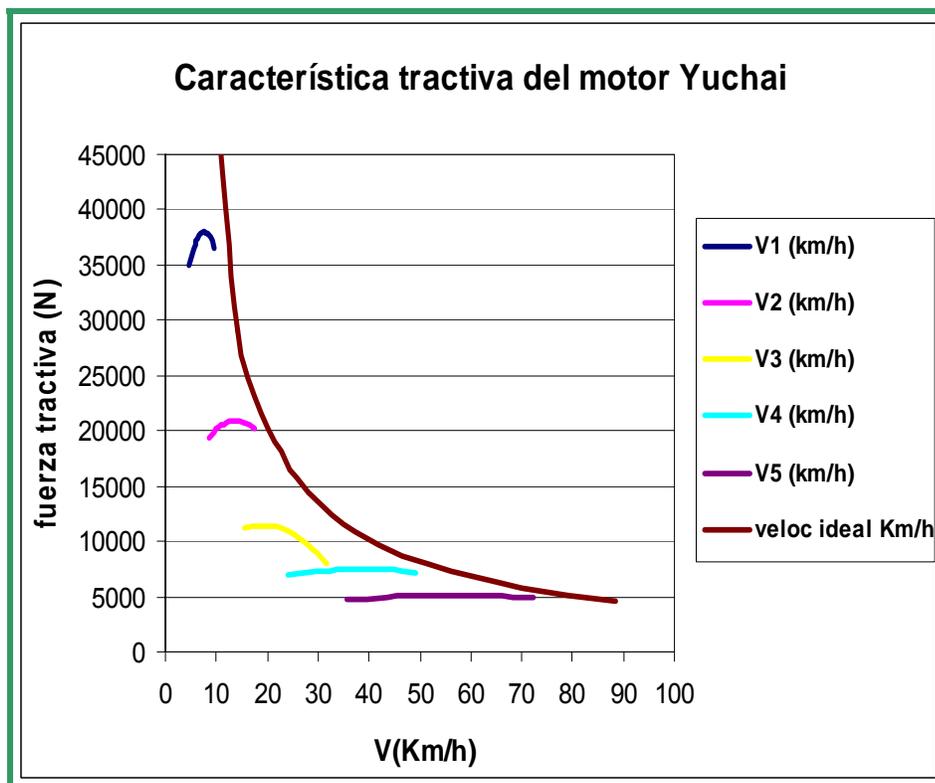
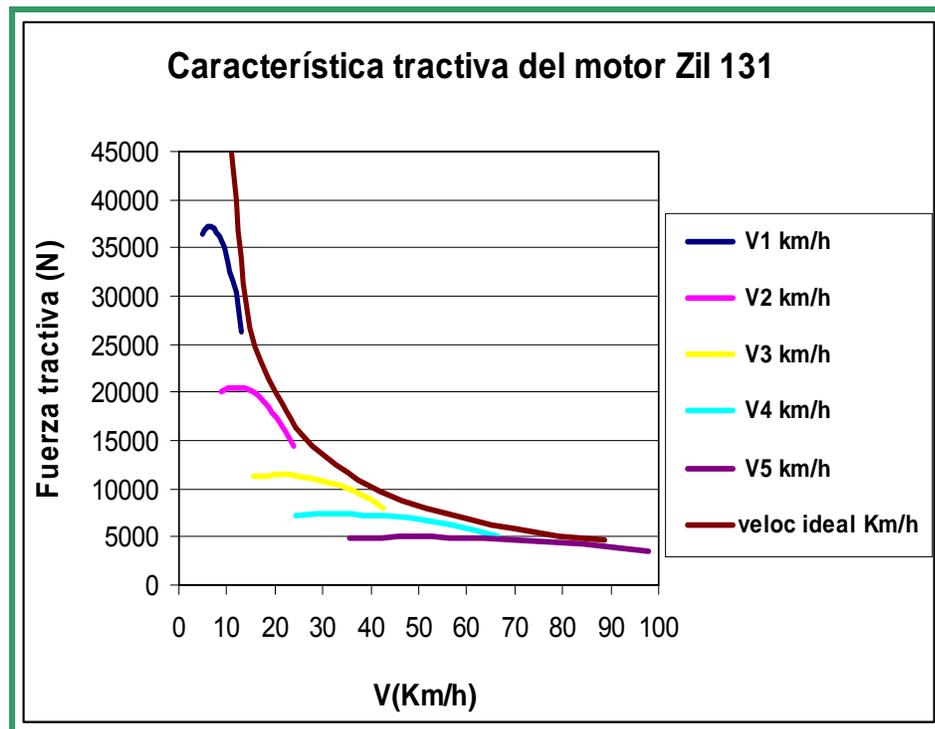


Fig. 2.8 Características tractivas para ict2.

En las Fig.2.7 y 2.8 se puede apreciar que la característica tractiva real del vehículo modificado se adecua a la ideal pero no se asemeja a la del vehículo original.. Se puede plantear que los porcentos de variación de los indicadores no son tan significativos en relación con los de consumo.

Los valores de pendiente máxima para cuando está conectada la segunda velocidad de la caja de transferencia varían entre un 4 y 14 %.

Los valores de capacidad de aceleración máxima para cuando está conectada la segunda velocidad de la caja de transferencia varían entre un 4 y 16 %.

Los valores de velocidad del vehículo cuando está conectada la segunda velocidad de la caja de transferencia varían entre 0 y 14 %.

Por ejemplo: Para 40 km/h el ZIL 131 con la primera velocidad en la caja de transferencia (con reducción en la caja de transferencia ($i_{ct} \neq 1$)), con su motor original en quinta marcha en la caja de velocidades y por carretera en regular estado puede subir una pendiente de 2.72° mientras que el modificado en las mismas condiciones sube una pendiente de 3.31° para un 21 % de variación. La capacidad de aceleración es de 0.42 m/s^2 para el original, mientras que para el modificado es de 0.52 m/s^2 para un 19 % de variación.

Para 40 km/h el ZIL 131 con la segunda velocidad en la caja de transferencia (sin reducción en la caja de transferencia ($i_{ct} = 1$)), con su motor original en quinta marcha en la caja de velocidades y por carretera en regular estado puede subir una pendiente de 1.18° mientras que el modificado en las mismas condiciones sube una pendiente de 1.22° para un 3 % de variación. La capacidad de aceleración es de 0.18 m/s^2 para el original, mientras que para el modificado es de 0.16 m/s^2 para un 11 % de variación.

La selección de la relación de transmisión de la 3ra marcha en el vehículo modificado para la segunda velocidad en la caja de transferencia (sin reducción en la caja de transferencia ($i_{ct} = 1$)) no es la mejor, ya que no existe un punto de tangencia entre la curva real y la ideal y se incurre en un desaprovechamiento de potencia.

Tabla 2.9		Hoja De Datos	
Datos del Vehículo Original.			
Vehículo: ZIL-131			
Peso con carga:	6460 (kg)	Vía:	1,8 (m.)
Neumáticos:	$b_0 = 9$ (plg)	$D_0 = 20$	(plg)
Actividad fundamental: Transporte de productos y artículos variados en la Provincia. y fuera de ella			
Condiciones de las vías en que transita: Vías en regular estado			
Datos de la Transmisión.			
		Relaciones de transmisión de la caja.	
Velocidad		$U_i : 1$	$i_{si} = 1/U_i$
1 ^{ra}		7,44	0,1344
2 ^{da}		4,10	0,2439
3 ^{ra}		2,29	0,4366
4 ^{ta}		1,47	0,6803
5 ^{ta}		1	1
Relación de transmisión de la caja de reenvío.			
Velocidad		$U_{cti} : 1$	$i_{cti} = 1/U_{cti}$
1 ^{ra}		2,08	0,4808
2 ^{da}		1	1
Relación de transmisión del puente.			
		$U_m : 1$	$i_m = 1/U_m$
		7,34	0,1365
Datos de los Motores.			
	U/M	Original.	Modificado.
Tipo de motor	-	Carburación	Diesel
Marca y modelo	-	ZIL 131	Yuchai YC6108Q
Masa del motor (m_M)	(Kg)	510	550
Potencia máxima ($N_{m\acute{a}x}$)	(kW)	110,3	112
Velocidad de giro a $N_{m\acute{a}x}$ (n_N)	(r.p.m.)	3200	2800
Torque máximo ($M_{m\acute{a}x}$)	(N-m)	402	428
Velocidad de giro a $M_{m\acute{a}x}$ (n_M)	(r.p.m.)	1800-2000	1600-1900
Consumo específico a $N_{m\acute{a}x}$ (g_{eN})	(g/KW h)	326,09	216

Tabla 2.10		Indicadores Analizados para i_{ct1} .							
Vehículo original a M_{ex} máximo.					Vehículo modificado a M_{ex} máximo.				
1ra Marcha.									
V (Km/h)	f	$\alpha_{m\acute{a}x}$ (°)	$a_{m\acute{a}x}$ (m/s ²)	P_t (N)	V (Km/h)	f	$\alpha_{m\acute{a}x}$ (°)	$a_{m\acute{a}x}$ (m/s ²)	P_t (N)
3.19	1	35.97	1.32	68806	3.62	1	36.83	1.35	70189
	2	35.76	1.31			2	36.61	1.34	
	3	34.78	1.28			3	35.62	1.31	
2^{da} Marcha									
V (Km/h)	f	$\alpha_{m\acute{a}x}$ (°)	$a_{m\acute{a}x}$ (m/s ²)	P_t (N)	V (Km/h)	f	$\alpha_{m\acute{a}x}$ (°)	$a_{m\acute{a}x}$ (m/s ²)	P_t (N)
5.79	1	18.53	1.52	37913	6.56	1	18.93	1.55	38675
	2	18.35	1.51			2	18.75	1.54	
	3	17.50	1.44			3	17.90	1.47	
3^{ra} Marcha									
V (Km/h)	f	$\alpha_{m\acute{a}x}$ (°)	$a_{m\acute{a}x}$ (m/s ²)	P_t (N)	V (Km/h)	f	$\alpha_{m\acute{a}x}$ (°)	$a_{m\acute{a}x}$ (m/s ²)	P_t (N)
10.36	1	9.87	1.24	21172	11.75	1	10.08	1.27	21597
	2	9.70	1.22			2	9.91	1.25	
	3	8.88	1.12			3	9.09	1.14	
4^{ta} Marcha									
V (Km/h)	f	$\alpha_{m\acute{a}x}$ (°)	$a_{m\acute{a}x}$ (m/s ²)	P_t (N)	V (Km/h)	f	$\alpha_{m\acute{a}x}$ (°)	$a_{m\acute{a}x}$ (m/s ²)	P_t (N)
16.14	1	6.01	0.88	13587	18.30	1	6.14	0.90	13860
	2	5.84	0.85			2	5.96	0.87	
	3	5.03	0.74			3	5.16	0.75	
5^{ta} Marcha									
V (Km/h)	f	$\alpha_{m\acute{a}x}$ (°)	$a_{m\acute{a}x}$ (m/s ²)	P_t (N)	V (Km/h)	f	$\alpha_{m\acute{a}x}$ (°)	$a_{m\acute{a}x}$ (m/s ²)	P_t (N)
23.73	1	3.84	0.60	9366	26.90	1	3.90	0.61	9550
	2	3.67	0.57			2	3.73	0.58	
	3	2.86	0.45			3	2.93	0.046	

Tabla 2.11. Velocidad máxima que alcanza el vehículo en cada marcha (Km./h)			
vehículo	1ra marcha	2da marcha	3ra marcha
<i>original</i>	6.77	12.29	22.00
<i>Modificado</i>	4.94	8.96	16.05
4ta marcha			
<i>vehículo original</i>		<i>vehículo modificado</i>	
$f_1 = 0.013$ $f_2 = 0.016$	$f_3 = 0.03$	$f_1 = 0.013$ $f_2 = 0.016$	$f_3 = 0.03$
34.28	34.28	24.30	24.30
5ta marcha			
50.39	50.39	40.00	40.00

Tabla 2.12. Capacidad de aceleración, fuerza tractiva y pendiente máxima para el vehículo a la velocidad $V = 40$ Km./h.					
Vehículo original			Vehículo modificado		
La velocidad de 40 Km./h se alcanza en , 5 ^{ta} Marcha para i_{ct1} .			La velocidad de 40 Km./h se alcanza en 5 ^{ta} Marcha para i_{ct1} .		
Para 5ta Marcha.			Para 5ta Marcha.		
$f_2=0.016$	a (m./s ²)	0.42	$f_2=0.016$	a (m./s ²)	0.52
	P_t (N)	7856		P_t (N)	8945
	α (°)	2.72		α (°)	3.31

Tabla 2.13		Indicadores Analizados para i_{ct2} .							
Vehículo original a M_{ex} máximo.					Vehículo modificado a M_{ex} máximo.				
1ra Marcha.									
V (Km/h)	f	$\alpha_{m\acute{a}x}$ (°)	$a_{m\acute{a}x}$ (m/s ²)	P_t (N)	V (Km/h)	f	$\alpha_{m\acute{a}x}$ (°)	$a_{m\acute{a}x}$ (m/s ²)	ΔP_t (N)
6.57	1	16.85	0.65	34716	7.43	1	17.21	0.66	35415
	2	16.67	0.65			2	17.03	0.66	
	3	15.83	0.61			3	16.19	0.63	
2 ^{da} Marcha.									
V	f	$\alpha_{m\acute{a}x}$	$a_{m\acute{a}x}$ (m/s ²)	P_t	V	f	$\alpha_{m\acute{a}x}$	$a_{m\acute{a}x}$ (m/s ²)	P_t

(Km/h)		(°)		(N)	(Km/h)		(°)		(N)
11.90	1	8.83	0.73		13.49	1	9.01	0.75	
	2	8.65	0.72	19123		2	8.84	0.74	19507
	3	7.84	0.65			3	8.03	0.67	
3^{ra} Marcha.									
V (Km/h)	f	$\alpha_{\text{máx}}$ (°)	$a_{\text{máx}}$ (m/s ²)	P_t (N)	V (Km/h)	f	$\alpha_{\text{máx}}$ (°)	$a_{\text{máx}}$ (m/s ²)	P_t (N)
21.30	1	4.51	0.57		24.15	1	4.60	0.58	
	2	4.34	0.55	10672		2	4.43	0.56	10886
	3	3.54	0.45			3	3.62	0.46	
4^{ta} Marcha.									
V (Km/h)	f	$\alpha_{\text{máx}}$ (°)	$a_{\text{máx}}$ (m/s ²)	P_t (N)	V (Km/h)	f	$\alpha_{\text{máx}}$ (°)	$a_{\text{máx}}$ (m/s ²)	P_t (N)
33.19	1	2.48	0.36		37.63	1	2.49	0.36	
	2	2.31	0.34	6844		2	2.32	0.34	6980
	3	1.50	0.22			3	1.52	0.22	
5^{ta} Marcha.									
V (Km/h)	f	$\alpha_{\text{máx}}$ (°)	$a_{\text{máx}}$ (m/s ²)	P_t (N)	V (Km/h)	f	$\alpha_{\text{máx}}$ (°)	$a_{\text{máx}}$ (m/s ²)	P_t (N)
48.78	1	1.25	0.19		55.31	1	1.07	0.17	
	2	1.07	0.17	4844		2	0.90	0.14	4742
	3	0.27	0.04			3	0.10	0.02	

Tabla 2.14. Velocidad máxima que alcanza el vehículo en cada marcha (Km./h)			
vehículo	1ra marcha	2da marcha	3ra marcha
<i>original</i>	10.15	18.43	32.99
<i>Modificado</i>	10.27	18.64	33.37
4ta marcha			
<i>vehículo original</i>		<i>vehículo modificado</i>	
$f_1 = 0.013$ $f_2 = 0.016$	$f_3 = 0.03$	$f_1 = 0.013$ $f_2 = 0.016$	$f_3 = 0.03$
70.48	70.48	51.39	51.39
5ta marcha			

103.61	80.00
--------	-------

Tabla 2.15. Capacidad de aceleración, fuerza tractiva y pendiente máxima para el vehículo a la velocidad V = 40 Km./h (Urbana) y a V = 80 Km./h.					
Vehículo original			Vehículo modificado		
La velocidad de 40 Km./h se alcanza en 3 ^{ra} , 4 ^{ta} y 5 ^{ta} Marcha.			La velocidad de 40 Km./h se alcanza en 4 ^{ta} y 5 ^{ta} Marcha.		
Para 3ra Marcha.			Para 3ra Marcha.		
f ₂ =0.016	<i>a</i> (m./s ²)	0.32	f ₂ =0.016	<i>a</i> (m./s ²)	-----
	<i>P_t</i> (N)	7496		<i>P_t</i> (N)	-----
	<i>α</i> (°)	2.51		<i>α</i> (°)	-----
Para 4ta Marcha.			Para 4ta Marcha.		
f ₂ =0.016	<i>a</i> (m./s ²)	0.31	f ₂ =0.016	<i>a</i> (m./s ²)	0.33
	<i>P_t</i> (N)	6662		<i>P_t</i> (N)	6972
	<i>α</i> (°)	2.09		<i>α</i> (°)	2.28
Para 5ta Marcha.			Para 5ta Marcha.		
f ₂ =0.016	<i>a</i> (m./s ²)	0.18	f ₂ =0.016	<i>a</i> (m./s ²)	0.16
	<i>P_t</i> (N)	4823		<i>P_t</i> (N)	4604
	<i>α</i> (°)	1.18		<i>α</i> (°)	1.05
Vehículo original			Vehículo modificado		
La velocidad de 80 Km./h se alcanza en 5ta Marcha.			La velocidad de 80 Km./h se alcanza en 5ta Marcha.		
f ₂ =0.016	<i>a</i> (m./s ²)	0.03	f ₂ =0.016	<i>a</i> (m./s ²)	0.04
	<i>P_t</i> (N)	4355		<i>P_t</i> (N)	4453
	<i>α</i> (°)	0.21		<i>α</i> (°)	0.28

Nota: El m_{ex} máximo para el motor de carburación Zil 131 es 377,86 N.m y para el motor diesel Yuchai es 385, 44 N.m.

2.4. Efecto económico y ambiental.

2.4.1. Efecto económico.

- El precio de la gasolina regular a nivel de empresas es 0.60 CUC/L
- El precio del Diesel a nivel de empresas es 0. 65 CUC/L
- Para un consumo de combustible promedio para la velocidad de 40 km/h y con la segunda velocidad en la caja de transferencia en 5^{ta} marcha se produce un gasto por concepto de combustible de:

Tabla 2.16. Gasto por concepto de combustible para un consumo promedio. (L/100 km)			
	Vehículo		
Variante	Original	Modificado	Ahorro (%)
(L/100 Km)	28,94	19,56	32.4
CUC/100Km	17,36	12,71	

- Para un consumo de combustible promedio para la velocidad de 40 km/h y con la segunda velocidad en la caja de transferencia en 4^{ta} marcha se produce un gasto por concepto de combustible de:

Tabla 2.17. Gasto por concepto de combustible para un consumo promedio. (L/100 km)			
	Vehículo		
Variante	Original	Modificado	Ahorro (%)
(L/100 Km)	30,11	18,10	39.9
CUC/100Km	18,07	11,77	

- Para un consumo de combustible promedio para la velocidad de 80 km/h y con la segunda velocidad en la caja de transferencia en 5^{ta} marcha se produce un gasto por concepto de combustible de:

Tabla 2.18. Gasto por concepto de combustible para un consumo promedio. (L/100 km)			
	Vehículo		
Variante	Original	Modificado	Ahorro (%)
(L/100 Km)	55.25	30.76	44.3
CUC/100Km	33,15	20.00	

Se evalúa el gasto por concepto de combustible para un consumo promedio en la segunda velocidad de la caja de transferencia puesto que el vehículo transita mayormente en terrenos casi llanos donde no es necesario un mayor esfuerzo por parte del vehículo.

- Se analizaron los resultados obtenidos pudiendo llegar a la conclusión de que el motor Zil 131 hace aproximadamente entre 2 y 4 kilómetros por litro de combustible, mientras que el Yuchai hace aproximadamente entre 4 y 6 kilómetros por litro de combustible.
- Los camiones Zil 131 recorren un promedio de 20.000 km anuales en el transporte de productos y artículos variados en la Provincia. y fuera de ella lo que se traduce en combustible (gasolina) en 6666,67 L que representan 4 000 CUC y en diesel se traduce en 3333,33 L que representan 2 166,66 CUC.
- Los motores Yuchai cuestan a las empresas 6846,68 CUC. En la remotorización de este tipo se ahorran por concepto de combustible anualmente 1 833,34 CUC por lo que aproximadamente en 3 años y 8 meses de explotación del motor se subsidia el costo del mismo.

2.4.2. Efecto ambiental.

Los motores diesel tienen mucha menos responsabilidad en la contaminación ambiental de la que se le imputa normalmente; aunque su contaminación se ve más por la típica emisión de humo negro formado por partículas microscópicas que no son tóxicas pero sí molestas. Además; estudios realizados demuestran que los niveles de

emisión de dióxido de carbono en motor diesel son claramente más bajos que un motor de gasolina de igual potencia.

En términos generales el motor diesel es menos contaminante que los motores de gasolina; los motores diesel producen 25 veces menos monóxido de carbono, 15 veces menos hidrocarburos sin quemar y dos veces menos óxidos de nitrógeno; aunque las emisiones de óxido de azufre son superiores.

2.5. Conclusiones del capítulo.

1. La metodología elaborada es generalizable para evaluar sustituciones similares en otros vehículos.
2. La sustitución del motor de carburación por motor diesel en un este vehículo provoca afectaciones en las cualidades dinámicas del mismo como son: pendiente máxima, capacidad de aceleración máxima, fuerza tractiva máxima, velocidad máxima y otras; pudiendo ser aconsejable en este caso el cambio de la caja de velocidades para obtener mejores cualidades, cuyas consecuencias serán analizadas al aplicar la Metodología de Gestión de Vida.
3. En general el consumo de combustible en el caso del motor diesel es menor que en el motor de carburación, lográndose ventajas notables no solo por el consumo sino también por la disponibilidad del diesel, lo que implica efectos económicos apreciables.

Capitulo 3

Capítulo III Gestión de Vida. Evaluación de la Resistencia del Piñón del Diferencial del Camión Original y Remotorizado.

3.1. La Metodología de Gestión de Vida.

3.1.1. Introducción. Esencia de la Metodología de Gestión de Vida.

La Gestión de Vida de una Instalación Industrial cualquiera es una alternativa para aumentar su disponibilidad y fiabilidad a corto y mediano plazo y para alargar la vida útil del equipamiento y de la maquinaria a largo plazo. Este nuevo enfoque de la Gestión asociada a la Fiabilidad de la Maquinaria y del Equipamiento Industrial se fundamenta en los avances más recientes de la Ciencia y la Mecánica de los Materiales, en particular lo relacionado con la aplicación de las Técnicas de los Ensayos no Destructivos (END), las investigaciones asociadas a las Fallas de los Metales, al Perfeccionamiento de los Métodos de Cálculo de las Tensiones y al surgimiento y desarrollo, en los últimos 40 años, de una nueva rama de la Mecánica de los Sólidos Deformables: la Mecánica de la Fractura, que nos brinda la posibilidad de evaluar el grado de integridad física o estructural de un elemento en presencia de defectos, evaluar las condiciones en que estos defectos se desarrollan hasta su tamaño crítico y que tiempo de explotación se requiere para ese crecimiento, en fin, se aglutinan en esta metódica los últimos avances de la Ciencia en el Análisis y Solución de Averías, la Ingeniería Forense y el Análisis de Causa Raíz. Todo esto, unido a los avances en el desarrollo de los Métodos Numéricos, entre ellos y en particular el Método de los Elementos Finitos y de las Técnicas de la Computación, han permitido la elaboración de metodologías y programas de cálculo que pueden ser usados como elementos de Diagnóstico, en el Análisis de las Causas de Fallas, o como elementos de Pronóstico para una explotación fiable e incluso también como Elemento para lograr Diseños confiables y racionales. El Grupo de Mecánica Aplicada de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Cienfuegos ha venido preparándose en los últimos 20 años en el dominio de esta nueva tecnología y ha comenzado desde hace ya varios años, en colaboración con el Centro de Experimentación de la Construcción, CENEX y algunos profesores de la Línea de Mecánica Aplicada de la Universidad Central de Las

Villas y las Empresas del Territorio la introducción de la misma en la práctica, en el Diagnóstico y Pronóstico de Averías en Sistemas Mecánicos y en las soluciones y decisiones que se derivan de su aplicación.

3.1.2. La Metodología de Gestión de Vida como Elemento de Diagnóstico de Averías.

Cuando se aplica la Metodología de Gestión de Vida como Elemento de Diagnóstico o Pronóstico al Análisis de una Avería en un Sistema Mecánico, se pueden establecer varias etapas que son:

1. La identificación y la clasificación de la avería observada o prevista y la formulación de las hipótesis acerca de cuáles fueron o pudieran ser las causas de la misma, lo cual implica:

a) La clasificación preliminar de la avería de acuerdo con el fenómeno de origen: fatiga volumétrica, fatiga superficial, desgaste, sobrecarga, creep, colapsación plástica, pérdida de la estabilidad del equilibrio, etc.

b) La elaboración preliminar del esquema o de los posibles esquemas a emplear en el análisis, ordenados de acuerdo con el nivel de complejidad y exactitud en los cálculos, de manera de poder decidir que esquema emplear de acuerdo con el nivel a emplear en la etapa de análisis.

c) La elaboración de las posibles hipótesis acerca de cuáles pueden haber sido las causas de la avería.

d) La elaboración de una estrategia para el desarrollo de la etapa de análisis.

e) Las posibles soluciones o decisiones que se van a proponer de acuerdo con el curso de los resultados en la etapa de análisis.

2. La etapa de análisis que incluye:

a) Antecedentes: El estudio de la historia previa del componente. El estudio de la historia previa del componente es una información clave. Muchas veces en esa historia están escondidas las causas de la falla y no se descubren hasta que no se profundiza acerca de la misma.

- b) Recopilación de datos, que abarca: Datos de diseño: Parámetros de explotación, planos, esquemas, materiales, etc. Datos de montaje: Fechas e incidentes durante el montaje, informes de control de la calidad, etc. Datos de explotación: Régimen de carga, registros de presiones y temperaturas de operación, tiempo de explotación, arranques y paradas, etc.
- c) Examen visual del componente: Se realiza a ojo desnudo o mediante el empleo de lupa, microscopios, cámaras digitales, cámara de vídeo, etc.
- d) Investigación sobre los materiales: Composición química, datos del fabricante, manuales, ensayos metalográficos mediante réplicas, medición de dureza “in situ”, etc.
- e) Investigación del estado técnico del componente mediante la aplicación de Ensayos no Destructivos: Líquidos penetrantes, partículas magnéticas, ultrasonido, radiografía, corrientes inducidas, etc.
- f) Determinación de las propiedades mecánicas y/o fracto – mecánicas mediante Ensayos Destructivos: dureza, tracción, impacto, creep, etc. o mediante la estimación de las mismas.
- g) Cálculo analítico de tensiones.
Identificación de las cargas: estáticas, cíclicas, dinámicas, sobrecargas. etc.
Elaboración y elección de los esquemas de análisis lo más exactos posibles, de acuerdo con los requerimientos del nivel.
Cálculo analítico de tensiones: volumétricas, superficiales, térmicas, cíclicas, de impacto, etc.
- h) Determinación de tensiones mediante Métodos Numéricos: Método de los Elementos Finitos, Método de los Elementos de Frontera, Método de los Desplazamientos Discontinuos, etc.
- i). Determinación experimental de tensiones: Extensometría, lacas frágiles, lacas fotoelasticimétricas, difracción de rayos X, etc.
- j). Identificación en función de los estudios realizados de los mecanismos de degradación o falla: Fatiga, corrosión, fatiga – corrosión, corrosión bajo tensión, creep, erosión – corrosión, colapsación plástica, fragilización química, por hidrógeno, etc.

K) Evaluación cuantitativa o cualitativa del grado de degradación. Cuantitativa: fatiga, desgaste, creep, colapsación plástica, erosión – corrosión, etc. Cualitativa: fractura, fragilización química, corrosión.

L) Análisis técnico económico.

En el trabajo (Narayanán, 1998) se menciona la posibilidad de emplear, tres niveles de acuerdo con el rigor y el presupuesto disponible para la evaluación. En el nivel inferior los datos y parámetros requeridos en el análisis se obtienen de la forma más elemental posible, o sea, las propiedades del material se toman de los manuales, para el cálculo de las cargas se parte de la potencia del motor y no de los requerimientos de la máquina, los valores de temperatura se calculan o se estiman, la viscosidad del lubricante se obtiene de los datos de los catálogos, etc. con estos datos se realiza el análisis en una primera aproximación y se hace preciso tomar una decisión en aras de: Extender el análisis hacia el próximo nivel (sí se justifica económicamente).

Pasar a la etapa de toma de decisiones.

El criterio acerca de qué constituye un resultado deseado apropiada se elabora sobre la base de los requerimientos específicos del servicio. Similarmente, la decisión de pasar al nivel superior de análisis, involucra algunos juicios sobre los costos de realización de la evaluación y la incertidumbre en los resultados de la nueva evaluación comparados con los costos de reparación o de sustitución. Los requerimientos, más rigurosos cada vez, para la información y las herramientas sistemáticas necesarias para cada nivel se muestran en la Tabla 1. Como la evaluación de las condiciones de los componentes cambia, hacia los niveles superiores la estimación se convierte en más rigurosa, se requiere mayor precisión en los datos de operación, más elevados son los costos en los que se incurre, mayor es el tiempo requerido para la adquisición de la información y su análisis y como consecuencia se obtendrá también una mayor precisión de los resultados.

3.1.3. La toma de decisiones.

Sobre la base del grado de degradación de cada componente establecido en la etapa anterior y del análisis técnico económico realizado se precisa la toma de decisiones acerca de:

Elaboración de un Plan de Mantenimiento del componente, de ser esto posible.

Elaboración de un Plan de Monitoreo para el seguimiento del nivel de degradación.

Reparación del mismo, de ser esto posible y económico.

Sustitución definitiva.

Se analizará brevemente a continuación el otro componente de la Gestión de Vida, el Gestor de Vida.

3.1.4. El Gestor de Vida.

Cuando la Metodología de Gestión de Vida es utilizada como elemento de Diagnóstico en el Análisis de Averías el papel del Gestor de Vida es muy similar al del Médico Forense, aunque más amplio, ya que el Ingeniero Forense en este caso no sólo debe determinar el tipo y mecanismo de falla que sufrió el componente, sino también de quién es la responsabilidad: del proyectista, del fabricante o del usuario explotador, etc. En el caso de que la Metodología se utilice como elemento de Pronóstico de la Vida Remanente del componente el papel del Gestor de Vida se parece más al del Médico Clínico. La Metodología de Gestión de Vida puede emplearse también durante el Diseño del componente con vistas a poder prever desde esta etapa la Vida Útil Esperada en el mismo.

De lo expuesto se deduce que el Gestor de Vida, como experto o grupo de expertos, debe lograr un adecuado balance entre:

Conocimiento: De Ciencia de los Materiales, Tecnología de los Metales, Técnicas de Ensayos, Mecánica de los Materiales, Mecánica de la Fractura y Diseño Mecánico.

Experiencia: Amplia experiencia sobre Maquinaria y Equipamiento de los Procesos Industriales.

La mejor vía para lograr la adecuada conjugación de estos factores es sin duda, la de crear un Equipo de Expertos Gestores de Vida que en su conjunto agrupen todas estas cualidades. En este último elemento se apoyan los resultados del Grupo de Mecánica Aplicada de la Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez” en su integración con el Centro Experimental de la Construcción y el Montaje de la Construcción (CENEX) de Cienfuegos, en la realización de numerosas investigaciones conjuntas.

3.1.5. Niveles de la Gestión de Vida.

Tabla 3.1. Diferentes niveles en el rigor de la evaluación.			
Características.	Nivel I	Nivel II	Nivel III
Antecedentes	Entrevistas	Entrevistas y/o Registros	Registros de Planta
Datos	De diseño nominales.	Medidos y/o nominales.	Medidos y registrados
Datos de materiales	De catálogos	Medición experimental de algunas propiedades y estimación de otras	Determinación experimental detallada mediante Ensayos Destructivos.
Cargas, temperaturas y presiones, para el análisis de tensiones.	De diseño o estimadas.	De operación, medidas o calculadas tentativamente.	Medidas o cálculos rigurosos.
Tensiones	De diseño o de operación.	Cálculos aproximados	Análisis refinado.
Mecanismos de degradación	Según literatura.	Según literatura y datos de la inspección visual.	Según criterio de expertos.
Nivel de degradación	Se asumen determinados niveles de degradación.	Se asumen algunos y otros se precisan mediante Ensayos no Destructivos y mediciones reales.	Como resultada de un Plan Detallado de Ensayos no Destructivos.
Análisis técnico - económico.	Cálculos muy aproximados	Basado en estimaciones de los gastos.	Cálculos detallados.

3.2. Evaluación de la posibilidad del deterioro por fatiga de los dientes del piñón del diferencial.

3.2.1. Datos preliminares del piñón de ataque y la corona.

- Ambos son cónicos de dientes helicoidales.
- Número de dientes del piñón de ataque: 11.
- Número de dientes del la corona: 19.
- Módulo testal (m): 9
- Anchura de los dientes (B): 34mm
- Material de ambos: Acero 20X₂H₄A; profundidad de la capa cementada: 1.2 – 1.6 mm; Dureza de la superficie HRC 60 – 65 (piñón 65 HRC, corona 60 HRC); Dureza del núcleo en ambas ruedas HRC 35 – 45.

$$\text{Resistencia máxima del núcleo } \sigma_u = 72 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} - 85 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Límite de fluencia } \sigma_f = 40 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} - 65 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Límite de fatiga } \sigma_{-1} = 31 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} - 38 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

3.2.2. Evaluación bajo el régimen normal inestable de carga.

El trabajo de un vehículo cualquiera se realiza bajo un régimen inestable de cargas y se hace necesario, para poder realizar cálculos a la fatiga establecer una Historia de Cargas que caracterice el régimen de trabajo inestable normal. La fatiga es un proceso de larga duración y en su desarrollo se cumple lo que se conoce como Hipótesis Acumulativa, o sea, cada una de las etapas de la Historia de Cargas produce un determinado efecto dañino y la falla por fatiga ocurre como un proceso de dañado acumulativo.

3.2.2.1. Establecimiento de la Historia de Carga.

Relaciones de transmisión y momentos torsores hasta el conjunto piñón – corona en condiciones estables de explotación.

$$i_{T1} = i_{cv1} \cdot i_{ct2} \cdot i_{pc} \quad (3.1)$$

Donde:

i_{T1} - Relación de transmisión total en primera marcha.

i_{cv1} - Relación de transmisión de la caja de velocidad en primera marcha.

i_{ct2} - Relación de transmisión de la caja de transferencia en segunda velocidad por ser esta la que menor relación de transmisión ofrece.

i_{pc} - Relación de transmisión del conjunto piñón – corona.

$$i_{T1} = 7.44 \cdot 1.00 \cdot 1.73$$

$$i_{T1} = 12.87$$

Momento torsor máximo que se genera en el conjunto piñón – corona a primera velocidad en condiciones estables de explotación.

$$Mt_{\max PC1} = Mt_{\max motor} \cdot \eta_{transmisión} \cdot i_{T1} \quad (3.2)$$

Donde:

$Mt_{\max PC1}$ - Momento torsor máximo en el conjunto piñón – corona a primera velocidad.

$$Mt_{\max PC1} = 385.44 \text{Nm} \cdot 0.85 \cdot 12.87$$

$$Mt_{\max PC1} = 4\,216.52 \text{Nm}$$

$$Mt_{\max PC1} = 4\,216.52 \cdot 100 / 9.81$$

$$Mt_{\max PC1} = 42\,981.86 \text{Kgf} \cdot \text{cm}$$

$$i_{T2} = i_{cv2} \cdot i_{ct2} \cdot i_{pc}$$

Donde:

i_{T2} - Relación de transmisión total en segunda marcha.

i_{cv2} - Relación de transmisión de la caja de velocidad en segunda marcha.

i_{ct2} - Relación de transmisión de la caja de transferencia en segunda velocidad por ser esta la que menor relación de transmisión ofrece.

i_{pc} - Relación de transmisión del conjunto piñón – corona.

$$i_{T2} = 4.10 \cdot 1.00 \cdot 1.73$$

$$i_{T2} = 7.09$$

Momento torsor máximo que se genera en el conjunto piñón – corona a segunda velocidad en condiciones estables de explotación.

$$Mt_{\max PC2} = Mt_{\max motor} \cdot \eta_{transmisión} \cdot i_{T2}$$

Donde:

$Mt_{\max PC2}$ - Momento torsor máximo en el conjunto piñón – corona a segunda velocidad.

$$Mt_{\max PC2} = 385.44Nm \cdot 0.85 \cdot 7.09$$

$$Mt_{\max PC2} = 2\,322.85 Nm$$

$$Mt_{\max PC2} = 2\,322.85 \cdot 100 / 9.81$$

$$Mt_{\max PC2} = 23\,678.43Kgf \cdot cm$$

$$i_{T3} = i_{cv3} \cdot i_{ct2} \cdot i_{pc}$$

Donde:

i_{T3} - Relación de transmisión total en tercera marcha.

i_{cv3} - Relación de transmisión de la caja de velocidad en tercera marcha.

i_{ct2} - Relación de transmisión de la caja de transferencia en segunda velocidad por ser esta la que menor relación de transmisión ofrece.

i_{pc} - Relación de transmisión del conjunto piñón – corona.

$$i_{T3} = 2.29 \cdot 1.00 \cdot 1.73$$

$$i_{T3} = 3.96$$

Momento torsor máximo que se genera en el conjunto piñón – corona a tercera velocidad en condiciones estables de explotación.

$$Mt_{\max PC3} = Mt_{\max motor} \cdot \eta_{transmisión} \cdot i_{T3}$$

Donde:

$Mt_{\max PC3}$ - Momento torsor máximo en el conjunto piñón – corona a tercera velocidad.

$$Mt_{\max PC3} = 385.44Nm \cdot 0.85 \cdot 3.96$$

$$Mt_{\max PC3} = 1\,297.39 Nm$$

$$Mt_{\max PC3} = 1\,297.39 \cdot 100 / 9.81$$

$$M_{t_{\max PC3}} = 13\,225.19 \text{Kgf} \cdot \text{cm}$$

$$i_{T4} = i_{cv4} \cdot i_{ct2} \cdot i_{pc}$$

Donde:

i_{T4} - Relación de transmisión total en cuarta marcha.

i_{cv4} - Relación de transmisión de la caja de velocidad en cuarta marcha.

i_{ct2} - Relación de transmisión de la caja de transferencia en segunda velocidad por ser esta la que menor relación de transmisión ofrece.

i_{pc} - Relación de transmisión del conjunto piñón – corona.

$$i_{T4} = 1.47 \cdot 1.00 \cdot 1.73$$

$$i_{T4} = 2.54$$

Momento torsor máximo que se genera en el conjunto piñón – corona a cuarta velocidad en condiciones estables de explotación.

$$M_{t_{\max PC4}} = M_{t_{\max \text{ motor}}} \cdot \eta_{\text{transmisión}} \cdot i_{T4}$$

Donde:

$M_{t_{\max PC4}}$ - Momento torsor máximo en el conjunto piñón – corona a cuarta velocidad.

$$M_{t_{\max PC4}} = 385.44 \text{Nm} \cdot 0.85 \cdot 2.54$$

$$M_{t_{\max PC4}} = 832.16 \text{Nm}$$

$$M_{t_{\max PC4}} = 832.16 \cdot 100 / 9.81$$

$$M_{t_{\max PC4}} = 8\,482.82 \text{Kgf} \cdot \text{cm}$$

$$i_{T5} = i_{cv5} \cdot i_{ct2} \cdot i_{pc}$$

Donde:

i_{T5} - Relación de transmisión total en quinta marcha.

i_{cv5} - Relación de transmisión de la caja de velocidad en quinta marcha.

i_{ct2} - Relación de transmisión de la caja de transferencia en segunda velocidad por ser esta la que menor relación de transmisión ofrece.

i_{pc} - Relación de transmisión del conjunto piñón – corona.

$$i_{T5} = 1.00 \cdot 1.00 \cdot 1.73$$

$$i_{T5} = 1.73$$

Momento torsor máximo que se genera en el conjunto piñón – corona a quinta velocidad en condiciones estables de explotación.

$$Mt_{\max PC5} = Mt_{\max \text{ motor}} \cdot \eta_{\text{transmisión}} \cdot i_{T5}$$

Donde:

$Mt_{\max PC5}$ - Momento torsor máximo en el conjunto piñón – corona a quinta velocidad.

$$Mt_{\max PC5} = 385.44 \text{ Nm} \cdot 0.85 \cdot 1.73$$

$$Mt_{\max PC5} = 566.79 \text{ Nm}$$

$$Mt_{\max PC5} = 566.79 \cdot 100 / 9.81$$

$$Mt_{\max PC5} = 5777.67 \text{ Kgf} \cdot \text{cm}$$

$$i_{TR} = i_{cvR} \cdot i_{ct2} \cdot i_{pc}$$

Donde:

i_{TR} - Relación de transmisión total en retroceso.

i_{cvR} - Relación de transmisión de la caja de velocidad en retroceso.

i_{ct2} - Relación de transmisión de la caja de transferencia en segunda velocidad por ser esta la que menor relación de transmisión ofrece.

i_{pc} - Relación de transmisión del conjunto piñón – corona.

$$i_{TR} = 7.09 \cdot 1.00 \cdot 1.73$$

$$i_{TR} = 12.27$$

Momento torsor máximo que se genera en el conjunto piñón – corona en retroceso en condiciones estables de explotación.

$$Mt_{\max PCR} = Mt_{\max \text{ motor}} \cdot \eta_{\text{transmisión}} \cdot i_{TR}$$

Donde:

$Mt_{\max PCR}$ - Momento torsor máximo en el conjunto piñón – corona en retroceso velocidad.

$$Mt_{\max PCR} = 385.44 \text{ Nm} \cdot 0.85 \cdot 12.27$$

$$Mt_{\max PCR} = 4019.95 \text{ Nm}$$

$$Mt_{\max \text{ PCR}} = 4\,019.95 \cdot 100 / 9.81$$

$$Mt_{\max \text{ PCR}} = 40\,978.05 \text{Kgf} \cdot \text{cm}$$

Considerando el torque máximo que se genera en el conjunto piñón – corona en cada una de las marchas y de acuerdo con la frecuencia estimada de utilización de cada una de estas se puede elaborar la siguiente historia de cargas.

Tabla 3.2. Historia de Carga.			
Velocidad	Torque máximo en el conjunto piñón – corona (kgf - cm)	Frecuencia (%)	Fracción con relación a la frecuencia (β_i)
primera	42981.86	2	0.02
segunda	23678.43	3	0.03
tercera	13225.19	4	0.04
cuarta	8482.82	10	0.1
quinta	5777.67	80	0.80
retroceso	40978.05	1	0.01

Sobre la base de la hipótesis acumulativa se puede calcular el torque equivalente (Mt_{eq}) por la siguiente expresión.

$$Mt_{\text{eq}} = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^n M_i^m \cdot \beta_i} \quad (3.3)$$

El exponente m para el cálculo del torque equivalente según Dobrolvolski (13) es $m=9$

Donde:

$$Mt_{\text{eq}} = \sqrt[9]{42\,981.86^9 \cdot 0.02 + 23\,678.43^9 \cdot 0.03 + 13\,225.19^9 \cdot 0.04 + 8\,482.82^9 \cdot 0.1 + 5\,777.67^9 \cdot 0.0 + 40\,978.05^9 \cdot 0.01}$$

$$Mt_{\text{eq}} = 28\,738.33 \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

Con este momento torsor equivalente se realizarán las comprobaciones de la fatiga superficial y de la fatiga a flexión para condiciones inestables de explotación.

3.2.2.2. Evaluación de la resistencia a la fatiga superficial.

La condición de resistencia es:

$$\sigma_{\text{sup}} = \frac{1070}{(L - 0.5B)_i} \sqrt{\frac{\sqrt{(i^2 + 1)^3}}{B} \cdot Mt_{\text{eq}} \cdot K_c \cdot K_d} \leq [\sigma]_{\text{sup}} \quad (3.4)$$

$$\sigma_{\text{sup}} = \frac{1070}{(9.88 - 0.5 \cdot 3.4) \cdot 1.73} \sqrt{\frac{\sqrt{(1.73^2 + 1)^3}}{3.4} \cdot 28\,738.33 \cdot 1.26 \cdot 1.1}$$

$$\sigma_{\text{sup}} = 23\,119.30 \text{ kgf/cm}^2$$

Según Dobrovolski (13), cuando es desigual la dureza de la rueda y del piñón, la tensión admisible a la fatiga superficial del par se calcula como:

$$[\sigma]_{\text{sup}} = \sqrt{\frac{[\sigma]_{\text{sup piñon}}^2 + [\sigma]_{\text{sup corona}}^2}{2}} \leq 1.5[\sigma]_{\text{sup corona}} \quad (3.5)$$

Donde $[\sigma]_{\text{sup piñon}}$ y $[\sigma]_{\text{sup corona}}$ son las tensiones por contacto admisibles para los dientes del piñón y de la rueda.

Para el piñón:

$$[\sigma]_{\text{sup piñon}} = \sigma_{\text{sup piñon}} \cdot k_r \cdot k_s \cdot k_a \quad (3.6)$$

k_s - coeficiente de calidad de la superficie.

Según Dobrovolski (13), cuando se realiza un determinado período de asentamiento bajo carga $k_s = 1.125$

k_r - coeficiente de régimen de carga.

Lo que mayor influencia ejerce en la magnitud del esfuerzo es el régimen de carga. Como el régimen que se analiza es un régimen inestable se toma como coeficiente de régimen de carga $k_r = 1.3$.

k_a - coeficiente que tiene en cuenta la viscosidad del aceite.

Según Dobrovolski (13), para cálculos aproximados se toma para la totalidad de los aceites: $k_a = 1$

$$\sigma_{\text{sup piñon}} = CR \cdot HRC \quad (3.7)$$

CR – coeficiente que toma en cuenta la dureza d la superficie.

Para acero aleado, endurecido superficialmente con HRC = 65: CR=280

$$\sigma_{\text{sup piñon}} = 65 \cdot 280 = 18\,200 \text{ kgf/cm}^2$$

$$[\sigma]_{\text{sup piñon}} = 18\,200 \text{ kgf/cm}^2 \cdot 1.125 \cdot 1.3 \cdot 1$$

$$[\sigma]_{\text{sup piñon}} = 26\,617.5 \text{ kgf/cm}^2$$

Para la corona de igual manera:

$$[\sigma]_{\text{sup corona}} = \sigma_{\text{sup corona}} \cdot k_r \cdot k_s \cdot k_a$$

$$\sigma_{\text{sup corona}} = CR \cdot HRC$$

La corona tiene una dureza ligeramente más baja.

$$\sigma_{\text{sup corona}} = 60 \cdot 280 = 16\,800 \text{ kgf/cm}^2$$

$$[\sigma]_{\text{sup corona}} = 16\,800 \text{ kgf/cm}^2 \cdot 1.125 \cdot 1.3 \cdot 1$$

$$[\sigma]_{\text{sup corona}} = 24\,570 \text{ kgf/cm}^2$$

$$[\sigma]_{\text{sup}} = \sqrt{\frac{[\sigma]_{\text{sup piñon}}^2 + [\sigma]_{\text{sup corona}}^2}{2}} \leq 1.5[\sigma]_{\text{sup corona}}$$

$$[\sigma]_{\text{sup}} = \sqrt{\frac{(26\,617.5)^2 + (24\,570)^2}{2}} \leq 1.5 \cdot 24\,570$$

$$[\sigma]_{\text{sup}} = 25\,614.22 \text{ kgf/cm}^2 \leq 36\,855 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{sup}} = 23\,119.30 \text{ kgf/cm}^2 < 25\,614.22 \text{ kgf/cm}^2 = [\sigma]_{\text{sup}}$$

Como se puede apreciar la tensión de trabajo de la transmisión es 1.1 veces menor que la tensión admisible superficial de los materiales en contacto, por lo que se puede concluir que para las condiciones inestables normales de explotación no existe el deterioro por fatiga superficial.

3.2.2.3. Evaluación de la resistencia a la fatiga por flexión.

La condición de resistencia a la fatiga por flexión es:

$$\sigma_{\text{flex}} = C \frac{L \cdot \sqrt{i^2 + 1} \cdot Mt_{\text{eq}} \cdot k_c \cdot k_d}{B \cdot m_n \cdot i \cdot y \cdot (L - 0.5B)^2} \leq [\sigma]_{\text{flex}} \quad (3.8)$$

$$\sigma_{\text{flex}} = 0.57 \frac{9.88 \cdot \sqrt{1.73^2 + 1} \cdot 28\,738.33 \cdot 1.26 \cdot 1.1}{3.4 \cdot 7.38 \cdot 1.73 \cdot 0.35 \cdot (9.88 - 0.5 \cdot 3.4)^2}$$

$$\sigma_{\text{flex}} = 0.57 \frac{786368.16}{1016.61}$$

$$\sigma_{\text{flex}} = 440.91 \text{ kgf/cm}^2$$

$$[\sigma]_{\text{flex}} = \frac{\sigma_{-1} \cdot k_r}{n' \cdot k\sigma} \quad (3.9)$$

n' - coeficiente del margen de seguridad.

Según Dobrovolski (13), $n' = 2$

$$[\sigma]_{\text{flex}} = \frac{3100 \cdot 1.3}{2 \cdot 1.42} = 1\,419 \text{ kgf/cm}^2$$

Como podemos apreciar $\sigma_{\text{flex}} = 440.91 \text{ kgf/cm}^2 < [\sigma]_{\text{flex}} = 1\,419 \text{ kgf/cm}^2$

cumpliéndose la condición de resistencia, por lo que se comprueba que los dientes no fallan por fractura en condiciones inestables normales de explotación.

3.2.3. Evaluación de la posibilidad del deterioro por sobrecarga para el torque máximo del motor.

Este cálculo se realiza puesto que, la destrucción de la superficie de los dientes puede tener lugar a una acción momentánea (incluso de una vez) de la carga, si su magnitud es muy grande.

3.2.3.1. Torque máximo en la corona para el motor YUCHAI.

El motor Yuchai posee un torque máximo mayor por lo que es de esperar mayor probabilidad de falla por sobrecargas.

Relación de transmisión hasta el conjunto piñón – corona.

$$i_{T1} = i_{cv1} \cdot i_{ct1} \cdot i_{pc}$$

Donde:

i_{T1} - Relación de transmisión total en primera marcha.

i_{cv1} - Relación de transmisión de la caja de velocidad en primera marcha.

i_{ct1} - Relación de transmisión de la caja de transferencia en primera velocidad por ser esta la que mayor relación de transmisión ofrece.

i_{pc} - Relación de transmisión del conjunto piñón – corona.

$$i_{T1} = 7.44 \cdot 2.08 \cdot 1.73$$

$$i_{T1} = 26.77$$

Momento torsor máximo que se genera en el conjunto piñón – corona.

$$Mt_{\max PC} = Mt_{\max motor} \cdot \eta_{transmisión} \cdot i_{T1}$$

Donde:

$Mt_{\max PC}$ - Momento torsor máximo en el conjunto piñón – corona.

$Mt_{\max motor}$ - Momento torsor máximo generado por el motor.

$\eta_{transmisión}$ - Eficiencia de la transmisión.

$$Mt_{\max PC} = 385.44 \text{ Nm} \cdot 0.85 \cdot 26.77$$

$$Mt_{\max PC} = 8\,770.49 \text{ Nm}$$

$$Mt_{\max PC} = 8\,770.49 \cdot 100 / 9.81$$

$$Mt_{\max PC} = 89\,403.57 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

3.2.3.2. Evaluación de la posible fractura de la superficie por sobrecargas para el motor YUCHAI.

La condición de resistencia para esta avería es:

$$\sigma_{\text{sup.max}} = \frac{1070}{(L - 0.5B)i} \sqrt{\frac{\sqrt{(i^2 + 1)^3}}{B}} \cdot Mt_{\max PC} \cdot K_c \cdot K_d \leq [\sigma]_{\text{sup.lim}} \quad (3.10)$$

La capacidad superficial límite según Dobrovolski (13) es;

$$[\sigma]_{\text{sup.lim}} = 420 \cdot \text{HRC} \quad (3.11)$$

$$[\sigma]_{\text{sup lim}} = 420 \cdot 60 = 25200 \text{ Kgf/cm}^2$$

La distancia cónica L

$$L = 0.5 \cdot m \cdot (\lambda_0 + 1) \cdot \sqrt{(Z_{\text{piñ}})^2 + (Z_{\text{rued}})^2} \quad (3.12)$$

m- módulo testal.

$Z_{\text{piñ}}$ – Número de dientes del piñón.

Z_{rued} – Número de dientes de la rueda.

λ_0 - Coeficiente de desplazamiento de los ejes; que para corrección cero $\lambda_0 = 0$

$$L = 0.5 \cdot 9 \cdot (1) \cdot \sqrt{(11)^2 + (19)^2}$$

$$L = 98.78 \text{ mm}$$

La relación de engranaje i

$$i = \frac{Z_{\text{rued}}}{Z_{\text{piñ}}} = \frac{19}{11} = 1.73 \quad (3.13)$$

K_C – Coeficiente de concentración de carga.

$\Psi_{\text{piñ}}$ - Anchura relativa del piñón.

$$\Psi_{\text{piñ}} = \frac{B}{d_{\text{piñ}}} \quad (3.14)$$

B – Anchura del diente. B = 34 mm

$$d_{\text{piñ}} = \frac{2 \cdot L}{i \pm 1} = \frac{2 \cdot 98.78}{1.73 + 1} = 72.37 \text{ mm} \quad (3.15)$$

$$\Psi_{\text{piñ}} = \frac{3.4}{72.37} = 0.47$$

Según Dobrovolski (13) para $\Psi_{\text{piñ}} = 0.4$, $k_C = 1.22$ y para $\Psi_{\text{piñ}} = 0.6$, $k_C = 1.32$,

Interpolando obtenemos que para $\Psi_{\text{piñ}} = 0.47$, $k_C = 1.26$

k_d – Coeficiente de la carga dinámica.

$$V = \frac{\pi \cdot d_m \cdot n}{60000} \quad (3.16)$$

d_m – diámetro medio de la rueda cónica.

n – frecuencia de rotación en rpm.

$$d_{\text{med}} = \left(1 - \frac{0.5}{\Psi_{\text{rued}}}\right) \cdot d_d \quad (3.17)$$

d_d – diámetro de los círculos primitivos.

$$d_d = Z \cdot m = 9 \cdot 11 = 99 \text{ mm.}$$

Ψ_{rued} - Grado de llenura.

$$\Psi_{\text{rued}} = \frac{L}{B} = \frac{98.78 \text{ mm}}{34 \text{ mm}} = 2.9 \quad (3.18)$$

$$d_{\text{med}} = \left(1 - \frac{0.5}{2.9}\right) \cdot 99 = 82.17 \text{ mm}$$

$$V = \frac{3.14 \cdot 82.17 \cdot 2051}{60000} = 8.82 \text{ m/s}$$

Para estos valores $k_d = 1.1$

$$\sigma_{\text{sup max}} = \frac{1070}{(9.88 - 0.5 \cdot 3.4) \cdot 1.73} \sqrt{\frac{\sqrt{(1.73^2 + 1)^3}}{3.4} \cdot 89403.57 \cdot 1.26 \cdot 1.1}$$

$$\sigma_{\text{sup max}} = \frac{1070}{14.15} \sqrt{29\,0784.88} = \frac{1070}{14.15} \cdot 539.24$$

$$\sigma_{\text{sup max}} = 40\,776.45 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{sup}} = 40\,776.45 \text{ kgf/cm}^2 > [\sigma]_{\text{sup lim}} = 25\,200 \text{ kgf/cm}^2$$

Como se puede apreciar la tensión superficial para torque máximo de trabajo de la transmisión es 1.6 veces mayor que la tensión admisible superficial límite de los materiales en contacto, por lo que se puede concluir que evidentemente que puede estar presente el deterioro superficial por sobrecargas. Está claro que estas condiciones extremas de trabajo no ocurren con frecuencia pero hay que tener en cuenta que un vehículo de combate debe ser capaz de soportar cualquier contingencia.

3.2.3.3. Evaluación de la posible fractura de los dientes por sobrecargas para el motor YUCHAI.

La condición de resistencia a esta avería es:

$$\sigma_{\text{flex max}} = C \frac{L \cdot \sqrt{i^2 + 1} \cdot Mt_{\text{max PC}} \cdot k_c \cdot k_d}{B \cdot m_n \cdot i \cdot y \cdot (L - 0.5B)^2} \leq [\sigma]_{\text{flex lim}} \quad (3.19)$$

$$[\sigma]_{\text{flex lim}} = \frac{\sigma_u}{n' \cdot k_\sigma} \quad (3.20)$$

$$\sigma_u = 7\,200 \text{ kgf/cm}^2$$

n' - coeficiente del margen de seguridad.

$$n' = 3$$

k_σ - factor de concentración de tensiones en el pie del diente de las ruedas.

$$k_\sigma = 1.497 + 0.126\xi - 0.00393Z_{\text{eq}} \quad (3.21)$$

ξ - Factor de corrección, que en este caso tomaremos cero.

Z_{eq} - Número de dientes equivalentes.

$$Z_{\text{eq}} = \frac{Z}{\cos^3 \beta_d} \quad (3.22)$$

β_d - ángulo de inclinación de los dientes.

$$\text{tg} \beta_d \geq \frac{\pi \cdot m}{B} \left(1 - \frac{1}{\Psi_{\text{rued}}} \right) \quad (3.23)$$

$$\text{tg} \beta_d \geq \frac{3.14 \cdot 9}{34} \left(1 - \frac{1}{2.9} \right)$$

$$\text{tg} \beta_d \geq 0.55$$

$$\beta_d \geq 28.81^\circ$$

De la medición resultó que $\beta_d = 35^\circ$

$$Z_{\text{eq}} = \frac{Z}{\cos^3 \beta_d} = \frac{11}{\cos^3 35} = 20$$

$$k_\sigma = 1.497 - 0.00393 \cdot 20 = 1.42$$

$$[\sigma]_{\text{flex lim}} = \frac{\sigma_u}{n' \cdot k_\sigma} = \frac{7200}{3 \cdot 1.42} = 1690 \text{ kgf/cm}^2$$

C - coeficiente que depende del ángulo de inclinación de los dientes.

Según Dobrovolski (13); para $\beta_d = 8^\circ$, $C = 0.75$ y para $\beta_d = 45^\circ$, $C = 0.5$, Interpolando obtenemos que para $\beta_d = 35^\circ$, $C = 0.57$

y – factor de forma.

$$y = 0.35$$

$$m = \frac{m_n}{\cos \beta_d} \tag{3.24}$$

$$m_n = m \cdot \cos \beta_d$$

$$m_n = 9 \cdot \cos 35 = 9 \cdot 0.82 = 7.38$$

$$\sigma_{\text{flex max}} = 0.57 \frac{9.88 \cdot \sqrt{1.73^2 + 1} \cdot 89403.57 \cdot 1.26 \cdot 1.1}{3.4 \cdot 7.38 \cdot 1.73 \cdot 0.35 \cdot (9.88 - 0.5 \cdot 3.4)^2}$$

$$\sigma_{\text{flex max}} = 0.57 \cdot \frac{2446353.72}{1016.61} = 1371.64 \text{ kgf/cm}^2$$

Como podemos apreciar $\sigma_{\text{flex max}} = 1371.64 \text{ kgf/cm}^2 < [\sigma]_{\text{flex lim}} = 1690 \text{ kgf/cm}^2$

Cumpléndose la condición de resistencia por lo que se comprueba que los dientes no fallan por fractura en el pie del diente. Esto se comprueba observando detenidamente la foto correspondiente a la fractura de los dientes (Fig. 1 Introducción), los dientes aparecen fracturados pero no precisamente por los pies, sino que, producto de la deficiente capacidad de soportar sobrecargas de las superficies aparecen grietas a la altura del polo que se van desarrollando por fisuración progresiva hacia la cabeza, provocándose la fractura de parte del diente. Una vez que esto ha ocurrido en un diente el efecto se multiplica por la acción dinámica de las cargas extendiéndose al resto; o sea, que es de esperar que la situación de los diferenciales se empeore como así ha ocurrido hasta la fecha con los nuevos motores. Se verá a continuación cuál era la situación desde este punto de vista con el motor ZIL.

3.2.3.4. Torque máximo en la corona para el motor ZIL.

Momento tursor máximo que se genera en el conjunto piñón – corona con el motor ZIL. Este motor posee menos torque.

$$Mt_{\text{max PC}} = Mt_{\text{max motor}} \cdot \eta_{\text{transmisión}} \cdot i_{T1}$$

Donde:

$Mt_{\max PC}$ - Momento torsor máximo en el conjunto piñón – corona.

$Mt_{\max motor}$ - Momento torsor máximo generado por el motor.

$\eta_{transmisión}$ - Eficiencia de la transmisión.

$$Mt_{\max PC} = 377.86 \text{ Nm} \cdot 0.85 \cdot 26.77$$

$$Mt_{\max PC} = 8\,598.02 \text{ Nm}$$

$$Mt_{\max PC} = 8\,598.02 \cdot 100 / 9.81$$

$$Mt_{\max PC} = 87\,645.46 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

3.2.3.5. Evaluación de la posible fractura de la superficie por sobrecargas para el motor ZIL.

La metodología de cálculo es la misma.

$$\sigma_{\text{sup max}} = \frac{1070}{(L - 0.5B)i} \sqrt{\frac{\sqrt{(i^2 + 1)^3}}{B}} \cdot Mt_{\max PC} \cdot K_c \cdot K_d \leq [\sigma]_{\text{sup lim}}$$

$$\sigma_{\text{sup max}} = \frac{1070}{(9.88 - 0.5 \cdot 3.4) \cdot 1.73} \sqrt{\frac{\sqrt{(1.73^2 + 1)^3}}{3.4}} \cdot 87\,645.46 \cdot 1.26 \cdot 1.1$$

$$\sigma_{\text{sup}} = 40\,375.03 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{\text{sup}} = 40\,375.03 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} > [\sigma]_{\text{sup lim}} = 25\,200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Como se puede apreciar la tensión de trabajo de la transmisión también es con este motor 1,6 veces mayor que la tensión admisible superficial de los materiales en contacto, por lo que se puede concluir que evidentemente la transmisión original no estaba diseñada tampoco para evitar el deterioro superficial para estas condiciones de trabajo.

3.2.3.6. Evaluación de la posible fractura de los dientes por sobrecargas para el motor ZIL.

La metodología de cálculo es la misma.

$$\sigma_{\text{flex max}} = C \frac{L \cdot \sqrt{i^2 + 1} \cdot Mt_{\text{max PC}} \cdot k_c \cdot k_d}{B \cdot m_n \cdot i \cdot y \cdot (L - 0.5B)^2} \leq [\sigma]_{\text{flex lim}}$$

$$\sigma_{\text{flex max}} = 0.57 \frac{9.88 \cdot \sqrt{1.73^2 + 1} \cdot 87\,645.46 \cdot 1.26 \cdot 1.1}{3.4 \cdot 7.38 \cdot 1.73 \cdot 0.35 \cdot (9.88 - 0.5 \cdot 3.4)^2}$$

$$\sigma_{\text{flex max}} = 1\,344.67 \text{ kgf/cm}^2$$

Como podemos apreciar $\sigma_{\text{flex}} = 1\,344.67 \text{ kgf/cm}^2 < [\sigma]_{\text{flex lim}} = 1\,690 \text{ kgf/cm}^2$.

Cumpléndose la condición de resistencia por lo que se comprueba que los dientes no fallan exactamente por fractura de los pies, algo similar a lo que está ocurriendo ahora con el diferencial debía haber ocurrido con el motor ZIL, simplemente ahora se agrava pues el motor posee mayor torque.

3.3. Conclusiones del Capítulo.

1. La comprobación de la resistencia a la fatiga superficial de los dientes del diferencial confirma que bajo un régimen inestable de operación típico de un vehículo no debe ocurrir la misma y si ocurriera esta sería limitada y nunca destructiva.
2. Algo similar ocurre con la resistencia a la fatiga de los pies de los dientes. La resistencia desde este punto de vista está garantizada.
3. Desde el punto de vista de las sobrecargas se confirma que la capacidad superficial de soportar sobrecargas de los dientes de las ruedas del diferencial está muy limitada tanto para el motor ZIL como para el motor YUCHAI.
4. La capacidad de los dientes de soportar sobrecargas a flexión es adecuada, lo que permite afirmar que las averías surgen no por fractura de los pies sino por agrietamiento de las superficies, grietas que van creciendo posteriormente mediante crecimiento subcrítico alcanzando su condición crítica cuando se extienden hacia la cabeza, desprendiéndose un pedazo del diente. Este fenómeno se va extendiendo entonces a todos los dientes.

Conclusiones

Conclusiones Generales

De los resultados obtenidos en el trabajo se pueden formular las conclusiones generales siguientes:

4. Se elaboró una Metodología para Evaluar el comportamiento dinámico y el consumo de combustible de vehículos remotorizados, la cual se aplicó en el trabajo a la evaluación de la remotorización del Camión ZIL 131 con su motor original de gasolina por el motor diesel chino YUCHAI. La metodología elaborada es generalizable para evaluar sustituciones similares en otros vehículos.
5. La sustitución de motores de carburación por motores diesel en un vehículo provoca afectaciones en las cualidades dinámicas del mismo como son: pendiente máxima, capacidad de aceleración máxima, reserva de fuerza tractiva máxima, velocidad máxima y otras; pudiendo ser aconsejable en algunos casos el cambio de la caja de velocidades u otro órgano de la transmisión para obtener mejores cualidades, cuyas consecuencias fueron analizadas en el presente trabajo al aplicar la Metodología de Gestión de Vida.
6. En general el consumo de combustible en el caso del motor diesel YUCHAI es menor que con el motor de carburación ZIL, lográndose ventajas notables no solo por el consumo sino también por la disponibilidad del diesel, lo que implica efectos económicos apreciables.
7. La comprobación de la resistencia a la fatiga superficial y a la fatiga por flexión de los dientes del diferencial confirma que bajo un régimen inestable de operación típico de un vehículo no debe ocurrir la misma y si ocurriera la picadura sería limitada y nunca destructiva.
8. La tensión superficial para torque máximo de trabajo de la transmisión es 1.6 veces mayor que la tensión admisible superficial límite de los materiales en contacto, por lo que se puede concluir que evidentemente puede estar presente el deterioro superficial por sobrecargas. Está claro que estas condiciones extremas de trabajo no ocurren con frecuencia pero hay que tener en cuenta que un vehículo de combate debe ser capaz de soportar cualquier contingencia.

9. Se comprueba en el trabajo que los dientes no fallan por fractura por sobrecargas en los pies del diente. Esto se confirma observando detenidamente la forma de fractura real de los dientes. Los dientes se fracturan pero no precisamente por los pies, sino que, producto de la deficiente capacidad de soportar sobrecargas de las superficies aparecen grietas a la altura del polo que se van desarrollando por fisuración progresiva hacia la cabeza provocándose la fractura de parte del diente. Una vez que esto ha ocurrido en un diente el efecto se multiplica por la acción dinámica de las cargas extendiéndose al resto. O sea, que es de esperar que la situación de los diferenciales se empeore como así ha ocurrido hasta la fecha con los nuevos motores.
10. La situación del diferencial con el motor ZIL era la misma. La capacidad de soportar sobrecargas superficiales de los dientes del diferencial era limitada aun con el motor ZIL, o sea que esta avería o similar, tenía que haber ocurrido con anterioridad a la remotorización, lo que se sucede es que después de la remotorización la situación se agrava pues el motor YUCHAI entrega un torque mayor, además los elementos de transmisión con el motor Yuchai van a estar sobrecargados en un 2,1% con relación al antiguo motor producto que el motor Yuchai a frecuencias de rotación del cigüeñal menores que el motor Zil genera un mayor torque y más uniforme.

Recomendaciones

Recomendaciones

- Se recomienda evaluar la posibilidad real de sustituir el diferencial por uno de mayor capacidad o limitar la capacidad de reducción de la caja de reenvío.
- Se recomienda en mejor caso sustituir junto con el cambio de motor, la caja de velocidad por otra que en primera marcha entregue menor reducción que su caja original.
- De lo contrario se hace necesario establecer normativas de explotación que permitan a los choferes tomar medidas extremas en caso de tener necesidad de utilizar el sistema de transmisión con máxima reducción.

Referencias Bibliográficas

Referencias Bibliográficas

1. Rafael Goitzolo Espinosa. Gestión de Vida: Aportes Teóricos y Prácticos en su Aplicación al Análisis y Solución de Averías en Sistemas Mecánicos: Estudio de Casos. Informe Investigación Premio Nacional de la Academia de Ciencias de Cuba del 2008 y Premio Especial del Ministro del CITMA, Marzo del 2009.
2. Manuel Arias Paz. Manual de automóviles. 46th ed. Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación; 1977.
3. AUTOEXPORT. Auto – camión Zil – 131 y sus modificaciones. Ciudad de la Habana: Instituto cubano del libro. Editorial Orbe; 1975.
4. Manuel Arias Paz. Manual de automóviles. 55th ed. Madrid: Dossat; 2004.
5. AUTOEXPORT. Manual para la Reparación y Entretenimiento Técnico de los Camiones ZIL – 130, ZIL – 131, IAZ-53 A.
6. Manuel Arias Paz. Manual de automóviles. 42nd ed. Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación; 1977.
7. Rigoberto Aragón Marrero. Metodología de evaluación técnica de oferta de automóviles de carga. 1988;
8. A.S. Litvinov, G.A.E. Farovin. Teoría de Cualidades Explotativas. Moscú: Construcción de Maquinaria; 1989.
9. Vicente Rivero Hernández. Teoría y Construcción de Automóviles. Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación; 1981.
10. C. Szczepanik, R. Aragón, J. Basté. Teoría del Automóvil. Problemas. Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación; 1981.
11. C. Szczepanik, R. Aragón, J. Basté. Teoría del Automóvil. Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación; 1981.
12. Alain Fuentes. Evaluación de variantes de ahorro de combustible del motor ZIL-130 en banco de ensayo de motores. 1995; 30.
13. V Dobrovolsky. Elementos de Máquinas. Moscú: MIR; 1980.

Bibliografia

Bibliografía

1. A. L. Casillas. Máquinas cálculos de taller. España:
2. A.S. Litvinov, G.A.E. Farovin. Teoría de Cualidades Explotativas. Moscú: Construcción de Maquinaria; 1989.
3. Alain Fuentes. Evaluación de variantes de ahorro de combustible del motor ZIL-130 en banco de ensayo de motores. 1995 ;30.
4. AUTOEXPORT. Auto – camión Zil – 131 y sus modificaciones. Ciudad de la Habana: Instituto cubano del libro.Editorial Orbe; 1975.
5. AUTOEXPORT. Manual para la Reparación y Entrenamiento Técnico de los Camiones ZIL – 130, ZIL – 131, IAZ-53 A.
6. C. Szczepanik, R. Aragón, J. Basté. Teoría del Automóvil. Problemas. Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación; 1981.
7. C. Szczepanik, R. Aragón, J. Basté. Teoría del Automóvil. Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación; 1981.
8. Compañía Maquinaria de YUCHAI Guangxi Ltda (last). Manual de Operación y Mantenimiento del Motor Diesel. 2004 ;
9. E. Frago Bordón. Rediseño del winche del Taller E.N.A. 2004 ;60.
10. F. Benítez. Construcción y cálculo del automóvil. 1st ed. Ciudad de la Habana: Centro de Información Científico Técnica. Facultad de Tecnología. CUJAE;
11. Higinio Luna Lauzurique. Explotación Técnica de Automóviles. La Habana: ENSPES; 1982.
12. José Ramón Fuentes Vega, Juann B. Cogollo Martínez, Ramón Pérez Gálvez . Eficiencia Energética en el Transporte Automotor. Universidad de Cienfuegos: 2007.
13. M.S. Jójvaj, G.S. Máslov. Motores de Automóviles. Moscú: MIR;
14. Manuel Arias Paz. Manual de automóviles. 46th ed. Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación; 1977.
15. Manuel Arias Paz. Manual de automóviles. 42nd ed. Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación; 1977.
16. Manuel Arias Paz. Manual de automóviles. 55th ed. Madrid: Dossat; 2004.
17. Rafael Goitzolo Espinosa. Gestión de Vida: Experiencias en su Aplicación en la Remotorización de Vehículos de Gasolina con Motores Diesel para su utilización en

- el Parque del MINFAR. Trabajo Relevante en el III Taller Patriótico – Militar e Internacionalista de la Universidad de Cienfuegos y Premio Relevante en III Taller Patriótico – Militar e Internacionalista de la Región Central del País. 2009 ;
18. Rafael Goitizolo Espinosa. Gestión de Vida: Aportes Teóricos y Prácticos en su Aplicación al Análisis y Solución de Averías en Sistemas Mecánicos: Estudio de Casos. Informe Investigación Premio Nacional de la Academia de Ciencias de Cuba del 2008 y Premio Especial del Ministro del CITMA, Marzo del 2009.
 19. Ramón Pérez Gálvez. Modelación de ciclos de viaje e indicadores dinámicos y de consumo para vehículos pesados. 2007 ;109.
 20. Rigoberto Aragón Marrero. Metodología de evaluación técnica de oferta de automóviles de carga. 1988 ;
 21. V Dobrovolsky. Elementos de Máquinas. Moscú: MIR; 1980.
 22. V. A. Garinov. Teoría y Construcción del Automóvil. Moscú: Construcción de Maquinaria; 1985.
 23. Vicente Rivero Hernández. Teoría y Construcción de Automóviles. Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación; 1981.