

**ANALISIS CAUSA RAIZ DE LAS FALLAS EN UNA CAJA DE VELOCIDADES
DE AUTOMOVIL MARCA HYUNDAI ATOS**



AUTORES:

ALVARO ACOSTA

FABIAN GAVIRIA

MIGUEL SALAZAR

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL CARIBE
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
LINEA DE PROFUNDIZACION EN GESTION DE MANTENIMIENTO
BARRANQUILLA, COLOMBIA**

2014

**ANALISIS CAUSA RAIZ DE LAS FALLAS EN UNA CAJA DE VELOCIDADES
DE AUTOMOVIL MARCA HYUNDAI ATOS**



AUTORES:

**ALVARO ACOSTA
FABIAN GAVIRIA
MIGUEL SALAZAR**

**Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de
ingeniero mecánico**

**DIRECTOR DEL PROYECTO:
ING. ANTONIO SALTARIN JIMENEZ**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL CARIBE
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
LINEA DE PROFUNDIZACION EN GESTION DE MANTENIMIENTO
BARRANQUILLA, COLOMBIA**

2014

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION	
1. GENERALIDADES DE PROYECTO.....	1
1.1 Panteamiento del Problema.	1
1.2 Formulación del Problema.	2
1.3 JUSTIFICACIÓN	3
1.4 OBJETIVOS.....	4
1.4.1. Objetivo General.....	4
1.4.2. Objetivos Específicos	4
1.5 METODOLOGÍA	5
1.5.1. Tipo de Estudio.....	5
1.5.2. Método de la Investigación.	7
2. MARCO DE REFERENCIA	8
2.1. ANTECEDENTES – ESTADO DEL ARTE	8
2.2. MARCO TEÓRICO	9
2.3. MARCO CONCEPTUAL.....	24
3. DESARROLLO DEL PROYECTO	27
3.1 DETERMINACION DE CONDICIONES OPERATIVAS DE MANTENIMIENTO.....	27
3.2. EVALUACION DEL DISEÑO	33
3.3. EVALUACION CAUSA RAIZ.	48
3.3.1. Tabla Caza Fallas para la Caja de Velocidades en Análisis.....	54
4. CONCLUSIONES	
5. RECOMENDACIONES	
BIBLIOGRAFÍA	
7. ANEXOS	
ENCUESTAS	

LISTA DE TABLAS

Pág.

Tabla 1. Especificaciones técnicas de la caja de velocidades del Atos.	29
Tabla 2. Resultados de la dureza promedio..	1
Tabla 3. Factores k_m de distribución de carga.....	34
Tabla 4. Aplicación de factores k_a	35
Tabla 5. Coeficiente elástico de la AGMA en unidades $[\text{psi}]^{0.5}$	35
Tabla 12. Resistencia a la tracción y Dureza Brinell HB	38

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Esquema de curva par-velocidad de un motor de combustión.....	11
Figura 2. Componentes de cajas de velocidades	15
Figura 3. Picadura: a.) Inicial, b.) progresiva	18
Figura 4. Falla por rotura de un diente de engrane.....	19
Figura 5. Taller de Mecánica Automotriz donde vamos analizar las fallas de la caja de velocidades Hyundai Atos.	21
Figura 6. Cajas de Velocidades Hyundai Atos	22
Figura 7. Diagrama espina de pescado para el estudio del proyecto.	23
Figura 8. Esquema de fallas de la caja de velocidades.	27
Figura 9. Potencial de falla del rodamiento vs Tiempo de falla del rodamiento.....	31
Figura 10. A.) Horquilla normal B.)Horquilla desgastada.	31
Figura 11. Dureza Brinell HB.....	37
Figura 13. Numeros de ciclo N de carga.....	39
Figura 14. Factor de vida resistencia a la flexión.....	42
Figura 15. Evaluación causa raíz espina de pescado	44
Figura 16. Diagrama de causa raíz para el fallo de horquillas y piñones del diferencial.....	44

INTRODUCCION

El automóvil ha sido uno de los inventos del hombre, que más se ha generalizado. El mismo tiene impacto positivo y negativo para el desarrollo de la sociedad, por un lado, permite la libre movilización de personas y mercancías a diversos lugares, con velocidades cada vez en aumento, dada las mejoras en autopistas en las ciudades y sus interconexiones. Por otro lado, aumenta el número e intensidad de accidentes y el consumo de materia prima para su construcción, así como contribuye al impacto ambiental, por ser productos generadores de Dióxido de carbono, óxidos nitrosos, y gases de efecto lluvia acida.

Los taxis en las ciudades, son medios de movilización relativamente baratos, que prestan un servicio público de amplio espectro social, además son fuente de empleo para los conductores de los mismos. El servicio y su función de ingresos, se cumplen solo cuando están disponibles técnica y legalmente, por ello es necesaria la realización de acciones de mantenimiento, normalmente en modalidad correctiva y preventiva, aunque en algunas marcas esporádicamente surgen fallas de tipo repetitivo que requieren acciones de análisis de causa raíz o acciones modificativas para resolverse.

En este proyecto de investigación que tiene como título "Determinar y analizar las causas de las fallas en una caja de velocidades de un automóvil Hyundai Atos" se presenta en la caja de velocidades, un tipo de falla, que podría decirse es de tipo repetitivo. En este trabajo se habla de posibles soluciones o mejoras que se podrán realizar en la caja de velocidades para aumentar la disponibilidad de este tipo de automóviles. Se busca la manera de corregir los errores que se presentan, especificarlos y hablar a la vez de como corregirlos y crear una guía base de los pasos que se deberán tener en cuenta al momento de actuar y que mantenimientos y cuidados se deberán tener antes de y después de realizar una reparación.

1. GENERALIDADES DE PROYECTO

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

Los taxis marca Hyundai Atos modelos 2004 hasta 2010, presentan una merma en la disponibilidad debido a daños repetidos en la caja de velocidades, específicamente si son comparados con vehículos de otras marcas. Los problemas de daños en las cajas de velocidades se presentan a un promedio de 70.000 kilómetros, donde según comentarios de mecánicos de talleres reconocidos de la ciudad, las cajas manuales en promedio duran 180.000 kilómetros antes de presentar problemas, por lo que puede decirse que las fallas en el Atos son prematuras. Según una observación realizada a una caja manual de uno de estos vehículos en reparación, en la misma se presenta desgaste en piezas como las horquillas de los cambios, que se fabrican en bronce y aluminio, estando una de ellas rota. También hay señales de desgaste, debido al juego observado en ciertos rodamientos de la caja y en el varillaje de los cambios. El desgaste de las horquillas, parece ser por el momento prematuro, sin causa identificada, especialmente si se compara con cajas de otras marcas, éstas se desgastan y generan un desplazamiento no esperado de la barra de cambios, lo que hace que al estar desplazada y al tratar de realizar los cambios de velocidades, las mismas se fuercen más allá de lo que el diseño pueda permitir, cuando el conductor intenta cambiar de primera a segunda velocidad, o de tercera a cuarta, generando al parecer esfuerzos adicionales a los normales de trabajo, derivando en rotura de las horquillas en un determinado lapso de tiempo. Algunos especialistas consultados, dicen que el problema es de diseño de la caja y que el ambiente de trabajo en el que se desempeñe el automóvil influye mucho con las fallas.

1.1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.

De acuerdo a los párrafos anteriores, el grupo investigativo se formuló las siguientes preguntas problemas:

1. ¿Cómo determinar las probables causas de falla de una caja de velocidades del Hyundai Atos?
2. ¿Por qué fallan las cajas de velocidades antes del tiempo estipulado por el distribuidor?
3. ¿Cómo reconocer estas fallas a tiempo para que sus daños no sean mayores?
4. ¿Qué soluciones pueden proponerse para corregir las fallas?

1.2. JUSTIFICACIÓN.

Con la realización de este proyecto se pretende alcanzar los siguientes beneficios:

A nivel empresarial, se tiene que la solución de la problemática mejorará la disponibilidad operativa de los vehículos intervenidos, con lo que se mejora la competitividad de la empresa o taxi y la calidad del precio prestado. No ocurrirán las actuales varadas, que dejan a los pasajeros a mitad de camino y que además podrían llegar tarde o faltar a reuniones y otros eventos importantes.

A nivel del taller de servicio de reparaciones de cajas manuales y automáticas. La solución busca mejorar la calidad en la prestación del servicio de reparación de cajas en un taller local a un buen precio, con rapidez y seguridad, además de lograr ampliar los conocimientos que hay sobre las cajas de velocidades de los automóviles Hyundai Atos. Finalmente no se busca crear algo nuevo sino corregir los errores que se presentan en la caja de velocidades y con esto alargar la vida útil de la misma.

A nivel universidad autónoma del caribe, se tendrá un material de la aplicación del importante área del análisis de fallas, que favorece la formación de los estudiantes del programa y además es un documento de aporte a las líneas de investigación del programa, específicamente la de materiales y procesos.

A nivel ambiental, se favorece, dado que en cada reparación deben usarse materiales como lubricantes y limpiadores, que se disminuirían y con ello el impacto que los mismos generan, además de alargar la vida útil y la fuente de empleo que los taxis representan. Al mejorar las fallas de las cajas de velocidades se obtienen dos grandes beneficios, aumentos de ganancia y la competitividad, puesto que los costos serán mínimos y el desempeño será superior.

1.3. OBJETIVOS.

1.3.1. Objetivo General.

Desarrollar un análisis para determinar la causa raíz de fallas de las cajas de velocidades del automóvil Hyundai Atos para mejorar la disponibilidad y confiabilidad.

1.3.2. Objetivos Específicos.

- ✓ Determinar las condiciones operativas y de mantenimiento para evaluar su impacto en la vida útil de la caja de cambios.
- ✓ Evaluar el diseño de las piezas falladas para determinar los factores de seguridad según los modos de falla observadas.
- ✓ Aplicar metodología de análisis causa raíz para evaluar la falla en estudio e Identificar la causa raíz de la falla para proponer solución a la misma.

1.4. METODOLOGÍA.

1.4.1. Tipo de Estudio.

Esta investigación es de tipo descriptiva-analítica, dado que este proyecto se basa en datos adquiridos de forma empírica acerca de las fallas en la vida útil de las cajas mecánicas. Con La ayuda de la experiencia de especialistas en diagnóstico y reparación de cajas mecánicas y el análisis de manuales de servicio de fabricante para la caja de velocidades mecánica en análisis, se investiga su comportamiento dentro del sistema instalado, observando que garantiza su funcionamiento bajo condiciones específicas, siendo estas últimas determinantes para el desarrollo del proceso, dado que es tomada como la referencia para el análisis.

Como primera medida para obtener paso a paso los objetivos se va a determinar la causa raíz del problema de la caja de cambios del Hyundai Atos, se debe investigar cuales son las especificaciones técnicas del carro, dadas por el fabricante y que garantías ofrece para que su vida útil sea mayor a las que se están presentando en la actualidad, como lo son:

- ✓ El lubricante tiene que ser cambiado en un tiempo prudente.
- ✓ El aceite que se está usando sea el de mejor calidad.

Teniendo en cuenta todo esto se observa el otro factor, que es el medio donde se encuentra trabajando el vehículo y qué tipo de conductor esté operando y si este tiene la experiencia apropiada.

Ya teniendo las especificaciones se pasa a otro plano donde se va a evaluar cuáles son las piezas que sufren desgaste y partiduras para hacer ensayos en el laboratorio de dureza, para determinar si su diseño o el material es el más adecuado para estas cajas, ya que se hará una comparación con otras cajas que

sufren menos deterioro y no presentan los daños de la caja del automóvil Hyundai Atos, los más frecuentes son:

- ✓ Desgastes en las horquillas.
- ✓ Partidura de la varilla de la horquilla de 3^{era} y 4^{ta}.
- ✓ Rodamientos destrozados.
- ✓ Corona y raipin dañadas.
- ✓ Bronces o aros sincronizadores desgastados y entres otras piezas que se dañan.

Luego de haber obtenido los resultados de los análisis se determina cuáles son las causas principales de las fallas en la caja de cambio del Hyundai Atos, con la ayuda de las investigaciones en áreas como son: diseño, fabricación, operación y mantenimiento. Se tendrá en cuenta varias soluciones para cada caso que se pueda dar:

1. Informar al fabricante que su diseño y fabricación no son de gran confiabilidad para que ellos determinen si pueden corregirlo o como empresa les dé más rentabilidad para vender más repuestos de sustitución.
2. Si el problema es operacional porque los operarios son arbitrarios y no son muy buenos conductores, se podrá informar o sugerir a los dueños de los vehículos (Hyundai Atos) para que contraten un operario que se encuentre capacitado para la labor determinada.
3. Recomendar hacer el cambio de aceite de la caja de cambio en un tiempo prudente y que este sea de una buena calidad para que su funcionamiento y lubricación sea la mejor.

1.4.2. Método de la Investigación.

El método utilizado para esta investigación será el método deductivo, debido a que se partirá de resultados generales para llegar a resultados particulares, se van a utilizar leyes universales y así llegar a la particularidad por medio de instrumentos científicos y mecánicos. De igual forma se usara la deducción lógica, al partir siempre de postulados de las etapas anteriores.

2. MARCO DE REFERENCIA.

2.1. ANTECEDENTES – ESTADO DEL ARTE.

Algunos de los hechos destacados sobre esta investigación anteriormente fue dado por dos inventores franceses Louis-René Panhard y Emile Levassor estos se acreditan el desarrollo de la transmisión manual, Demostraron su transmisión de tres velocidades en el año 1894 y el diseño básico sigue siendo el punto de partida para la mayoría de las transmisiones manuales contemporáneos. Luego de esto hubo un diseño mejorado por Panhard Levassor el cual utilizaba una unidad de la cadena en su transmisión original. En 1898 el fabricante de automóviles Renault. Louis, utilizaron un diseño básico, pero sustituyeron el eje impulsor de la cadena de transmisión y añadió un eje diferencial para las ruedas traseras con lo que se mejora, el rendimiento de la transmisión manual. Posteriormente a principios del siglo 20 la mayoría de los coches fabricados en los Estados Unidos ofreció una transmisión manual sincronizada, La innovación principal siguiente ocurrió en 1928 cuando se presentó el Cadillac transmisión manual sincronizada, lo que redujo significativamente el problema de choques durante los cambios y el manejo resulto más suave y más fácil. ¹

Realmente no existe investigación alguna sobre fallas en la caja de velocidades del automóvil Hyundai Atos, por lo tanto este proyecto será de gran aporte para la Universidad Autónoma del Caribe para destacar su alto rango de calidad y excelencia a nivel educativo.

¹ <http://transmisionmanualcbtis160.blogspot.com/>

2.2. MARCO TEÓRICO

Se va a definir el concepto de caja de velocidades, en que se fundamentan, su clasificación, los tipos de cajas y se va a describir las partes internas de una caja de velocidades.

La caja de velocidades es el elemento encargado de obtener en las ruedas el par motor suficiente para poner en movimiento el vehículo, y una vez en marcha obtener un par suficiente en ellas para vencer las resistencias al avance, fundamentalmente las causadas por el aire del rozamiento por rodadura y por la pendiente.²

Con esto se quiere decir que las cajas de cambio son un sistema que transforma la velocidad producida en la mecánica para adaptarlo a la velocidad que queremos que tengan las ruedas. De esta manera, en un mismo vehículo podemos circular a diferentes velocidades aunque el motor funcione al mismo régimen de giro. Esto es posible gracias a que la caja de cambios se intercala entre el motor y las ruedas.

Se fundamentan en que el motor de combustión interna alternativo, al revés de lo que ocurre con la máquina de vapor o el motor eléctrico, necesita un régimen de giro suficiente (entre un 30% y un 40% de las rpm máximas) para proporcionar la capacidad de iniciar el movimiento del vehículo y mantenerlo luego. Aun así, hay que reducir las revoluciones del motor en una medida suficiente para tener el par suficiente; es decir si el par requerido en las ruedas es 10 veces el que proporciona el motor, hay que reducir 10 veces el régimen.

Esto se logra mediante las diferentes relaciones de desmultiplicación obtenidas en el cambio, más la del grupo de salida en el diferencial. El sistema de transmisión proporciona las diferentes relaciones de engranes o engranajes, de

² http://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios

tal forma que la misma velocidad de giro del cigüeñal puede convertirse en distintas velocidades de giro en las ruedas.

El resultado en la rueda de tracción es la disminución de velocidad de giro con respecto al motor, y el aumento en la misma medida del par motor, esto se entenderá mejor con la expresión de la potencia P en un eje motriz:

$$P = M \times \omega \quad \text{ECUACION 1}$$

Dónde:

P Es la potencia (en W)

M Es el par motor (en N·m)

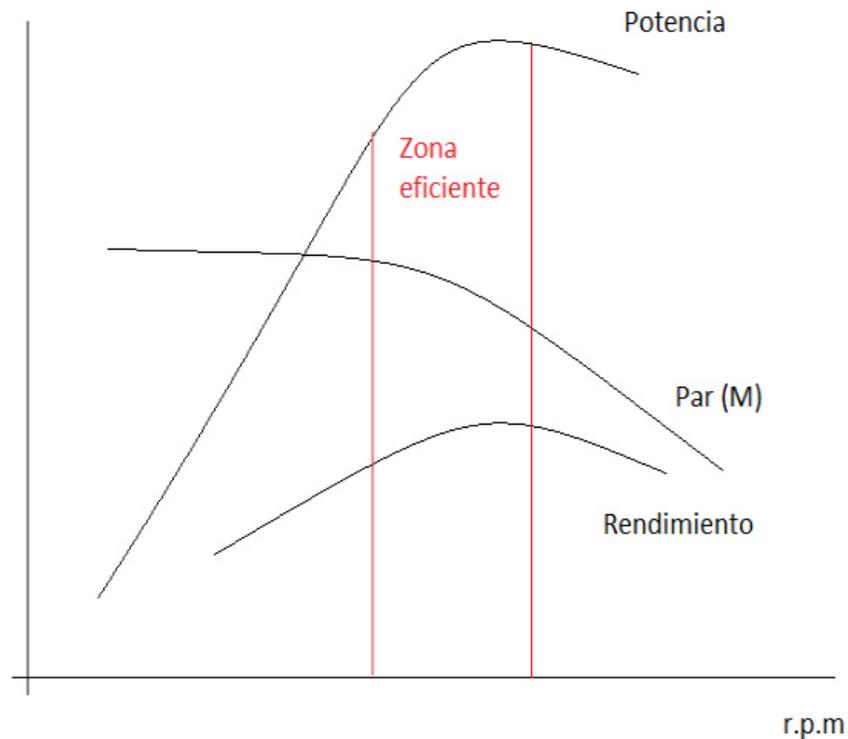
ω Es la velocidad angular (en rad/s)

En función de esto, si la velocidad de giro (velocidad angular) transmitida a las ruedas es menor, el par motor aumenta, suponiendo que el motor entrega una potencia constante. Como lo es mostrado en la (figura 1).

La caja de cambios tiene pues la misión de reducir el número de revoluciones del motor, según el par necesario en cada instante. Además de invertir el sentido de giro en las ruedas, cuando las necesidades de la marcha así lo requieren. Va acoplada al volante de inercia del motor, del cual recibe movimiento a través del embrague, en transmisiones manuales; o a través del convertidor de par, en transmisiones automáticas. Acoplado a ella va el resto del sistema de transmisión.

Existen diversas maneras de clasificar las cajas de velocidades. Hasta el momento en que no se habían desarrollado sistemas de control electrónico la distinción era mucho más sencilla e intuitiva ya que describía su construcción y funcionamiento.

Figura 1. Esquema de curva par-velocidad de un motor de combustión.



Disponible en:

http://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios#mediaviewer/Archivo:Potencia.png

En tanto que se han desarrollado sistemas de control electrónico para cajas se da la paradoja que existen cajas manuales con posibilidad de accionamiento automatizado y cajas automáticas con posibilidad de intervención manual. Se clasifican en Manuales, mecánicas o sincrónicas.

Tradicionalmente se denominan cajas mecánicas a aquellas que se componen de elementos estructurales y funcionales, rodamientos, etc. de tipo mecánico. En este tipo de cajas de cambio, la selección de las diferentes velocidades se realiza mediante mando mecánico, aunque éste puede estar automatizado.

Los elementos sometidos a rozamiento ejes, engranajes, sincronizadores, o selectores están lubricados mediante baño de aceite (específico para engranajes) en el cárter aislados del exterior mediante juntas que garantizan la estanqueidad.

Los acoplamientos en el interior se realizan mediante mecanismos compuestos de balancines y ejes guiados por cojinetes. El accionamiento de los mecanismos internos desde el exterior de la caja y que debería accionar un eventual conductor se realizan mediante cables flexibles no alargables o varillas rígidas.

Las distintas velocidades de que consta la caja están sincronizadas. Esto quiere decir que disponen de mecanismos de sincronización que permiten igualar las velocidades de los distintos ejes de que consta la caja durante el cambio de una a otra. La conexión cinemática entre el motor y la caja de cambios se realiza mediante el embrague.

Dentro de este grupo se encuentra la caja de cambios manual automatizada de doble embrague DSG en alemán Direkt Schaltgetriebe del Grupo Volkswagen y la caja de cambios automática de doble embrague en seco DDCT en inglés Dual Dry Cluth Transmisión de Fiat Group Automóviles, las cuales permiten el funcionamiento en modo manual o automático, además de obtener una velocidad de transmisión entre marchas muy superior al contar con la presencia de dos embragues, uno encargado de las marchas pares y el otro de las impares (y marcha atrás).³

Tipos de cajas de cambio:

En contra de lo que se pueda pensar, la esencia de los cambios actuales existe casi desde el inicio de los artilugios mecánicos. Según la opinión de algunos ingenieros, la primera caja de cambios surge con el invento del reloj. Si lo analizas, un reloj analógico hace que un movimiento repetido a velocidad constante (ya sea el péndulo, un muelle al destensarse, un piezoeléctrico

³ <http://motosformamos.blogspot.com/>

vibrando). Se transforme como mínimo, en otros 3 movimientos que giran a diferentes velocidades, la del segundero, el minutero y las horas. El reloj mecánico se cree que se inventó a finales del siglo X, así que es fácil comprender que el primer automóvil (aparecido en el siglo XIX), ya tenía una caja de cambios muy parecida a las manuales que existen hoy en día.

Lo que sí que ha variado es el embrague y la forma en que se acciona. Los primeros funcionaban simplemente destensando y tensando una correa que unía el eje de la rueda con el volante motor. Con el aumento de potencia de los propulsores, se hizo patente que no era suficiente, así que más o menos en el año 1900 empezaron a emplearse embragues cónicos. El conductor accionaba una palanca que movía un cono forrado de cuero (para aumentar la fricción y que fuese reparable, es más barato cambiar un forro de cuero que hacer un cono metálico nuevo) que entraba en otro cono hueco.

Éstos eran muy bruscos y pesados de manejar, así que allá por los años 20, se cree que fue en Francia, se inventó un embrague de disco que era, básicamente, como el actual. En realidad son dos discos, uno gira solidario a la transmisión y el otro está atornillado al motor (masa de embrague o plato de presión) y tiene unos muelles que son los que hacen de “prensa” contra el disco de la caja de cambios, de forma que giren solidarios o, si pisamos el pedal y vencemos esos muelles, desacopla el motor de la caja de cambios.

Dependiendo del mando que accione estos muelles, tendremos los siguientes Embragues:

Mecánicos: una varilla o un cable tiran de la palanca que comprime los muelles para liberar el disco de embrague.

Electromagnéticos: el disco y la maza están fabricados en material ferro magnético. Haciendo pasar una corriente eléctrica por una bobina, se imantan y giran solidarios (o se separan, si cortamos el paso de corriente).⁴

Hidráulicos: en este caso es un émbolo (cilindro esclavo) el que acciona la palanca del embrague. La presión hidráulica la generamos con otro émbolo que está en el pedal que pisamos (cilindro maestro).

Neumáticos: igual que los hidráulicos, pero funcionan por vacío o por aire comprimido. Normalmente aparecen en camiones o maquinaria pesada.

Robotizados: en realidad son embragues hidráulicos o neumáticos, pero, en lugar de pisar un pedal, es un circuito hidráulico con electroválvulas el que acciona el mecanismo.

Según el tipo de disco, tenemos:

Mono disco: ya sea en seco o en baño de aceite, un sólo disco de embrague.

Multidisco: también en seco o en baño de aceite, pueden ser dos (como en los famosos DSG) o varios (como en las motos).

A mediados de los años 30 del siglo XX surge un nuevo tipo de embrague denominado “convertidor hidráulico de par“, gracias al que nacen las cajas de cambio automáticas.

Este dispositivo es simplemente un “ventilador” acoplado al motor y, frente a él, otro asociado a la caja de cambios. Se basa en el molinillo de viento. Si tú soplas en un molinillo, lo haces girar. Pues bien, al girar la turbina acoplada al motor, mueve un aceite (de ahí lo de hidráulico) que arrastra a la turbina de la caja de cambios. Cuanto más rápido gira el motor, con más fuerza y velocidad hace moverse la caja de cambios, de ahí lo de convertidor de par.

⁴ <http://www.autocasion.com/actualidad/reportajes/111443/que-tipos-de-cajas-de-cambio-existen/>

A medio camino entre el embrague de disco y el convertidor de par hay un tipo de embrague que funciona gracias a la fuerza centrífuga. La caja de cambios está acoplada a una especie de campana, mientras el motor lo está a un tambor con unas masas contraídas por unos muelles. Al aumentar la velocidad de giro del propulsor, la fuerza centrífuga abre las masas que, al rozar con la campana de la caja de cambios, hacen girar solidario el motor y el cambio. Este tipo de embragues centrífugos tuvieron cierto éxito en las primeras unidades del carismático Citroën 2 CV por su bajo precio y sencillo manejo.

- Manuales:

En realidad, los distintos tipos de cajas de cambio dependen más de cómo es el mecanismo que acopla y desacopla el motor a la transmisión, de ahí que nos hayamos detenido tanto en el apartado anterior. La caja de cambios en sí tiene muchas menos variedades, básicamente hay tres, según los engranajes que conforman las distintas relaciones de cambio:

De dientes rectos: tienen la ventaja de ser muy robustas y permiten cambiar de marcha sin utilizar el embrague. Suelen utilizarse en competición. Son muy ruidosas y de accionamiento tosco, al carecer de mecanismos de sincronizado.

De dientes helicoidales: los engranajes tienen el dentado inclinado, siguiendo una curva helicoidal. Son menos ruidosas y su accionamiento es más sencillo gracias al trabajo de unos discos intermedios llamados sincros. Son las llamadas cajas de cambio sincronizadas. Esos discos evitan que, al cambiar de marcha, coincidan dos dientes enfrentados. Asimismo, igualan las velocidades de giro para hacer más fácil el accionamiento y que las marchas “no rasquen”.

De trenes epicicloidales: las distintas relaciones de cambio se consiguen variando las velocidades de rotación relativas en un juego de piñones epicicloidales. Son las más empleadas en los cambios automáticos tradicionales con convertidor de par. Para frenar uno u otro elemento del tren epicicloidal se aplica presión

hidráulica a unos discos que los bloquean o bien se utilizan embragues electromagnéticos.⁵

Figura 2. Componentes caja de velocidades Hyundai Atos.



Fuente: autores

De Transmisión manual: Las cajas de cambio manuales están formadas por un embrague de disco simple o múltiple, en seco o en aceite, y un sistema de engranajes de dientes rectos o helicoidales sincronizados. Lo más habitual es la combinación de un embrague mono disco en seco, cuyo accionamiento es hidráulico, y una caja helicoidal sincronizada accionada por una timonería de cables.

De variador continuo: Daf, es un fabricante holandés de camiones, pero, a mediados de los años 50 y 60, manufacturaba pequeños utilitarios que empleaban una transmisión sencillamente genial. Su inventor fue Huub van Doorne. La relación de diámetros de las poleas establece el desarrollo del cambio. Hay infinitas relaciones.

⁵ <http://www.alamaula.com.co/bogota/carros/cajas-de-cambios-de-hyundai-atos-importadas-x-mayor-detel-tecnicajas-muchas-cajas-mas/4440254>

El sistema lo forman dos poleas de paso variable que, básicamente, están integradas cada una por dos conos que se pueden acercar o separar. Entre ellos se coloca una correa. Si acercamos los conos uno frente a otro, obligamos a la correa a deslizarse por el canal formado por ambos, de manera que rodea a los conos por la parte de mayor circunferencia. Como la correa no se puede alargar ni acortar, la polea contraria debe alejar los conos, de ese modo, la correa se hunde en el canal de su paso variable y recorre una circunferencia de menor perímetro.

La relación entre la circunferencia que arrastra la correa en una de las poleas (la unida al motor) y la circunferencia de la polea arrastrada (la unida a las ruedas) determina la relación de cambio. Como hay infinitas posiciones de las poleas, hay infinitas relaciones de cambio.

Esta transmisión está limitada por la potencia que la correa es capaz de arrastrar. Hasta principios de los años 90, estaba destinada a motores de pocos caballos (ciclomotores y utilitarios), pero una nueva correa, formada por diminutos eslabones metálicos de forma muy elaborada, ha permitido incorporarla a mecánicas más potentes, siendo Audi con su Multitronic y Subaru con el CVT las marcas que más explotan este sistema.

Las cajas de variador continuo funcionan muy bien pero tienen una vida limitada. Para emular a los sistemas convencionales, se establecen unas relaciones prefijadas de cambio entre las poleas, que se pueden seleccionar de forma manual, dando la sensación de utilizar un cambio secuencial.

Este cambio cuenta con la enorme ventaja de que siempre tiene el desarrollo perfecto para cada situación. En contrapartida, su fabricación y mantenimiento en coches de cierta potencia es caro y delicado.

Fallas más comunes en los engranajes: Una valoración completa y precisa de cualquier falla en engranajes, requiere un conocimiento previo de los modos básicos de fallas propios de estos elementos, sus causas y posibles soluciones.

Generalmente, las fallas principales de los dientes en engranajes, tienen un carácter de fatiga, como consecuencia de la acción periódica de la carga, dada la entrada sucesiva del diente en ciclos de trabajo y vacío. El deterioro de los dientes se manifiesta con aumento del nivel de ruido y sobrecalentamiento de la transmisión.

Existen múltiples factores que pueden incidir en el desencadenamiento de fallas en los sistemas de transmisión por engranajes, los cuales resultan necesario conocer, para poder controlar sus efectos negativos sobre estos fenómenos.

La norma ANSI/AGMA 1010-E95 agrupa los principales modos de fallas en engranajes, en siete clases generales: Desgaste, Agarramiento, Deformación plástica, Fatiga por contacto, Agrietamiento, Rotura y Fatiga por flexión.

Las fallas casi nunca ocurren como un hecho aislado. Dos modos, o más, pueden ocurrir simultáneamente o en sucesión, y el modo de falla probable puede ser diferente al de la causa inicial.

Los dos modos de fallas más frecuentes en las transmisiones por engranajes y a cuya resistencia suelen ser verificados según los principales criterios de diseño, establecidos, incluso en las normas ISO 6336, son la fatiga por contacto y la fatiga por flexión.

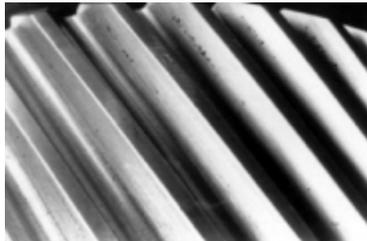
- Por contacto.

Falla de fatiga por contacto o picadura de las superficies útiles de los dientes es la causa principal que inutiliza las transmisiones por engranaje que trabajan con abundante lubricación.

La fatiga superficial puede ser advertida por la remoción de metal y la formación de cavidades. Estas pueden ser pequeñas (0,38 - 0,76 mm) o grandes (2 - 5 mm) y pueden crecer o quedarse del mismo tamaño.

La picadura de la superficie de los dientes de acero empieza en los pies de los mismos. Se distingue la picadura inicial o limitada (Figura 3 a) y la progresiva (Figura 3 b). Si la dureza de la superficies de los dientes es $HB < 350$, entonces Después de la fase inicial de funcionamiento de los dientes esta escoriación puede cesar. Si la dureza de la superficie de los dientes es $HB > 350$ la picadura limitada pasa, con frecuencia, a progresiva.

Figura 3. Picadura: a.) Inicial, b.) progresiva



(a)



(b)

Disponible en: <http://www.monografias.com/trabajos-pdf4/maquinas-y-equipos-ensayo-transmisiones-engranajes/maquinas-y-equipos-ensayo-transmisiones-engranajes.pdf>

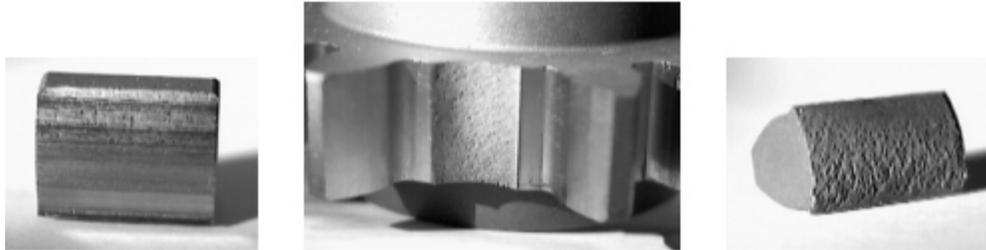
La picadura de la superficie de los dientes de acero empieza en los pies de los mismos. Se distingue la picadura inicial o limitada (Figura 3 a) y la progresiva (Figura 3 b). Si la dureza de la superficies de los dientes es $HB < 350$, entonces Después de la fase inicial de funcionamiento de los dientes esta escoriación puede cesar. Si la dureza de la superficie de los dientes es $HB > 350$ la picadura limitada pasa, con frecuencia, a progresiva.

En las transmisiones abiertas, donde la lubricación es limitada, la picadura se observa muy raramente, pues la capa superficial, en la cual se producen las grietas iniciales, se desgasta antes de que tenga lugar el proceso de rotura por fatiga.

- Por flexión.

La Falla de fatiga por flexión, consiste en una fractura total del diente, o de una parte considerable de este, motivada por la acción de tensiones cíclicas que exceden el límite de resistencia del material.

Figura 4. Falla por rotura de un diente de engranaje.



Disponible en: <http://www.monografias.com/trabajos-pdf4/maquinas-y-equipos-ensayo-transmisiones-engranajes/maquinas-y-equipos-ensayo-transmisiones-engranajes.pdf>

La Falla de fatiga por flexión, consiste en una fractura total del diente (Figura 4), o de una parte considerable de este, motivada por la acción de tensiones cíclicas que exceden el límite de resistencia del material.

La rotura por Flexión comienza con una grieta en la sección de la raíz y progresa hasta que el diente o parte de este, se rompe. Concentradores de tensión, tales como escalones o entalladuras en la raíz del diente, inclusiones no metálicas, pequeñas grietas provocadas por el tratamiento térmico, desgarraduras o huellas dejadas por las herramientas de corte, pueden condicionar la aparición de esta falla.

La resistencia de los dientes a la rotura se puede elevar, haciendo más firme la base del diente y disminuyendo la concentración de tensiones en torno a esta base, mediante el aumento de la curva de transición, un acabado minucioso de la superficie, la elevación de la rigidez de la transmisión, de la exactitud de fabricación y de las propiedades mecánicas del material de las ruedas.

Figura 5. Taller de Mecánica Automotriz donde vamos analizar las fallas de la caja de velocidades Hyundai Atos.⁶



Fuente: autores

Caja de cambios manual robotizada de doble disco húmedo: Se encuadran aquí las famosas cajas de cambio de doble embrague del grupo VAG llamadas DSG y las PDK de Porsche. Se trata de un invento de la marca de Stuttgart para la competición. Su idea básica es que cuanto más tiempo tardamos en cambiar de marcha, menos tiempo está el motor empujando y peores “cronos” hacemos. A Porsche se le ocurrió reducir segundos lanzando un cambio de doble embrague, las cajas son cada vez más compactas.

En realidad, se trata de dos cajas de cambio dentro de una única carcasa. Cuando una está moviendo el coche en una marcha, la otra tiene preparada la siguiente.

⁶ <http://www.alamaula.com.co/bogota/carros/cajas-de-cambios-de-hyundai-atos-importadas-x-mayor-detel-tecnicajas-muchas-cajas-mas/4440254>

De ese modo, el conductor, al seleccionar una relación, simplemente desembraga una caja de cambios y embraga la que corresponda, reduciendo así el tiempo de respuesta. Tienen el inconveniente de que son caras, complicadas de fabricar y pesadas, al ir bañadas en aceite.

Cajas de cambio robotizadas de doble embrague en seco.

La idea es la misma que la anterior, pero los discos de embrague no van bañados en aceite. Son más ligeras y baratas que las anteriores. El último ejemplo de este tipo de cajas de cambio son los modelos TCT de Alfa Romeo.

En la figura 4 podemos observar las distintas cajas de velocidades en el taller de mecánica donde vamos a tomar todos los componentes y subcomponentes para realizar sus respectivos análisis.

Figura 6. Cajas de Velocidades Hyundai Atos.



Fuente: autores

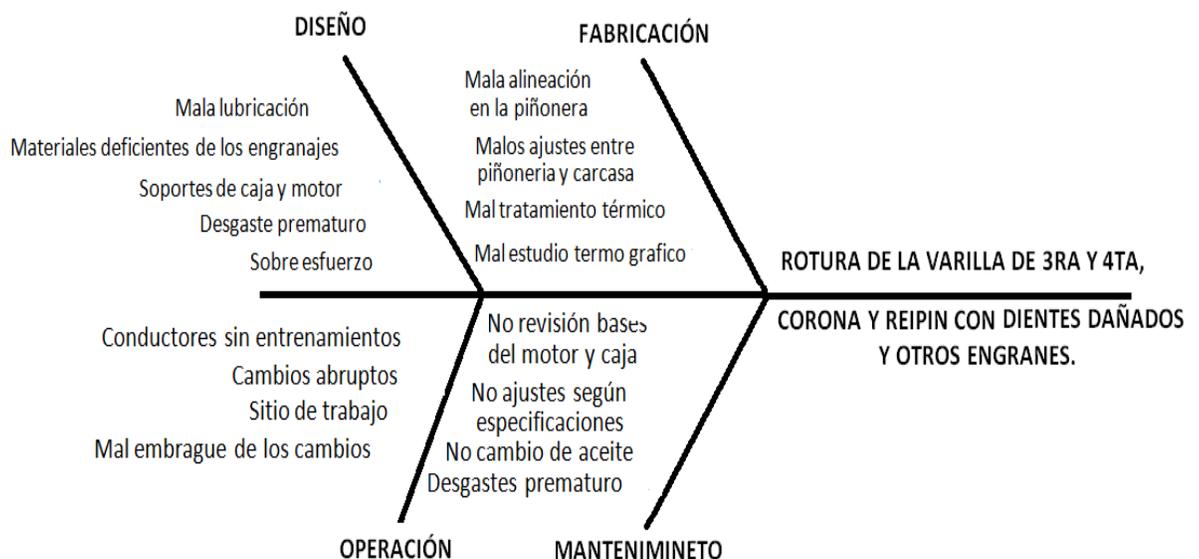
⁷ <http://www.alamaula.com.co/bogota/carros/cajas-de-cambios-de-hyundai-atos-importadas-x-mayor-detall-tecnica-jaas-muchas-cajas-mas/4440254>

En esta investigación aplicaremos la metodología de análisis causa raíz (espina de pescado).

Se trata de un diagrama que por su estructura ha venido a llamarse también: diagrama de espina de pez, que consiste en una representación gráfica sencilla en la que puede verse de manera relacional una especie de espina central, que es una línea en el plano horizontal, representando el problema a analizar, que se escribe a su derecha. Es una de las diversas herramientas surgidas a lo largo del siglo XX en ámbitos de la industria y posteriormente en el de los servicios, para facilitar el análisis de problemas y sus soluciones en esferas como lo son; calidad de los procesos, los productos y servicios. Fue concebido por el licenciado en química japonés Dr.Kaoru Ishikawa en el año 1943.

Este diagrama causal como el mostrado en la figura 7 es la representación gráfica de las relaciones múltiples de causa - efecto entre las diversas variables que intervienen en un proceso. En teoría general de sistemas, un diagrama causal es un tipo de diagrama que muestra gráficamente las entradas o inputs, el proceso, y las salidas de un sistema (causa-efecto).

Figura 7. Diagrama espina de pescado para el estudio del proyecto.



Fuente: autores

2.3. MARCO CONCEPTUAL

Mantenimiento predictivo: es el mantenimiento programado y planificado con base en los análisis, muestreo y registro de variables que determinan el estado de la máquina y que se monitorean para predecir la falla, las variables pueden ser: nivel de vibración, temperatura, presión, niveles de aceite, desgaste, etc.

Mantenimiento preventivo: es aquel que es realizado al equipo con el fin de conservarlos en condiciones de operación, en este se puede detectar posibles fallas y defectos.

Mantenimiento correctivo: es el que se ejecuta a las maquinas que están en funcionamiento después de detectar una falla y requiera de una reparación para su buen funcionamiento ya sea en forma urgente o planificado.

Piñón: es una de las piezas de ingeniería de mayor uso en mecánica automotriz. En la caja de velocidades es el encargado, junto con otros, de desmultiplicar la velocidad del motor para aprovechar plenamente su potencia sin importar si se trata de carreteras planas o de montaña. Modernamente son de dientes oblicuos o helicoidales.

Tren móvil: Es el eje interno de la caja por donde entra el movimiento circular del motor. En éste hay unos piñones flotantes (uno por cada cambio) con los que, gracias a la acción de unos sincronizadores de movimiento y otras piezas, se puede seleccionar una determinada marcha.

Tren fijo: o eje intermediario, es un robusto eje interno de la caja en el que se han trabajado unos piñones para que, con el trabajo en equipo con el tren móvil, se transmita el movimiento del motor al diferencial y posteriormente a las ruedas. Los piñones del tren móvil y fijo permanecen en contacto constante.

Sincronizador: son las piezas que se desplazan por sobre el tren móvil para enganchar silenciosamente las velocidades. Mediante unos bronces de forma

cónica igualan las velocidades de los trenes para evitar que los dientes se estrellen y se rompan, y se pueda hacer el cambio suave y silenciosamente.

Bronce: son unas piezas cónicas con dientes en su base cuya función es igualar las velocidades de los piñones.

Horquillas: se encargan de desplazar al conjunto mecánico de los sincronizadores para elegir una velocidad determinada.

Varilla selectora: sobre ella se instalan las horquillas que van a desplazar los sincronizadores, las varillas se mueven gracias a la acción de la mano del conductor sobre la barra de cambios.

Piñón loco: también se le conoce por el nombre de piñón de reversa, y tiene la función de cambiar el sentido de rotación proveniente del tren fijo al tren móvil para así poner en marcha atrás el automóvil.

Pera de reversa: es un sensor eléctrico que cuando se aplica la marcha atrás, cierra un contacto para encender las luces de reversa.

Rodamiento: sobre estas piezas se instalan y corren los trenes (fijo y móvil) y los piñones del tren móvil, entre otras piezas. Su desgaste produce incómodos ruidos (gemidos).

Retenedor de bola: es una esfera empujada por un resorte helicoidal que se encarga de fijar en una determinada posición al sincronizador del cambio.

Retenedor de aceite: es un cuerpo cilíndrico delgado de caucho que evita la salida del infaltable aceite de lubricación de la caja mediante un labio de caucho especial que se posa sobre alguna pieza metálica en movimiento, tal como un eje de tracción.

Las siguientes piezas, aunque no hacen parte de la caja de velocidades, tienen mucho que ver con la correcta operación de la misma.

Embrague: es el vínculo mecánico de unión entre el motor y la caja de velocidades que, cuando se opera mediante la aplicación del pedal, permite el cambio de las velocidades. Lo integran tres piezas fundamentales: la prensa, el disco y la balinera.

Volante de inercia: dentro de las muchas funciones que tiene este pesado disco de acero está la de sostener todo el conjunto del embrague.

Prensa: va unida al volante de inercia por medio de unos tornillos y es la que permite la desconexión del motor y de la caja, a través de la presión que ejerce la balinera al pisar el pedal, mediante la liberación del disco.

Disco: se instala en medio de la prensa y el volante, para permitir que, según se pise o se libere el pedal, se haga del motor y de la caja un conjunto solidario o no, el disco, que viene recubierto de unos forros de asbesto, resbala unos momentos, entre las piezas anotadas arriba, para procurar una firme suavidad en el cambio.

Balinera: unida por una guaya o un sistema hidráulico al pedal, es la que ejerce presión sobre la prensa para liberar el disco. Carcasa. Las cajas de cambios poseen una carcasa externa (generalmente de aluminio) cuya finalidad es la protección de los mecanismos internos y una lubricación permanente, ya que ésta alberga aceite. Funcionamiento.⁸

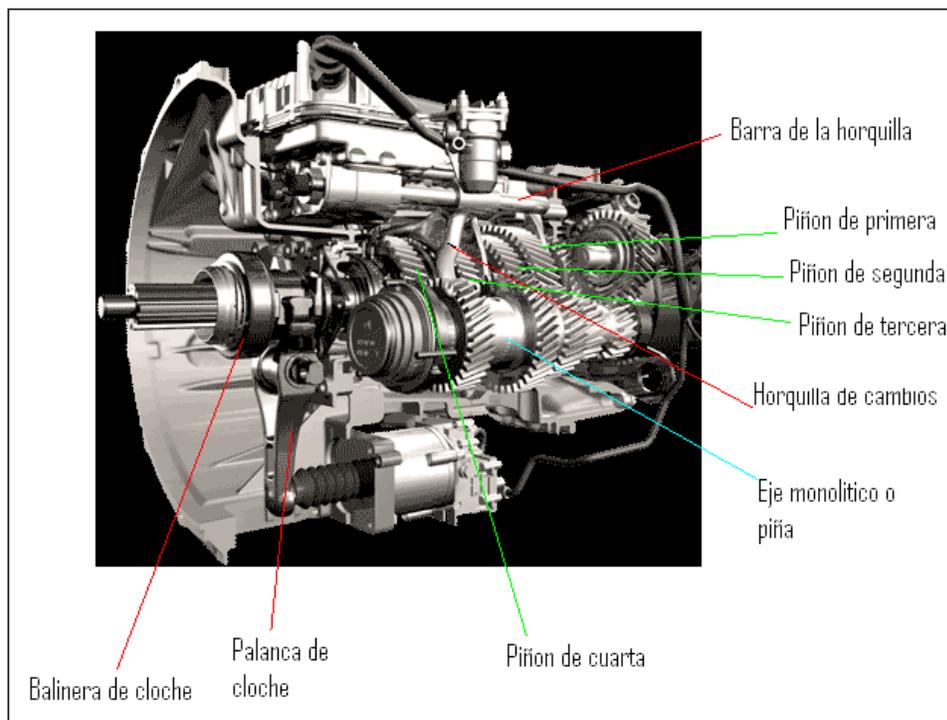
⁸ <http://www.eltiempo.com/archivo/documento/MAM-612088>

3. DESARROLLO DEL PROYECTO

3.1. DETERMINACION DE CONDICIONES OPERATIVAS Y DE MANTENIMIENTO.

La figura 8 muestra en una vista seccionada, las piezas de la caja con problemas. Se observa que al momento de intentar cambiar de velocidad, cuando se acciona la palanca de cambios, ocurre que la barra de la horquilla se desplaza axialmente sobre dos apoyos, moviéndose junto con la horquilla de los cambios. En la figura 8. Se presenta la Identificación de piezas de la caja con problemas.

Figura 8. Esquema de fallas de la caja de velocidades.



Disponible en: [http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/cajas de velocidades-C%3%A1lculo.pdf](http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/cajas%20de%20velocidades-C%3%A1lculo.pdf)

En el automóvil se presentan los daños de la caja del automóvil Hyundai Atos, siendo los más frecuentes:

- ✓ Desgastes en las horquillas.
- ✓ Rotura de horquillas.
- ✓ Partidura de la varilla de la horquilla de 3^{era} y 4^{ta}.
- ✓ Rodamientos con juego excesivo.
- ✓ Rodamientos destrozados.
- ✓ Corona y reipin dañadas.
- ✓ Bronces o aros sincronizadores desgastados.

Las especificaciones técnicas de la caja y otros ítems del vehículo en análisis se muestran en la tabla 1.

El vehículo viene de fábrica con un motor de cuatro cilindros en línea. La potencia según datos del fabricante, es de 60 hp a 4500 RPM. Su torque máximo de 82 N-M a 2800 RPM.

En las averiguaciones sobre las condiciones operativas se ha encontrado lo siguiente:

- Los conductores poseen un promedio de seis años de experiencia en conducción de vehículos de características similares.
- El accionamiento del embrague de estos automóviles es de tipo hidráulico.
- Al conducir estos vehículos, los cambios de marcha son suaves. No se perciben roces, atrancamientos, ni ruidos, que indiquen dificultades de sincronización de los cambios.
- El motor acelera al vehículo de manera uniforme, sin sobresaltos.

Tabla 1. Especificaciones técnicas de la caja de velocidades del Atos.

TRANSMISIÓN

TRACCIÓN	
Ruedas motrices	delantera
TRANSMISIÓN	
Transmisión	Mecánica
Velocidades	4
Situación de la palanca	suelo
Relación de la 1ª. velocidad (:1)	2.914
Relación de la 2ª. velocidad (:1)	1.525
Relación de la 3ª. velocidad (:1)	1.000
Relación de la 4ª. velocidad (:1)	0.725
Relación de la marcha atrás (:1)	2.642
Descripción de la transmisión	Mecánica

Fuente: Autores

MOTOR

MOTOR	
CC.	1086
Litros	1.1
Diámetro	67.0
Carrera	77.0
Relación de compresión	9.6
Cilindros	4
Configuración	en línea
Distribución	árbol de levas en cabeza (OHC)
Válvulas por cilindro	3

Fuente: Autores

En relación a las condiciones operativas normales, por diseño de las cajas de cambio de tipo manual, al momento del desplazamiento de las horquillas, evento que ocurre cada vez que se realiza el cambio de marchas, ocurre una acción de deslizamiento relativo, entre los piñones de los cambios que están girando y la horquilla que se desplaza axialmente pero no gira. Esto puede ocasionar desgaste entre esta pareja de piezas, de no controlarse con lubricación apropiada, que implica usar valvulina apropiada y mantener su nivel normal o causar rotura de las patas de las horquillas, en caso de aparecer una resistencia adicional al desplazamiento normal cuando se accionan los cambios. Esa resistencia adicional puede provenir de piezas con excesivo desgaste y / o torcidas

La vida útil de un taxi en promedio, según averiguaciones con diversas estaciones de servicio, oscila entre los 300.000 y 350.000 kilómetros. La garantía estipulada para el vehículo, expresada por el fabricante, según la ficha técnica y el distribuidor en este caso Hyundai, es de 50.000 km o un año de uso, lo que primero se cumpla, pero con cierta limitación la cual es:

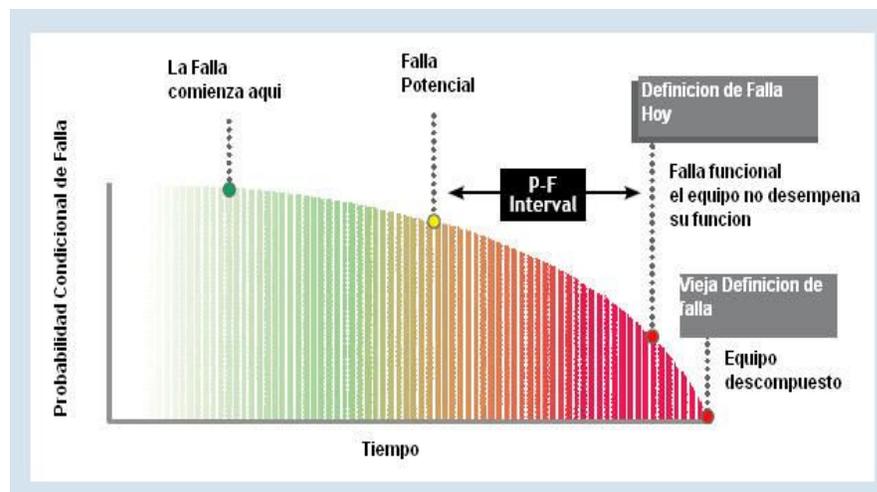
- ✓ Los únicos que pueden realizar los mantenimientos preventivos y correctivos del vehículo, son los técnicos de la Hyundai o el respectivo distribuidor, para que se mantenga la garantía.

Se observa que el embrague juega un papel muy importante para la normal duración de la caja de velocidades, porque es el modulo que controla la facilidad con que se realizan los cambios de velocidades. Si este componente presenta algún inconveniente, se dañan los sincronizadores de la caja y disminuye el rendimiento del vehículo, la posición del embrague cambia en referencia al operario es decir este es el que decide si desea el desplazamiento del embrague, ya sea corto, medio o largo. Esto quiere decir que debe realizarse un ajuste periódico en función del estado, que debe ser avisado por el conductor, lo cual puede requerir un entrenamiento específico para tener control de las acciones operativas de tal modo que las mismas se mantenga en el rango de normalidad,

en este caso que el embrague no trabaje presionado o en caso contrario opere muy bajo, ocasionando choques y ruidos de las piezas cuando se operan los cambios de marcha, evento que especialmente ocurre con conductores nuevos.

Un componente de la caja de velocidades en análisis, de vital importancia en la duración de la caja en operación normal, son los rodamientos de la misma. En la Figura 9, se tiene X vs Y en donde X es el tiempo de vida del rodamiento y Y es la probabilidad condicional de falla. En esta figura se puede obtener también P vs F donde P es el potencial de falla del rodamiento y F es la falla como tal de dicho rodamiento. Lo anterior sirve para tener una referencia del tiempo de falla o kilometraje equivalente de vida de los rodamientos, dado que normalmente el desgaste de los mismos es lo que comienza a alterar las posiciones relativas de las piezas al alterarse las distancias entre centros de ejes e iniciar procesos adicionales de daño. Al saber esta vida útil del rodamiento, se facilita tomar la decisión de cambiarlos a tiempo, para evitar daños mayores, con pérdida de disponibilidad y altos costos, eventos que atentan contra la rentabilidad del negocio de taxis.

Figura 9. Potencial del rodamiento vs Falla del rodamiento.



Disponible en: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap-7-Engranajes-C%C3%A1culo.pdf>.

En la revisión de los aspectos de mantenimiento, se observa lo siguiente:

- Según manual de operación y mantenimiento del vehículo, el lubricante de la caja debe ser cambiado cada 100.000 kilómetros, pero esto presupone el uso diario de 8 horas y muchos de los taxis trabajan turnos continuos de 24 horas, con dos conductores oficiales, operando doce horas cada uno. Por esta razón, el lubricante de la caja debe ser cambiado cada 6 meses, por motivo de disponibilidad y confiabilidad, ya que este es un vehículo de servicio público y se expone a un mayor desgaste interno en las piezas debido a las extensas jornadas de trabajo del automóvil, esto teniendo en cuenta un promedio de 300 kilómetros por día, trabajando 26 días al mes, resulta en 7800 kilómetros por mes o alrededor de 50.000 kilómetros entre cambios.
- El conductor también puede ser un factor determinante, el mismo debe tener experiencia verificable o estar debidamente capacitado, específicamente en notar alguna anomalía en el desempeño del vehículo o algún sonido que no se presente frecuentemente. Así mismo debe saber que debe informar estas fallas, no continuando la operación, esto dado que en algunos casos, solo avisan cuando se quedan varados en la vía. De avisar oportunamente al notar anomalías, el especialista, en este caso un técnico automotriz, puede determinar las posibles fallas por su experiencia y tomar los correctivos con daños menores, rápidos de resolver y menos costosos.
- Revisar el vehículo antes de sacarlo a su jornada de trabajo y verificar si hay una fuga de aceite observable por las manchas en el piso, si este es el caso que se presenta, se llama al técnico para que venga a hacer una inspección y así tomar su respectiva medida correctiva.
- Que el conductor avise oportunamente del inicio de molestias o ruidos al momento de introducir los cambios en el automóvil, esto determina que la caja de velocidades necesita un mantenimiento para que la situación no se agrave con el pasar del tiempo.

3.2. EVALUACION DEL DISEÑO

Para determinar el porqué de las fallas de las cajas de velocidades antes de su tiempo estipulado, en lo relacionado con el área de diseño, se plantean dos análisis. Como primera medida, se analizan las pruebas de dureza de cada pieza que pertenece a la respectiva caja, con lo que se estiman otras propiedades mecánicas, usando correlaciones debidamente aceptadas por la ingeniería. Segundo, se estiman cargas y esfuerzos derivados en condiciones operativas críticas a partir de lo cual se halla el factor de seguridad y el esfuerzo permisible para las piezas que más trabajo tienen y son las que más tienden a fallar, esto con el fin de comprobar la duración dada por el fabricante respecto a la duración de los periodos de falla y decidir si existe alguna posibilidad de deficiencias en el diseño y de ser este el caso, proponer como controlarlas, para que al menos se minimicen las consecuencias negativas de las fallas analizadas. Los análisis serán mostrados a continuación y con ellos su respectiva conclusión para el área de diseño. Para propósitos de este análisis, los autores, con la ayuda de un mecánico, especialista en cajas de velocidades de tipo mecánico modernas, proceden al desarme y evaluación visual de todas las piezas de la caja, Se evalúa visualmente el grado de desgaste y se miden los juegos radiales y axiales, usando un comparador de caratula en base magnética. De este modo se evalúa el grado de deterioro de los componentes de la caja. La figura 10. Muestra una horquilla normal y una desgastada, el desgaste se presenta cuando existe contacto y movimiento relativo entre piezas, en este caso las horquillas y los cubos desplazables de los cambios, condición que normalmente se presenta cada vez que el conductor acciona la palanca de cambios para realizar los cambios de marcha.

En condiciones normales de ajustes y lubricación, el contacto y desgaste solo ocurre cuando se accionan los cambios. La parte A muestra una horquilla en estado operativo normal. La parte B muestra una horquilla, con evidencias de

desgaste e incluso de rotura de las patas de agarre con el cubo desplazable del sincronizador.

Figura 10. A.) Horquilla normal B.) Horquilla desgastada.



Fuente: Autores

Como se puede observar en la tabla 2, para el proceso de evaluar el diseño de la caja. Se analizó la dureza para cada pieza, anotando los resultados obtenidos, en escala Rockwell B (HRB) y en escala Brinell (HB), este valor se halló a través de tres pruebas de medición de dureza para cada pieza y posteriormente se calcula un valor promediado para cada una de las piezas. Con los anteriores datos de dureza, se pueden estimar propiedades mecánicas volumétricas como las resistencias de rotura y de fluencia y propiedades superficiales como resistencia al desgaste por picadura. El componente de diseño a analizar es la cuantificación de los factores de seguridad de las piezas, para los modos de falla por fatiga volumétrica y fatiga superficial, esto aplicado a los engranajes y los rodamientos de la caja, así como a las horquillas de la misma.

En todo caso, los análisis de diseño solo se aplican a las piezas que en cada daño y reparación de la caja, mostraron problemas de desgaste y /o roturas.

Tabla 2. Resultados de las pruebas de dureza a las piezas de la caja.

NOMBRE DE LA PIEZA	DUREZA PROMEDIO HRB	DUREZA PROMEDIO HB
PIÑON DE PRIMERA	119.9 HRB	554.1HB
CORONA DE PIÑON DE PRIMERA	103.7 HRB	264 HB
PIÑON DE SEGUNDA	116.4 HRB	460.4HB
CORONA PIÑON DE SEGUNDA	101.3 HRB	252.3 HB
CORONA PIÑON DE SEGUNDA	101.3 HRB	252.3 HB
CORONA DE PIÑON DE PRIMERA	114.2 HRB	416.1 HB
PIÑON DE CUARTA	119.7 HRB	553.2 HB
CORONA PIÑON DE CUARTA	109.9 HRB	554.1 HB
PIÑON DE QUINTA	119.3 HRB	552.3 HB
CORONA PIÑON DE QUINTA	94.3 HRB	225.5 HB
PROMEDIO PIÑON DE REVERSA	116.6 HRB	278.9 HB
SINCRONIZADOR DE ENGRANE DE 1ra y 2da	117.53 HRB	479.1 HB
SINCRONIZADOR DE ENGRANE 3ra Y 4ta	115.5 HRB	430.2 HB
SINCRONIZADOR DE ENGRANE QUINTA	114.6 HRB	416.8 HB
CUBO DE ARRASTRE PRIMERA Y SEGUNDA	114.6 HRB	416.8 HB
CUBO DE ARRASTRE 3ra y 4ta	108.7 HRB	323.4 HB
CUBO DE ARRASTRE 5ta y REVER	105.4 HRB	286.5 HB
BALINES DE LA CAJA QUE CENTRAN LA PIÑONERIA	118.3 HRB	497.1 HB
HORQUILLA DE PRIMERA Y SEGUNDA	68.3 HRB	163.3 HB
HORQUILLA DE TERCERA Y CUARTA	71.4 HRB	170.7 HB
BRONCE DE 1RA Y 2DA	90.4 HRB	216.1 HB

BRONCE DE 3RA Y 4TA	90.6 HRB	216.2 HB
BRONCE DE QUINTA	90 HRB	214.8 HB
CORONA DE TRANSMICION	117.2 HRB	496.1 HB
PLANETARIO	121 HRB	558.4 HB
SATELITE	117.7 HRB	496.9 HB
PASADOR DE PLANETARIO Y SATELITE	118.4 HRB	501.3 HB
REIPIN EN PISTA DE PRIMERA	117.3 HRB	495.7 HB
REIPIN EN PISTA DE SEGUNDA	116.2 HRB	463.4 HB
DROBER EN PISTA DE TERCERA	116.4 HRB	463.7 HB
CUBO DE RODAMIENTO AGUJA 4TA	115.9 HRB	277.2 HB
CUBO DE RODAMIENTO AGUJA 5TA	116.2 HRB	463.4 HB
PISTA DE RODAMIENTO SUPERIOR DEL DROBER	118.6 HRB	498.6 HB
PISTA DE RODAMIENTO INFERIOR DEL DROBER	118.4 HRB	501.3 HB
VARILLA DE PRIMERA Y SEGUNDA	109.9 HRB	554.1 HB
VARILLA DE TERCERA Y CUARTA	108.9 HRB	553.2 HB

Fuente: Autores

3.2.1. EVALUACION DE FACTORES DE SEGURIDAD PARA LOS PIÑONES.

La evaluación de los factores de seguridad para las piezas se muestra, identificando a cuál de las mismas se está refiriendo. Se anota que solos se analizan las piezas que por histórico han tenido problemas, de tal modo que el orden queda así:

- Pareja de Piñones para el cambio de primera.

Los datos geométricos de esta pareja son:

$$\begin{aligned}d_{salida} &= 97mm & N_{salida} &= 46 \\d_{entrada} &= 31mm & N_{entrada} &= 13 \\m &= \frac{d_{paso}}{N} \\m &= \frac{97mm}{46} ; m = 2.10mm \cong 2mm\end{aligned}$$

Ecuación 2

Donde

d = diámetro de paso de la pareja de los engranes en análisis, medido directamente de la pieza correspondiente.

N= número de dientes engranes de entrada y salida.

m = modulo

F = ancho de cara. En caso de necesitar asignar un valor a este parámetro, se puede usar la ecuación 3.

$$F = \frac{Ap}{3} \text{ o } F = \frac{10}{p} \text{ Se escoge el que sea menor, } F = \frac{10}{0.5mm}$$

$$p = \frac{l}{m}$$

Ecuación 3

El ancho de cara en este caso se mide directamente del piñón resultando en 20 milímetros, lo que aproximadamente coincide con el valor $10/p$, que es parte del rango de anchos de engranajes que especifica la norma AGMA.

$$F = 20\text{mm}$$

La ecuación a usar para el cálculo de los esfuerzos de flexión en los dientes del piñón en análisis, se tiene la ecuación 4 tomada de las normas AGMA.

$$\sigma_b = \left(\frac{Ft}{m \times F \times j} \right) \times \left(\frac{K_m \times K_a}{K_v} \right) \times (K_s \times K_b \times K_I) \quad \text{Ecuación 4}$$

Del texto de autor Robert Norton 4 edición, reproducida como la tabla 3 de este trabajo, se toma el valor del factor K_m de distribución de la carga. Como el valor del ancho de cara es de 2 milímetros, el factor K_m asignado es de 1.6.

Tabla 3. Factores k_m de distribución de carga.

Factores K_m de distribución de carga	
Ancho de cara In (mm)	K_m
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥20 (500)	2.0

Tomado: Robert L Norton, Diseño de máquinas 4 edición, McGraw-Hill / interamericana de México, junio. Robert L Norton © 2000.

Ahora se procede a escoger el otro valor del factor de impacto. Los valores sugeridos por la AGMA para K_a , con base en el nivel supuesto de cargas de choque en los dispositivos impulsor e impulsado. Para evaluar que valor asignar, se reproduce en la tabla 4 lo expresado por la norma AGMA.

Teniendo en cuenta, la condición de motor de varios cilindros e impacto moderado, el valor de K_a es de 1.5.

Tabla 4. Aplicación de factores K_a .

Máquina Impulsora	Máquina Impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Tomado: Robert L Norton, Diseño de máquinas 4 edición, McGraw-Hill / interamericana de México, junio. Robert L Norton © 2000.

Se saca el valor de los factores de las tablas 11-17 del libro educativo Norton pág. 741 y el factor geométrico (j) de la tabla 14.7, cuya representación en este trabajo es la tabla 5. Entonces se tiene:

Tabla 5. Coeficiente elástico de la AGMA en unidades $[\text{psi}]^{0.5}$.

Material del piñón	E_p psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

† Los valores de E_p en esta tabla son aproximados; se utilizó $\nu = 0.3$ como una aproximación de la razón de Poisson para todos los materiales. Si existen números más precisos de E_p y ν , éstos se deberían emplear en la ecuación 7.23 para determinar C_p .

$$\sigma_b = \left(\frac{1800.18N}{(0.002m)(0.020m)(0.56)} \right) \times \left(\frac{1.6 \times 1.5}{1.2} \right) \times (1 \times 1 \times 1)$$

- ✓ En este caso el K_s es 1 por que la AGMA no ha establecido aún estándares para los factores del tamaño, pero recomienda hacer K_s igual a 1,
- ✓ No se recomiendan razones de respaldo < 0.5 . Los engranes de disco sólido siempre tendrán a $K_B = 1$.
- ✓ Para considerar tal situación, el factor K_I se hace igual a 1.42 para un engrane loco o bien en este caso es 1.0 para un engrane normal.

Donde $F_t = 1800$. N es la fuerza tangencial entre los piñones, hallada con el valor del torque crítico del motor, que es de 80 N – M.

$$\sigma_b = 160.7 \text{ MPa}$$

$K_m =$ Factor distribución de carga

$K_a =$ Factor aplicación de carga

$K_v =$ Factor dinámico

$K_s =$ Factor tamaño

$K_b =$ Factor espesor de aro

$K_t =$ Factor de temperatura

$K_r =$ Factor de confiabilidad

$K_I =$ Factor vida del engrane

$K_i =$ Factor de engrane intermedio

$S'_{fb} =$ resistencia al material por flexión sin corregir

$\sigma_b =$ esfuerzo por flexión

Se estima la resistencia al material por flexión sin corregir para una vida de 10^6 ciclos de la tabla 11.20 del libro Norton pág. 752 y en el libro de Mott se encuentra en la pág. 385, con un valor de 1845 Mpa. Para calcular la resistencia corregida, se usa la ecuación 5.

$$S_{fb} = \left(\frac{Kl}{Kt \times Kr} \right) \times (S'_{fb}) \quad \text{Ecuación 5}$$

$$S_{fb} = \left(\frac{0,9}{0,1 \times 0,1} \right) \times (1845MPa)$$

Por lo tanto el valor de la resistencia a la fatiga para la vida esperada de un millón de ciclos es de 1660.5 Mpa.

$$S_{fb} = 1660.5MPa$$

Al obtener el valor de resistencia al material por flexión corregida se reemplaza en la ecuación 8 para tener el factor de seguridad en la situación crítica de carga, manejando el torque máximo del motor.

$$F_{sb} = \frac{S'_{fb}}{S_{fb}} \quad \text{Ecuación 6}$$

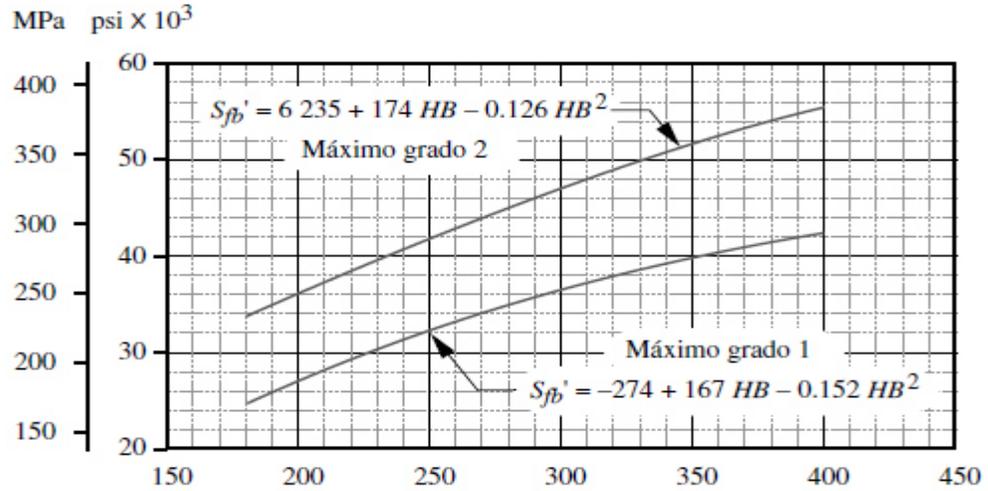
El S'_{fb} se estima por medio de la conversión de las pruebas de dureza realizadas a las piezas de la caja de velocidades del vehículo.

$$119.9HRB \cong 1208MPa$$

$$F_{sb} = \frac{1208MPa}{1660.7MPa} \quad F_{sb} = 7.5$$

Este es el valor de factor de seguridad por flexión de los dientes de la pareja de engranes analizadas y el mismo indica que es muy difícil que falle con este resultado, en las condiciones normales de servicio en que se usan estos taxis. La vida de referencia de un millón de ciclos se evalúa así: a un promedio de potencia de 50 hp (37 Kw), girando a un promedio de 4000 RPM, la duración de trabajo en primera (es el piñón que se daña), es de 15 segundos, por lo tanto por el en cada arrancada, se trabajan 1000 revoluciones. Por ello, se debe realizar mil cambios para llegar a esa vida y eso es lo que en una estimación en promedio, pasa cada ocho meses.

Figura 11. Dureza Brinell HB.



Tomado: Robert L Norton, Diseño de máquinas 4 edición, McGraw-Hill / interamericana de México, junio. Robert L Norton © 2000.

Tabla 12. Resistencia a la tracción y Dureza Brinell HB.

Resistencia a la tracción (N/mm ²)	Dureza Vickers (F>98N)	Dureza Brinell (1) (0,102F/D 2=30N/mm ²)	DUREZA ROCKWELL							
			HRB	HRF	HRC	HRA	HRD	HR 15N	HR 30N	HR 45N
1255	390	371			39.8	70.3	55.3	80.3	59.3	42.9
1290	400	380			40.8	70.8	56	80.8	60.2	44.1
1320	410	390			41.8	71.4	56.8	81.4	61.1	45.3
1350	420	399			42.7	71.8	57.5	81.8	61.9	46.4
1385	430	409			43.6	72.3	58.2	82.3	62.7	47.4
1420	440	418			44.5	72.8	58.8	82.8	63.5	48.4
1455	450	428			45.3	73.3	59.4	83.2	64.3	49.4
1485	460	437			46.1	73.6	60.1	83.6	64.9	50.4
1520	470	447			46.9	74.1	60.7	83.9	65.7	51.3
1555	480	456			47.7	74.5	61.3	84.3	66.4	52.2
1595	490	466			48.4	74.9	61.6	84.7	67.1	53.1
1630	500	475			49.1	75.3	62.2	85	67.7	53.9
1665	510	485			49.8	75.7	62.9	85.4	68.3	54.7
1700	520	494			50.5	76.1	63.5	85.7	69	55.6
1740	530	504			51.1	76.4	63.9	86	69.5	56.2
1775	540	513			51.7	76.7	64.4	86.3	70	57
1810	550	523			52.3	77	64.8	86.6	70.5	57.8
1845	560	532			53	77.4	65.4	86.9	71.2	58.6
1880	570	542			53.6	77.8	65.8	87.2	71.7	59.3
1920	580	551			54.1	78	66.2	87.5	72.1	59.9
1955	590	561			54.7	78.4	66.7	87.8	72.7	60.5
1995	600	570			55.2	78.6	67	88	73.2	61.2
2030	610	580			55.7	78.9	67.5	88.2	73.7	61.7
2070	620	589			56.3	79.2	67.9	88.5	74.2	62.4
2105	630	599			56.8	79.5	68.3	88.8	74.6	63
2145	640	608			57.3	79.8	68.7	89	75.1	63.5
2180	650	618			57.8	80	69	89.2	75.5	64.1
	660				58.3	80.3	69.4	89.5	75.9	64.7
	670				58.8	80.6	69.8	89.7	76.4	65.3
	680				59.2	80.8	70.1	89.8	76.8	65.7
	690				59.7	81.1	70.5	90.1	77.2	66.2
	700				60.1	81.3	70.8	90.3	77.6	66.7
	720				61	81.8	71.5	90.7	78.4	67.7
	740				61.8	82.2	72.1	91	79.1	68.6
	760				62.5	82.6	72.6	91.2	79.7	69.4
	780				63.3	83	73.3	91.5	80.4	70.2
	800				64	83.4	73.8	91.8	81.1	71
	820				64.7	83.8	74.3	92.1	81.7	71.8
	840				65.3	84.1	74.8	92.3	82.2	72.2
	860				65.9	84.4	75.3	92.5	82.7	73.1
	880				66.4	84.7	75.7	92.7	83.1	73.6
	900				67	85	76.1	92.9	83.6	74.2
	920				67.5	85.3	76.5	93	84	74.8
	940				68	85.6	76.9	93.2	84.4	75.4

Los números entre paréntesis indican valores de dureza que se hallan fuera de la zona definida del procedimiento del ensayo de dureza normalizado (solo se utilizan como aproximación)
 (1) Calculada según: HB = 0,95 - HV

Tomado: Robert L Norton, Diseño de máquinas 4 edición, McGraw-Hill / interamericana de México, junio. Robert L Norton © 2000.

Los números entre paréntesis indican valores de dureza que se hallan fuera de la zona definida del procedimiento del ensayo de dureza normalizado (solo se utilizan como aproximación).

Para el caso de evaluar los daños por picadura en los dientes del piñón o desgaste por fatiga superficial, se tiene lo siguiente:

Los valores de esfuerzo de contacto o esfuerzo superficial se calculan con la ecuación 7.

$$\sigma_{sp} = C_p \sqrt{\left(\frac{F_t}{I \times F \times d_{paso}}\right) \left(\frac{C_a \times C_m \times C_s \times C_f}{C_v}\right)}$$

Ecuación 7

$C_a = K_a =$ Factor aplicación de carga

$C_v = K_v =$ Factor dinámico

$C_m = K_m =$ Factor distribución de carga

$C_s = K_s =$ Factor tamaño

$C_f =$ Factor acabado

$C_l =$ Factor vida superficial

De la Tabla 40. Norton 4ta edición para F_t se tiene que el C_p para aceros tabla 11.18 Norton es igual $2300 \text{Psi}^{0.5}$ se convierte a MPa.

$$\sigma_{sp} = 191 \text{MPa}^{0.5} \sqrt{\left(\frac{1800.18}{0.097 \text{m} \times 0.020 \text{m} \times 0.062 \text{m}}\right) \left(\frac{1.5 \times 1.6 \times 1 \times 1}{1.2}\right)}$$

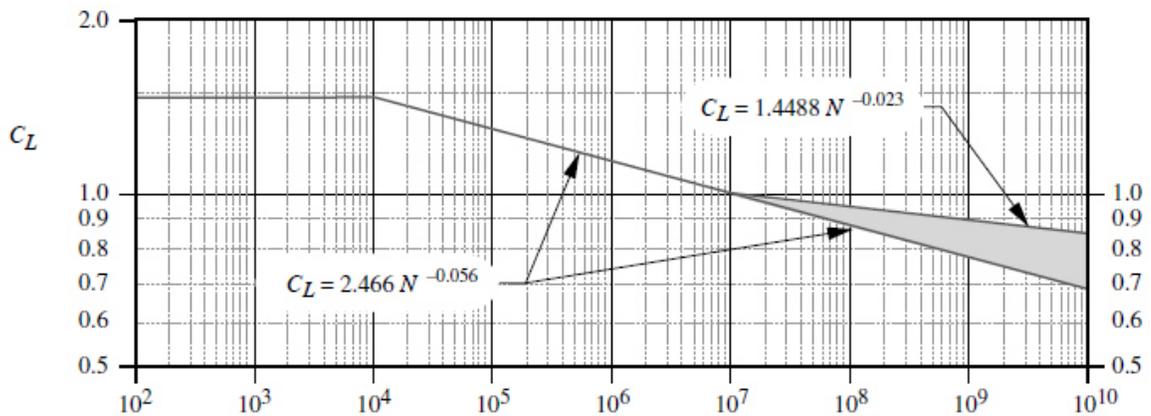
$$\sigma_{sp} = 1044.96 \text{MPa}$$

$$S_{fc} = \left(\frac{C_l \times C_h}{C_t \times C_r}\right) \times (S'_{fb})$$

Ecuación 8

$C_l =$ factor de vida superficial Fig. 14 AGMA, Norton 4ta edición $C_l = AN^B$.

Figura 13. Números de ciclos N de carga y factor Cl.



Tomado: Robert L Norton, Diseño de máquinas 4 edición, McGraw-Hill / interamericana de México, junio. Robert L Norton © 2000.

$$Cl = 1.4488 N^{-0.023}$$

$$Cl = 0.88$$

$$S_{fc} = \frac{(0.88) \times (1)}{(1) \times (1)} \times (1208 MPa)$$

$$S_{fc} = 1063.04 MPa$$

Una vez determinados los esfuerzos críticos y la respectiva resistencia de fatiga superficial, se procede a encontrar el factor de seguridad, contra el modo de falla desgaste de picadura por esfuerzos de contacto repetidos

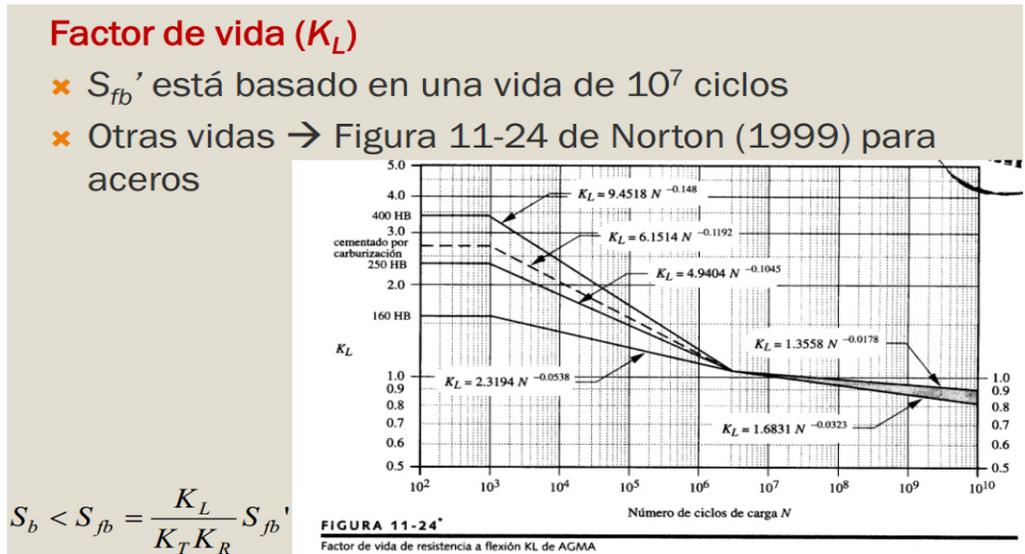
$$F_{sb} = \left(\frac{\sigma_{sp}}{\sigma_{sp}} \right)^2 \tag{Ecuación 9}$$

$$F_{sb} = \left(\frac{1063.04 MPa}{1044.96 MPa} \right)^2$$

$$F_{sb} = 1.03$$

Este es el factor de seguridad de esfuerzo superficial del engranaje. Este indica que no hay posibilidad de falla por picadura para una duración de 70.00 kilómetros.

Figura 14. Factor de vida resistencia a la flexión.



Tomado de engranajes capítulo 7 Norton. Disponible en:

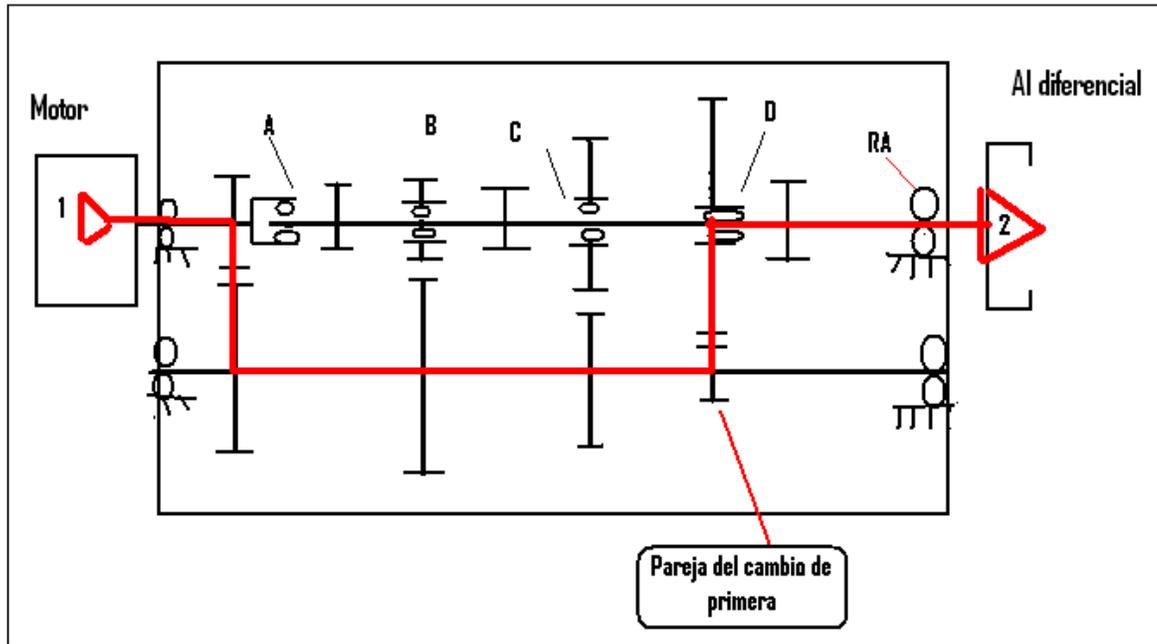
[/blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap-7-Engranajes-C%C3%A1iculo.pdf](http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap-7-Engranajes-C%C3%A1iculo.pdf)

Factor de vida de resistencia a flexión

3.2.2 FACTOR DE SEGURIDAD PARA LOS RODAMIENTOS.

El rodamiento a analizar es el identificado con el código 6302 dado que en todas las cajas revisadas es el que siempre sufre el mayor grado de deterioro. Es un rodamiento de bolas de carga radial, aunque realmente maneja algún grado de empuje axial. El mismo se analiza teniendo en cuenta que es el que muestra mayores evidencias de desgaste y daños al revisar cajas con problemas. La figura 14 muestra el esquema geométrico a usar para el cálculo de la carga radial en el rodamiento con más problemas, identificado como RA. Basados en la geometría de la caja y la fuerza tangencial de 1800 N para el cambio de primera, localizada en el diámetro de paso y la carga radial correspondiente de 655 N (ángulo de presión de 20°), se tiene que la fuerza radial en el rodamiento RA es de 2275 N .

Figura 14. Esquema de la caja de velocidades en análisis mostrando el flujo de potencia para el cambio de primera



Fuente: autores.

Tomando del catálogo de rodamientos para uno con número 6205, serie 02 y diámetro interno de 25 milímetros, se tiene que la carga dinámica para el mismo es de 14KN para una vida de un millón de ciclos.

$p = 14 \text{ KN}$ Donde p = carga dinámica.

Se determina la duración de este rodamiento en la condición de carga radial con valor crítico de 2275N cuando fluye el torque máximo. Con la ecuación 10, tomada del libro de Shigley, se estima la vida del rodamiento, correspondiente a su carga radial y con 90 % de confiabilidad.

$$N_d = ((C_{10}/RA)^3 \times 10^6)$$

Ecuación 10

$$N_d = ((14/2.275)^3 \times 10^6 = 233 \text{ millones de revoluciones.})$$

Tomando un promedio de 2000 RPM, dado que el motor acelera desde 900 RPM hasta 3000 RPM, en marcha en primera. Para cumplir con los 233 millones de revoluciones que es la duración o vida para una confiabilidad del 90 %, se tiene una duración en tiempo de 116500 minutos (233 millones de revoluciones / 2000 Rev / min) o 1942 horas aproximadamente, que trabajando 10 horas continuas, diarias promedio, termina en una duración de 194 días o 7.2 meses de trabajo en promedio, operando 26 días / mes, antes de picarse o evidenciar desgaste apreciable. Observe que en el caso del engrane con factor de seguridad de 7.5, su vida equivalente, sería de aproximadamente 4 años o tomando 300 kilómetros promedio / día, una duración de 374.000 kilómetros de vida útil.

Esto quiere decir que basados en los cálculos obtenidos, los rodamientos fallan por desgaste, que son derivados de picaduras causadas por los esfuerzos de contacto repetitivo, mucho antes que los engranajes tengan problemas (55.000 kilómetros para rodamientos contra 375.000 kilómetros para el piñón mas débil). Por esto, puede decirse que el diseño es un factor que contribuye con causas de gran peso, a lo que parecen son las fallas prematuras de la caja, porque al desgastarse los rodamientos, las distancias entre centros aumentan y el embonado de los engranajes se somete a mayores valores de la carga de impacto. Además el desgaste anterior deriva en que los collarines de los sincronizadores toquen de manera permanente (donde solo debía ser de manera esporádica), las patas de las horquillas al aumentar el descentrado, con lo que acorta la vida de estas piezas, que al debilitarse y aumentar los esfuerzos de manera correlacionada, terminan rompiéndose y dejan al automóvil en una varada segura, que requiere el movimiento con grúas para llevarlo a un taller mecánico.

3.3. EVALUACION DE CAUSA RAIZ PARA LA FALLA EN ANALISIS.

Revisados los aspectos de operación y mantenimiento preventivo y diseño y ensamble, se ha podido identificar un conjunto de probables causas, asociadas con las fallas comentadas.

La figura 15 muestra un diagrama de causa – efecto para el proceso de análisis de las fallas múltiples en la caja de velocidades del vehículo en estudio. Las fallas múltiples son: La rotura de las horquillas, la rotura de dientes del piñón de primera y rotura de dientes de la pareja reipin – corona del diferencial de los automóviles. Para las áreas de diseño, fabricación incluyendo montaje, operación y mantenimiento, se listan todas las probables causas relacionadas con los efectos de fallas observados, en este caso rotura de las horquillas para los cambios de primera a segunda y viceversa. Con una letra x se indican causas que según las evidencias pueden estar presentes y con un chulo las causas que se descartan porque no se encuentran evidencias de su presencia, teniendo en cuenta la revisión realizada en cada área de análisis.

Figura 15. Evaluación causa raíz espina de pescado.



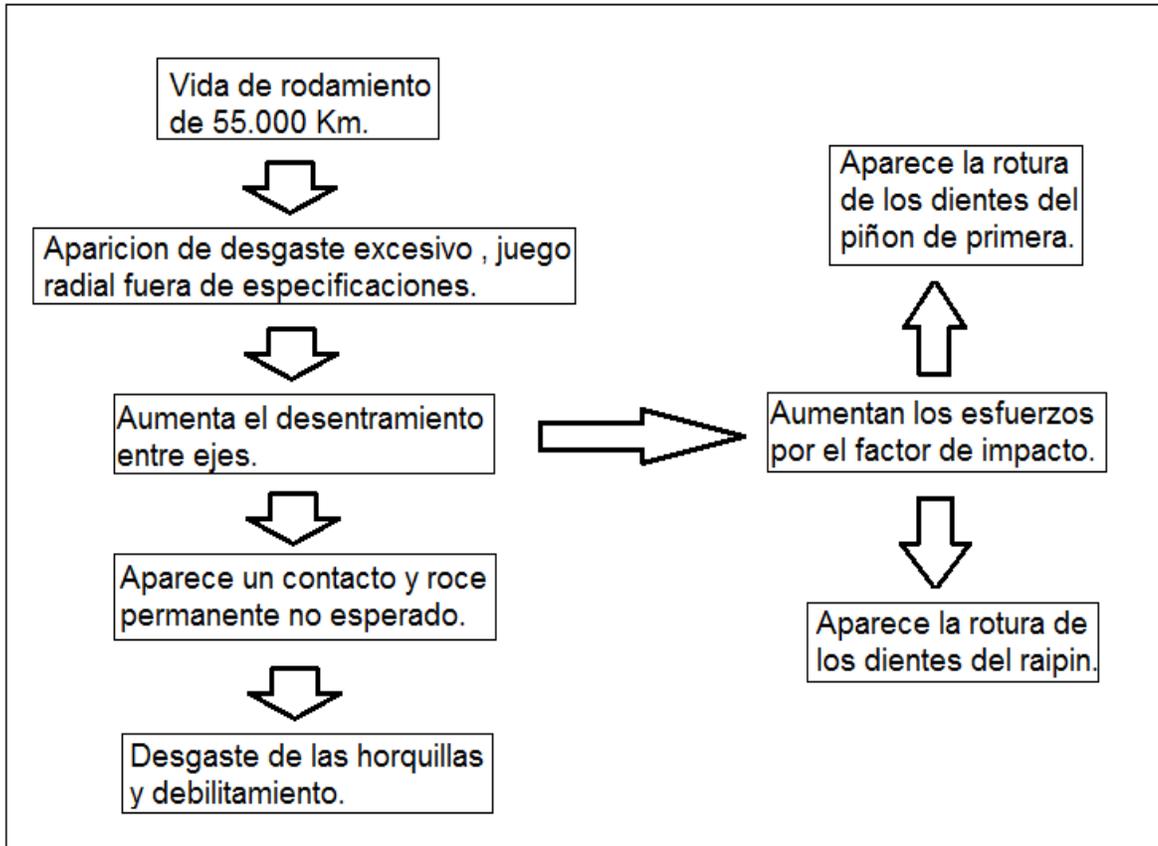
Fuente: Autores.

Basados en el entendimiento de cómo funciona la caja, los autores proponen un diagrama de cadena de la falla que sirve para ilustrar la secuencia de eventos que sucede secuencialmente hasta finalizar en la falla de la caja. A partir de las causas presentes en relación a los efectos observados en la figura anterior, en la figura 16 se muestra la cadena de fallas que los autores postulan, para identificar la causa raíz. Basados en la evidencia desarrollada hasta el momento, en el diagrama de la figura 16, puede verse la cadena de falla que se propone aplicar al caso en estudio. Puede concluirse que los problemas se inician en los rodamientos, La vida de estos según los estimados respectivos, está limitada desde el diseño, por lo tanto, al pasar estos de cierto número de kilómetros, aparecen desgastes y descentramientos que a su vez hacen aparecer fueras de impacto adicionales a las caja en buen estado deteriorándose la vida de los componentes con mayores cargas al momento de transmitir la potencia desde el motor a las ruedas, esto a su vez ocasionan problemas en cadena como se detalla en el esquema mostrado.

El análisis global propuesto se resume así:

Revisando el problema, iniciando por el efecto de daños en la horquilla de cambios, las causas de fallas probables, a primera vista, se observan como un desgaste pronunciado en las horquillas, debido a un fuerte roce, que podría sospecharse, es por deficiencias en la lubricación de la caja, lo cual a su vez puede derivar de bajo nivel por fugas o lubricante no apropiado a las condiciones de uso, aspectos que luego de comprobados, no se encontraron evidencias de su presencia, con lo que se descarta este camino.

Figura 16. Diagrama de causa raíz para el fallo de horquillas y piñones del diferencial.



Fuente: Autores.

Como posible explicación del daño en análisis sobre el desgaste prematuro, podemos ver que las horquillas y los bronceos o aros sincronizadores son los mayores afectados, pero al realizar varios estudios de dureza y factor de seguridad se tiene que no deben darse en uso normal, que implica que se mantengan las condiciones de ajuste y posicionado relativo de las piezas en contacto y movimiento relativo, con esto solo aparecen daños en el momento de realizar los cambios de marcha. Donde las piezas y rodamientos arrojaron unos resultados, en el cual se detectó que los rodamientos presentaron una vida contra el desgaste muy bajo (55.000 kilómetros contra 180.000 que es el valor establecido para la mayoría de marcas de vehículos) y al hacer una comparación

del ajuste radial de un rodamiento nuevo y uno ya fallado, se observa que el ajuste radial del usado, tomando varios de estos de varias cajas con daños, tienen mayor tolerancia que el nuevo y esto en un periodo de 70.000 km aproximadamente 5 meses.

El daño en los rodamientos causa que haya un sobre esfuerzo interno entre los engranes, ya que los rodamientos dan un centramiento y al estos tener una tolerancia radial de alta magnitud presenta dichos daños en las piezas como son: corona y reipin, ya que sus rodamientos son cónicos y al tener un desgaste masivo la tolerancia aumenta y se da el sobre esfuerzo en dichos engranes, al tener en cuenta que el factor de seguridad del engrane por daños de superficie es bajo, esto automáticamente tiende a picar y fracturar posteriormente los dientes por el sobre esfuerzo presente. Otras piezas que pueden estar afectada por el sobre esfuerzo dado que se da en el eje que manipula en los cambios de tercera y cuarta es la varilla selectora de los cambios de tercera y cuarta. Puesto que su dureza es alta pero su ductilidad es baja, y por ello es frágil.

Otro factor que determina posibles daños es el medio donde está trabajando el vehículo puesto que en la ciudad de Barranquilla las calles no son la más adecuada porque tienen muchos huecos y esto obliga a detenciones y arranques frecuentes, que derivan en el uso continuo de los cambios de primera y segunda velocidad.

3.4. SOLUCION PROPUESTA.

El diagrama de causa raíz, sugiere que al eliminar los problemas de desgaste en el rodamiento, cambiándolos, se pueden controlar los otros daños, que son más costosos y duran más tiempo en repararlos. Por esto la solución propuesta se explica así:

El conocimiento de la duración de los rodamientos de la caja para una vida de 55.000 kilómetros, sugiere que se deben realizar acciones de mantenimiento preventivo al rodamiento de la caja entre 50.000 y 55.000 km, donde se deben cambiar dichos rodamientos, con lo que se controlan los problemas de desgaste y posterior roturas de las horquillas, especialmente de los cambios de primera, segunda y tercera velocidad, además de controlarse la rotura de engranajes como la pareja de los cambios de primera y el raipin de la pareja del diferencial raipin - corona.

Las opciones de solución, están en el terreno del mantenimiento. Aquí se pueden plantear desde enfoques correctivos que es lo que actualmente se aplica a plantear enfoques preventivos, enfoques predictivos y enfoques modificativos.

De plano el enfoque predictivo se descarta por la dificultad de realizar mediciones de vibraciones a un vehículo en permanente movimiento, con lo que la seguridad se tornaría baja, asunto inadmisibles en este tipo de usos. El enfoque modificativo, implica cambiar de caja de velocidades y esta opción para ser totalmente confiable, debe corresponder con una solución de fábrica, que sería por ejemplo otra caja que acople de manera original con el motor y sea más robusta, evento que no existe. Por lo cual se descarta la opción modificativa.

A continuación las opciones técnicas de mantenimiento correctivo y preventivo se comparan desde la óptica económica para decidir el camino a seguir:

El valor de reparación por mantenimiento preventivo debe realizarse cada 40.000 km (en la situación de mayor exigencia económica), con un costo promedio de \$150.000, por solo ajustes y cambio de los rodamientos del eje principal o desplazable de la caja. En caso de no realizarse el mantenimiento preventivo sugerido, los daños a la caja ocurren a un promedio de 70.000 km con un costo de \$600.000 por modalidad de mantenimiento correctivo, dado que deben cambiarse los rodamientos, las horquillas de los cambios, los piñones picados y las arandelas de ajuste en general.

Por lo anterior, se tiene dos opciones de control sobre el daño de las cajas. Una realizar un mantenimiento preventivo de cambio de rodamientos cada 45.000 kilómetros y el otro realizar los cambios de piezas dañadas por correctivo, cada vez que la caja falla, esto ocurriendo a un promedio de 70.000 kilómetros, con un costo promedio de \$600.000. Las cuentas a realizar para definir que opción es mejor desde la óptica económica es:

- ✓ Para una vida promedio del vehículo de 350.000 km, la opción 1 consiste en realizar el cambio de las piezas cada 70.000 km. Se tiene que $(350.000 \text{ km} / 70.000 \text{ km} = 5 \text{ cambios})$, Es decir la caja de velocidades en el transcurso de su vida útil necesita 5 cambios de sus piezas en general con un costo global promedio de $(5 \times 600.000 = \$3.000.000)$.
- ✓ Para la opción 2 la cual consiste en realizar el mantenimiento preventivo cada 40.000km con una vida promedio del vehículo de 350.000 km. Se tiene que $(350.000 \text{ km} / 40.000 \text{ km} = 8.7 \text{ cambios})$, lo que se redondea a los 9 cambios durante la vida útil), Esto quiere decir que el costo global promedio realizando el mantenimiento preventivo durante la vida útil del vehículo será de $(9 \times 150.000 = \$1.305.000)$. Valores validos por unidad de automóvil.

Es claro que el mantenimiento preventivo sugerido es la mejor opción económica, además como la reparación es mínima en duración de manera comparativa,

donde con la opción preventiva el tiempo en el taller es de medio día y con la opción correctiva el promedio anotado es de tres días. Con lo mencionado, entonces la opción preventiva, además mejora la disponibilidad del vehículo.

3.5. AYUDAS PARA MEJORAR EN EL USO DE LA CAJA DE VELOCIDADES.

El enfoque para garantizar que puedan alcanzarse las mejoras en la vida útil de la caja y en la reducción de los costos del ciclo de vida, se basan en criterio siguiente: “En la medida que se mejore la confiabilidad mediante el control de las causas de las fallas y se mejore en la mantenibilidad, mediante aumentar el grado de conocimiento para realizar reparaciones efectivas, entonces se tendrá éxito en aumentar la disponibilidad de los activos productivos”.

Con el propósito de mejorar la extensión de la vida útil de la caja de análisis, los autores proponen las siguientes ayudas, adicionales al de cambio preventivo de rodamientos explicado en la sección anterior.

En la tabla 6 se expone en la primera columna (de izquierda a derechas), los síntomas de averías que el conductor puede percibir. Esto puede servir para que se realice una prueba de conocimientos a los conductores para ver cuales poseen experiencia para informar de manera oportuna de daños cercanos.

En la columna de en medio se anotan las posibles causas de estos síntomas. Y la columna final las soluciones sugeridas. Por ejemplo, en el evento de que los cambios suenan al intentar cambiar de velocidades. Si la primera entra con dificultad, así como los demás cambios, esto indica problemas en el cloche que no libera totalmente el disco del embrague al pisar el pedal del mismo. La acción más sencilla es graduar el cloche de tal manera que quede con holgura pero con suficiente recorrido para asegurar total libertad el disco al momento de pisar el pedal del cloche. Así se hace con los otros síntomas.

Otra ayuda para mejorar en relación a las fallas de las cajas es aplicar algún enfoque moderno de mantenimiento para facilitar la solución de problemas a nivel de mecánicos.

Tabla 6. Análisis Caza Fallas para la Caja de Velocidades en Análisis.

CAJA DE CAMBIOS		
SINTOMAS DE POSIBLES AVERIAS	CAUSAS	SOLUCIONES
1. Suenan las marchas (cambios) al intentar introducirlos.	Mando de embrague desajustado (cable destensado o sistema hidráulico defectuoso), lo que es causa de que el desembrague no sea completo al pisar el pedal.	Tensar el cable y ajustar su tope o sangrar el circuito hidráulico de mando.
	Desgaste de los conjuntos sincronizadores.	Desmontar la caja de cambios y sustituir anillos o conjuntos sincronizados.
2. Las marchas entran con dificultad.	Varillaje de accionamiento del cambio desalineado o falta de lubricación.	Ajustar o lubricar.
	Avería interna del cambio (rodamientos, conjuntos sincronizadores, piñones, etc.)	Desmontar y revisar.

Fuente: Autores.

Una de las soluciones más viables para la determinación de este proyecto es la de los mantenimientos preventivos. Un método de mantenimiento preventivo basado en metodologías como RCM, TPM o CBM que ayudan a que las fallas del vehículo sean mínimas y con esto hacer que en un futuro la fallas puedan disminuir su porcentaje hasta llegar a ser lo más cercano posible del 0%. El método que se destaca para que este porcentaje de fallas sea el menor posible es el método RCM (Reliability Centered Maintenance), donde se aplicaran las 7 preguntas RCM y el corbatín de falla donde están el antes y el después que se denominan AMFE (Análisis Modal de Fallos y Efectos).

- APLICACION DE LA METODOLOGIA RCM

Para la aplicación mencionada al modo específico de fallas, la aplicación de RCM aquí, consiste en plantear las 7 preguntas del método, en el orden que la metodología indica y proceder a su respectiva respuesta, lo anterior queda así:

1. ¿Cuáles son las funciones del vehículo y el medio donde se envuelve? (Estándares de funcionamiento).

R/=Proporcionar un servicio de transporte a los clientes y su lugar de trabajo es principalmente en las calles de barranquilla.

2. ¿De qué manera la caja de velocidades hace que el vehículo deja de cumplir sus funciones? (Fallas funcionales).

R/=Cuando existe una fuga de aceite que hace que los cambios de velocidad sean más difíciles de introducir al momento de conducir el vehículo, disminuyendo su rendimiento de la ficha técnica inicial ó cuando ocurre un daño interno (fatiga de una pieza o desgaste) esto no permite que se transmita la potencia del motor a la transmisión y por ende el vehículo no puede seguir funcionando, esto en condiciones extremas.

3. ¿Qué causa cada falla en la caja de velocidades? (Modos de falla).
- Falta de una buena lubricación por lubricante no apropiado y/o por bajo o alto nivel del mismo.
 - Extensas jornadas de trabajo del vehículo.
 - Manejo inadecuado del operario y el lugar de trabajo.
 - Recorrido incorrecto del embrague.
 - Falta de manteniendo en suspensión.
 - No hacer cambios de los soportes cuando están averiados.

4. ¿Qué pasa cuando ocurre cada falla en la caja de velocidades? (Efectos de falla).

R/=Se pierde la jornada de trabajo y si no hay un mantenimiento preventivo planificado, los daños que se le presenten en el vehículo van a tener un mayor costo por que el daño de las piezas será de mayor gravedad y serán muchas las piezas averiadas.

5. ¿En qué manera afecta cada falla de la caja de velocidades? (Consecuencias de la falla).

R/=El vehículo no se puede desenvolver como lo hace frecuentemente y hace que el vehículo este inhabilitado para estar en sus jornadas de trabajo, si no es tan grave la falla el vehículo sigue en funcionamiento pero su rendimiento disminuye debido a que no se le puede exigir mientras se hace la respectiva reparación.

6. ¿Qué se puede hacer para prevenir la falla de la caja de velocidad?

- Proporcionar capacitación a los operarios
- Cambiar el aceite de la caja cada 3 meses
- Un plan de mantenimiento preventivo cada 8 meses para reducir fallas continuas y obtener menos gastos.
- Dar indicaciones sobre el medio donde se desenvuelve el vehículo.

7. ¿Qué sucede si no puede prevenir la falla de la caja?

R/=Si no se puede prevenir la falla de la caja con el paso del tiempo se van a deteriorar las piezas al estar expuestas a una fatiga que en su determinado momento hará que el sistema deje de operar, en este caso tendríamos que recurrir a otras metodologías de mantenimiento para mejorar su vida útil si el método usado no dio frutos al momento de prevenir dichas fallas.

Con este método de mantenimiento preventivo se realizará un seguimiento al vehículo para observar cómo evoluciona su vida útil. Posterior a esto se encontrara el mantenimiento correctivo en caso de que el mantenimiento preventivo no de los resultados esperados al momentos de realizar los análisis y comparaciones de satisfacción de calidad.

Con este mantenimiento correctivo se resolverán los defectos observados en la caja de velocidades o en algunas de sus piezas, una vez localizada la falla o defecto y si este daño es reversible o irreversible, luego se procede a corregir o reparar.

Basados en lo anterior, los autores proponen el siguiente plan de mantenimiento preventivo para las cajas de velocidades.

DIARIO.

- Revisión visual por parte del conductor, para ver si existen o no manchas de valvulina en el piso.
- Revisión del ajuste del pedal por parte del conductor. Al pisar el pedal del cloche con el automóvil encendido y en neutral, activar el cambio de primera y observar que el mismo entra y sale suavemente, sin ruidos ni atrancamientos. En caso de tener ruidos y /o atrancamiento, probar con el motor apagado, si ahora entra sin problemas, se debe reajustar la graduación del cloche.
- En caso de que el cambio entre bien, pero al soltarlo para que el vehículo se mueva, el pedal sale muy arriba, se debe desgraduar el pedal de cloche para que salga la mitad de su recorrido total.

MENSUAL.

- Revisar el nivel de valvulina de la caja. Reponer en caso de bajo nivel o extraer en caso de alto nivel. Si es por bajo nivel, revisar todos los retenedores de la caja por fugas y cambiar los que evidencien manchas de valvulina. Usar siempre el aceite recomendado. No echar aceite más grueso o de mayor viscosidad con la creencia que elimina las fugas pequeñas. En caso de alto nivel, revisar por ingreso de agua a la caja, en este caso vaciar totalmente la valvulina y reponer con nueva. Esto puede suceder después de una inundación de pasar por arroyos, ríos, etc.
- Revisar los semiejes para ver la existencia de juegos excesivos, principalmente en la entrada de los respectivos ejes a la caja de velocidades.
- Revisar las palancas y guayas de los cambios, limpiar, lubricar, apretar y ajustar para eliminar los juegos derivados del desgaste normal.

SEMESTRAL.

- Cambiar los rodamientos del desplazable. Cambiar la valvulina y cada dos reparaciones, cambiar los retenedores de la caja.
- Cambiar en cada reparación el retenedor de la barra de cambios.
- Cambiar los aros de sincronización cada cuatro semestres (cada dos años).
- Cambiar cada tres años (cinco semestres) el piñón de primera y de segunda velocidad.
- Cambiar las bases del motor en cada reparación. Revisar que los apoyos metálicos no estén desprendidos, en este caso soldar y pintar.

CONCLUSIONES

- ✓ Para realizar el análisis de fallas, primero se evaluaron los aspectos operativos y de mantenimiento. En esta área se encontraron algunas deficiencias en el ajuste del cloche, el problema más grave es con los conductores que gustan de tener el pedal bajo, esto en cualquier descuido fuerza el cambio de marcha y las piezas internas de la caja, lo que acorta su vida útil. Para solucionarlo, se propone un ajuste del pedal de cloche a mitad de recorrido. Se plantea un programa de revisión diaria, mensual y semestral para controlar la rotura de piezas internas como las horquillas y algunos piñones.
- ✓ Por otro lado se llegó a la conclusión de que los engranes tienen un factor de seguridad elevado porque nunca fallan es decir que la fatiga en estos componentes es mínima, debido a su acople milimétrico al momento de realizar sus funciones en la caja de velocidades, por otra parte se observa que en los rodamientos su vida es muy baja respecto a la duración de los mismos en otros vehículos y por ende aquí es donde más tenderá a fatigarse el material y con esto ocasionará la falla que perjudicará el funcionamiento y el desempeño de la respectiva caja de velocidades, si el propósito es tener una vida de al menos 150.000 kilómetros.
- ✓ Al aplicar el proceso de análisis causa – raíz, se usa el diagrama espina de pescado, con el que se logran identificar causas asociadas a los efectos de las fallas investigadas. Las áreas analizadas fueron operación y mantenimiento, además de montaje y diseño. Fue en esta última donde se detectó la causa raíz, pero los autores adicionaron un plan de mantenimiento basados en la metodología RCM que logra identificar causas adicionales que aceleran el desgaste de no tenerse en cuenta, todo esto mejora entonces la confiabilidad y la mantenibilidad de los vehículos,

que se refleja como un aumento de la disponibilidad y un aminoramiento del impacto ambiental, si se tiene en cuenta el uso en mayor cantidad de aceites por cada reparación y disolventes necesarios para propósitos de limpieza. Posteriormente y basados en el conocimiento del funcionamiento de la caja, se determina la cadena de fallas con el uso de un diagrama de cadena y se determino que el origen de los problemas radica en la limitada vida de los rodamientos, promediada en 50.000 kilómetros, valor bajo si se compara con la duración esperada de la mayoría de las cajas de 180.000 kilómetros. .Al medir en un caja tomada de muestra el juego radial con rodamientos desgastados el valor fue de dos milímetros y al medir el mismo juego, luego del cambio de rodamientos el juego fue de 0.4 milímetros, esto indica el alto grado de aumento de las distancias entre centros de los ejes que transmiten potencia cuando ocurre el desgaste de los rodamientos.

- ✓ Se propone como media preventiva justificada, el cambio periódico de rodamientos cada 45.000 kilómetros, a un costo redondeado de un millón de pesos durante la vida promedio de 350.000 kilómetros para un taxi. Si se espera a realizar reparaciones, el costo durante la misma vida es de tres millones, con un sobre costo por vehículo de dos millones en el enfoque correctivo. Cuenta que no tiene en cuenta el beneficio por lucro cesante recuperado, que para el caso preventivo es de un día de taller y para el correctivo de tres días, ganándose dos días de producción extra, esto en dinero posee un valor de unos doscientos mil pesos por taxi, que representa un ahorro adicional de un millón de pesos por vehículo durante la vida de 350.000 kilómetros.

5. RECOMENDACIONES

- ✓ Para aumentar la eficacia en la caja de velocidades se sugiere revisar los soportes, aceites de la caja, el accionamiento del embrague e inspeccionar los bujes de las palancas según el plan de mantenimiento preventivo propuesto.
- ✓ Efectuar una mejora en las guías de desplazamientos del vehículo de tal forma que se facilite el movimiento de este en el entorno que se desempeña.
- ✓ Realizar el mantenimiento preventivo en la caja de velocidades para que presente menos fallas y tenga un tiempo de vida más prolongado los componentes que presentan fallas más frecuente.
- ✓ Elegir un conductor altamente calificado.

BIBLIOGRAFÍA

Allen S. Hall, Alfred R. Holowenko, Joseph. Teoría Y Problemas De Diseño De Máquinas. 5 ed. México: McGraw-Hill. 2001. 1100p.

“cojinetes de rodamiento”. {En línea}. {14 Agosto de 2013} disponible en: (<http://spanish.alibaba.com/product-gs/kbc-bearings-ball-bearing-6215-1298399414.html>)

“El AMFE- análisis modal de fallos y efectos”. {En línea}. {3 febrero 2012} disponible en: (<http://www.caletec.com/cursos/amfe/>).

Geoffrey Boothroyd. 1975, “Fundamentals of metal machining and machine tools”, Mc Graw-Hill, pp. 262-300

H. CROUSE, 2000, WILLIAM. Cajas de cambio tipos y funcionamiento.{En línea}. {10 octubre de 2011} disponible en: (<http://professionalautomotive.wordpress.com/2012/07/24/cajas-de-cambio-tipos-y-funcionamiento/>).

J.L Oliver, 1996 “teoría maquinas Tema 13.conceptos básicos sobre engranes”, Universidad politécnica de Valencia. Pp. 2-4

L. Norton. Robert. Diseño de Máquinas. 3ra Edición. Editorial PRETENCE HALL, 2005

L. Norton. Robert. Diseño de Máquinas. 4ra Edición. Editorial PRETENCE HALL, 2005

MARQUEZ DE MELO, José Cajas de velocidades mecánicas “Modulo mechanical efficiency”. (En línea). (10 julio de 2009) disponible en: (<http://www.deperu.com/autos/descripcion-y-funcionamiento-de-la-caja-mecanica-717>).

MOTT Robert/ Diseño de elementos de máquina. 4ta ed. México: Pearson Education 2006.

Samuel doughty, 1988, “mechanics of machines”; jonh wiley &son.

SHIGLEY, Joseph. Diseño En Ingeniería Mecánica. 6 ed. México: McGraw-Hill. 2002. 1257p.

SHIGLEY, Joseph. Diseño En Ingeniería Mecánica. 6 ed. México: McGraw-Hill. 2002. 1257p.

Thomas E. French, “Hyundai Atos datos técnicos”. {En línea}. {4 marzo de 2013} disponible en: (http://es.wikipedia.org/wiki/Hyundai_Atos).

Thomas E. French, “mecánica con énfasis a la caja de velocidades”. {En línea}. {4 agosto de 2010} disponible en: (<http://www.mecanicafacil.info/mecanica.php?id=cajaVelocidades>).

8. ANEXOS.

IMÁGENES DE LAS PIEZAS Y PRUEBAS DE DUREZA EN EL LABORATORIO DE LA UNIVERSIDAD AUTONOMA DEL CARIBE

Piñón de Primera.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza en el piñón de primera.

Prueba	DUREZA PIÑON DE PRIMERA	HB
1	119 HRB	284.6
2	120.8 HRB	288.9
3	120 HRB	287

DUREZA PROMEDIO PIÑON DE PRIMERA	119.9 HRB
----------------------------------	-----------

Corona de Piñón de Primera.



Fuente: Autores

Prueba de corona de piñón de primera.

Prueba	DUREZA CORONA DE PIÑÓN DE PRIMERA. (HBR)	DUREZA HB
1	90.2 HRB	215.75
2	114 HRB	272.6
3	107 HRB	241.58

DUREZA PROMEDIO CORONA DE PIÑÓN DE PRIMERA	103.7 HRB
--	-----------

Piñón de Segunda.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza en el piñón de segunda.

Prueba	DUREZA PIÑÓN DE SEGUNDA	HB
1	112.3 HRB	268.6
2	116.7 HRB	279.1
3	120.4 HRB	287.9

DUREZA PROMEDIO PIÑÓN DE SEGUNDA	116.4 HRB
----------------------------------	-----------

Corona de Piñón Segunda.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza corona piñón segunda.

Prueba	DUREZA CORONA DE PIÑÓN DE SEGUNDA	HB
1	100 HRB	242.1
2	102.3 HRB	257
3	101 HRB	247

DUREZA PROMEDIO CORONA PIÑÓN DE SEGUNDA	101.3 HRB
---	-----------

En las siguientes imágenes se puede ver como el piñón de tercera arroja una dureza promedio de 119.6 HRB, de igual forma la corona del piñón de tercera es 114.2 HRB. En el piñón de tercera existe una diversidad de desgaste, se observa que este presenta dientes desgastados debido a las altas jornadas de trabajo del vehículo pero si tenemos en cuenta todos los métodos utilizados en este proyecto podemos evitar este desgaste superficial. También se observa el piñón de cuarta y corona del piñón de cuarta con una dureza promedio 119.7 HRB y 109.9 HRB.

Piñón de Tercera.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza en el piñón de tercera.

Prueba	DUREZA PIÑON DE TERCERA	HB
1	119.6 HRB	286
2	120.6 HRB	288.4
3	118.7 HRB	283.9

DUREZA PIÑON DE TERCERA	119.6 HRB
-------------------------	-----------

Corona Piñón de Tercera.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza corona de piñón de primera.

Prueba	DUREZA CORONA DE PIÑÓN DE PRIMERA	HB
1	115.4 HRB	276
2	109.4 HRB	261.6
3	117.8 HRB	281.7

DUREZA PROMEDIO CORONA DE PIÑÓN DE PRIMERA	114.2 HRB
---	-----------

Piñón de Cuarta.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza en el piñón de cuarta.

Prueba	DUREZA PIÑÓN DE CUARTA	HB
1	119.4 HRB	285.6
2	121.2 HRB	289.9
3	118.6 HRB	283.6

DUREZA PROMEDIO PIÑÓN DE CUARTA	119.7 HRB
------------------------------------	-----------

Corona Piñón de Cuarta.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza corona piñón de cuarta.

Prueba	DUREZA CORONA PIÑÓN DE CUARTA	HB
1	107.3 HRB	256.6
2	110.2 HRB	263.5
3	112 HRB	267.8

DUREZA PROMEDIO CORONA PIÑÓN DE CUARTA	109.9 HRB
--	-----------

El piñón de quinta y la corona de quinta tienen una dureza promedio de 119.3 HRB y 94.3 HRB. Esta es una pareja difícil de que presenten fallas solo en caso de que el nivel del aceite no está acorde con la especificación del fabricante, ya sea porque algún retenedor ha fallado y se presenta una fuga.

Se realizaron pruebas al piñón de reversa y sincronizador de engrane de primera y segunda. Con una dureza promedio 116.6 HRB y 117.53 HRB. El piñón de reversa es uno de los piñones más confiables en esta caja por su poco uso.

Piñón de Quinta.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza piñón de cuarta.

Prueba	DUREZA PIÑÓN DE QUINTA	HB
1	120 HRB	287
2	120.1 HRB	287.2
3	118.3 HRB	282.9

DUREZA PROMEDIO PIÑÓN DE QUINTA	119.3 HRB
------------------------------------	-----------

Corona Piñón de Quinta.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza corona piñón de Quinta.

Prueba	DUREZA CORONA PIÑON DE QUINTA	HB
1	92.1 HRB	194.9
2	96.7 HRB	219
3	94 HRB	204

DUREZA PROMEDIO CORONA PIÑON DE QUINTA	94.3 HRB
--	----------

Piñón de Reversa.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza piñón de reversa.

Prueba	DUREZA PIÑÓN DE REVERSA	HB
1	116.2 HRB	277.9
2	118.9 HRB	284.4
3	114.6 HRB	274.1

DUREZA PROMEDIO PIÑÓN DE REVERSA	116.6 HRB
-------------------------------------	-----------

Sincronizador de Engrane De Primera y Segunda.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza sincronizador de 1ra y 2da.

Prueba	DUREZA SINCRONIZADOR DE ENGRANE DE 1ra y 2da	HB
1	118.3 HRB	282.9
2	117.6 HRB	281.2
3	116 HRB	277.4

DUREZA PROMEDIO SINCRONIZADOR DE ENGRANE DE 1ra y 2da	117.53 HRB
--	------------

De igual manera en las siguientes imágenes se observa el sincronizador de engrane de tercera y cuarta, y sincronizador de engrane de quinta tienen una dureza promedio de 115.5 HRB y 114.6 HRB. Estos sincronizadores tampoco presentan fallas si no en un tiempo prolongado o daño prematuro de la caja, por consiguiente y siguiendo la metodología en la investigación. Por ser este uno de los cambios más accionados por el conductor tiende a tener un mayor desgaste por fricción al llegar al límite de rechazar dicho cambio, lo que se conoce como 'soltó el cambio'.

Se realizaron pruebas al cubo de arrastre de primera y segunda, y cubo de arrastre de tercera y cuarta con una dureza promedio 114.6 HRB y 109.7 HRB. En estos se presenta una diferencia de durezas, esto se debe a la fricción de arrastre para seleccionar los cambios, por ello tienden a fallar con el tiempo, si no se realiza un mantenimiento preventivo en estos, se presentara la falla en un tiempo corto.

Sincronizador de Engrane de Tercera y Cuarta.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza sincronizador de 3ra y 4ta.

Prueba	DUREZA SINCRONIZADOR DE ENGRANE 3ra Y 4ta	HB
1	117.7 HRB	281.5
2	114.7 HRB	274.3
3	114.1 HRB	272.9

DUREZA PROMEDIO	115.5 HRB
-----------------	-----------

Sincronizador de Engrane de Quinta.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza sincronizador de 3ra y 4ta.

prueba	DUREZA SINCRONIZADO R DE ENGRANE QUINTA	HB
1	112.4 HRB	268.8
2	116.9 HRB	279.6
3	114.6 HRB	274.1

DUREZA PROMEDIO	114.6 HRB
-----------------	-----------

Cubo de Arrastre Primera y Segunda.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza cubo de arrastre 1ra y 2da.

Prueba	DUREZA CUBO DE ARRASTRE PRIMERA Y SEGUNDA	HB
1	111.3 HRB	266.2
2	106.5 HRB	254.7
3	111.3 HRB	266.2

DUREZA PROMEDIO	114.6 HRB
-----------------	-----------

Cubo de Arrastre Tercera y Cuarta.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza cubo de arrastre 3ra y 4ta.

Prueba	DUREZA CUBO DE ARRASTRE 3ra y 4ta	HB
1	113.2 HRB	270.7
2	106 HRB	253.5
3	103 HRB	246.3

DUREZA PROMEDIO	109.7 HRB
-----------------	-----------

En las siguientes imágenes se podrá observar el cubo de arrastre de quinta, y balines de la caja que centran la piñonera, estos tienen una dureza promedio de 105.4 HRB y 118.3 HRB. Solo en caso de falla de lubricación pueda generar una fundición o desgaste en ellos. Y en caso de los balines se desgastan mucho por la fricción en la que está actuando.

También se realizaron pruebas a la horquilla de primera y segunda, y a la horquilla de tercera y cuarta con una dureza promedio 68.3 HRB y 71.4 HRB. En la horquilla de primera y segunda, y horquilla de tercera y cuarta. Podemos observar la fractura por fatiga progresiva que se propaga durante su trabajo. Algunas causas de su falla pueden ser de torque continuo de operación no recomendado, dureza y espesor muy bajo.

Cubo de Arrastre de Quinta.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza cubo de arrastre 5ta y rever.

Prueba	DUREZA CUBO DE ARRASTRE 5ta y REVER	HB
1	106.7 HRB	255.2
2	104.3 HRB	249.4
3	105.2 HRB	251.6

DUREZA PROMEDIO	105.4 HRB
-----------------	-----------

Balines de la Caja que Centran la Piñonería.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza balines de la caja que centran la piñonería.

Prueba	DUREZA BALINES DE LA CAJA QUE CENTRAN LA PIÑONERIA	HB
1	116.5 HRB	278.6
2	119.7 HRB	286.3
3	118.9 HRB	284.4

DUREZA PROMEDIO	118.3 HRB
-----------------	-----------

Horquilla de Primera y Segunda.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza horquilla 1ra y 2da.

Prueba	DUREZA HORQUILLA DE PRIMERA Y SEGUNDA	HB
1	68.4 HRB	119.2
2	69.1 HRB	121.3
3	67.6 HRB	117.8

DUREZA PROMEDIO	68.3 HRB
-----------------	----------

Horquilla de Tercera y Cuarta.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza horquilla 1ra y 2da.

Prueba	DUREZA HORQUILLA DE TERCERA Y CUARTA	HB
1	71.8 HRB	129.2
2	71.2 HRB	128.7
3	71.4 HRB	128.9

DUREZA PROMEDIO	71.4 HRB
-----------------	----------

El bronce de primera y segunda, y bronce de tercera y cuarta tienen una dureza promedio de 90.4 HRB y 90.6 HRB. Esto quiere decir que su ductilidad es mayor, y por ello el material con el que trabaja que es el recubrimiento de babbitt y el desgaste por fricción va a ser bajo.

Se realizaron pruebas al bronce de quinta, y a la corona de transmisión con una dureza promedio 90 HRB y 117.2 HRB. En la corona de transmisión de la caja de velocidades se observó el desgaste debido a alta fricción.

Bronce de 1ra y 2da.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza bronce 1ra y 2da.

Prueba	DUREZA BRONCE DE 1RA Y 2DA	HB
1	87.1 HRB	171
2	96.1 HRB	214.5
3	88.1 HRB	176.8

DUREZA PROMEDIO	90.4 HRB
-----------------	----------

Bronce de 3ra y 4ta.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza bronce 3ra y 4ta.

Prueba	DUREZA BRONCE DE 3RA Y 4TA	HB
1	88.6 HRB	176.4
2	94.2 HRB	204.5
3	89.1 HRB	181.3

DUREZA PROMEDIO	90.6 HRB
-----------------	----------

Bronce de Quinta.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza bronce 5ta.

Prueba	DUREZA BRONCE DE QUINTA	HB
1	90.5 HRB	185.1
2	87.1 HRB	171
3	92.4 HRB	194.8

DUREZA PROMEDIO	90 HRB
-----------------	--------

Corona de Transmisión.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza corona de transmisión.

Prueba	DUREZA CORONA DE TRANSMISION	HB
1	114.9 HRB	274.8
2	120.2 HRB	287.5
3	116.7 HRB	279.1

DUREZA PROMEDIO	117.2HRB
-----------------	----------

En las siguientes imágenes se puede ver el planetario y el satélite los cuales tienen una dureza promedio de 121 HRB y 117.7 HRB. Gracias al torque recibido por el vehículo estos son altamente resistentes al impacto y a la fricción. También se le hicieron pruebas al pasador del planetario y satélite, y al reipin en pista de primera 118.4 HRB y 117.3 HRB. Se analizó que estos, rara vez presentan fallas en esta caja, por su alta dureza. No se detalla ningún factor crítico en estos componentes sino desgaste normal por ser sistemas mecánicos.

Planetario.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza planetario.

Prueba	DUREZA PLANETARIO	HB
1	122.2 HRB	292.2
2	120.7 HRB	288.7
3	120.1 HRB	287.2

DUREZA PROMEDIO PLANETARIO	121 HRB
----------------------------	---------

Satélite.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza satélite.

Prueba	DUREZA SATELITE	HB
1	116HRB	277.4
2	118 HRB	282.2
3	119.2 HRB	285.1

DUREZA PROMEDIO SATELITE	117.7HRB
-----------------------------	----------

Pasador de Planetario y Satélite.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza planetario y satélite.

Prueba	DUREZA PASADOR DE PLANETARIO Y SATELITE	HB
1	120.6 HRB	288.4
2	114.5 HRB	273.8
3	120.3 HRB	287.7

DUREZA PROMEDIO	118.4HRB
-----------------	----------

Reipin en Pista de 1era



Fuente: Autores

Pruebas de dureza reipin en pista de primera.

Prueba	DUREZA REIPIN EN PISTA DE PRIMERA	HB
1	117.6 HRB	281.2
2	118.9 HRB	284.4
3	115.4 HRB	276

DUREZA PROMEDIO	117.3HRB
-----------------	----------

De igual manera se realizaron pruebas en el reipin en pista de segunda y drober en pista de tercera tienen una dureza promedio de 116.2 HRB y 116.4 HRB. Se observó que tienen poco desgaste, debido a que el desgaste que existe es normal por su trabajo continuo, pero podemos decir que se encuentra en muy buenas condiciones.

Esta prueba de dureza también fue aplicada en el cubo de rodamiento aguja de cuarta y cubo de rodamiento aguja de quinta y nos dio una dureza promedio de 115.9 HRB y 116.2 HRB. Se observó que los rodamientos de aguja tienden a tener desgaste y la tolerancia entre el piñón, el rodamiento y la pista aumenta.

Reipin en Pista de Segunda.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza reipin pista de 2da.

Prueba	DUREZA REIPIN EN PISTA DE SEGUNDA	HB
1	114.3 HRB	273.4
2	115.7 HRB	276.7
3	119.1 HRB	284.8

DUREZA PROMEDIO	116.2HRB
-----------------	----------

Drober en Pista Tercera.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza drober en pista 3ra.

Prueba	DUREZA DROBER EN PISTA DE TERCERA	HB
1	116.2 HRB	277.9
2	117.8 HRB	281.7
3	115.3 HRB	275.9

DUREZA PROMEDIO	116.4HRB
-----------------	----------

Cubo de Rodamiento Aguja de 4ta.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza cubo de rodamiento aguja 4ta.

Prueba	DUREZA CUBO DE RODAMIENTO AGUJA 4TA	HB
1	115.6 HRB	276.5
2	115.2 HRB	275.5
3	117 HRB	279.8

DUREZA PROMEDIO	115.9HRB
-----------------	----------

Cubo de Rodamiento Aguja de 5ta.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza cubo de rodamiento aguja 5ta.

Prueba	DUREZA CUBO DE RODAMIENTO AGUJA 5TA	HB
1	118.1 HRB	282.4
2	116.5 HRB	278.6
3	114.1 HRB	272.9

DUREZA PROMEDIO	116.2HRB
-----------------	----------

En la pista de rodamiento superior del drober y pista de rodamiento inferior del Drober se realizaron las pruebas de dureza, estos tienen una dureza promedio de 118.6 HRB y 118.4 HRB. De igual manera realizamos la prueba a la varilla de primera y segunda y a la varilla de tercera y cuarta, y dio como resultado una dureza promedio de 109.9 HRB y 108.9 HRB. En estas figuras se puede observar la importancia de la fatiga superficial que consiste en una pérdida localizada del material, normalmente en forma de pequeñas cavidades. Algunas causas para que esto se dé es la baja dureza en capa endurecida, junto con viscosidad baja del lubricante.

Pista de Rodamiento Superior del Drober.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza pista rodamiento superior del drober.

Prueba	DUREZA PISTA DE RODAMIENTO SUPERIOR DEL DROBER	HB
1	119.5 HRB	285.8
2	115.9 HRB	277.2
3	120.4 HRB	287.9

DUREZA PROMEDIO	118.6HRB
-----------------	----------

Pista de Rodamiento Inferior del Drober.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza cubo de rodamiento aguja 4ta.

Prueba	DUREZA PISTA DE RODAMIENTO INFERIOR DEL DROBER	HB
1	116.9 HRB	279.6
2	117.8 HRB	281.7
3	120.7 HRB	288.7

DUREZA PROMEDIO	118.4HRB
-----------------	----------

Varilla de Primera y Segunda.



Fuente: Autores

Pruebas de dureza varilla 1ra y 2da.

Prueba	DUREZA VARILLA DE PRIMERA Y SEGUNDA	HB
1	108.4 HRB	259.2
2	110.8 HRB	265
3	110.6 HRB	264.5

DUREZA PROMEDIO	109.9HRB
-----------------	----------

Varilla de Tercera y Cuarta.



Fuente: Autores

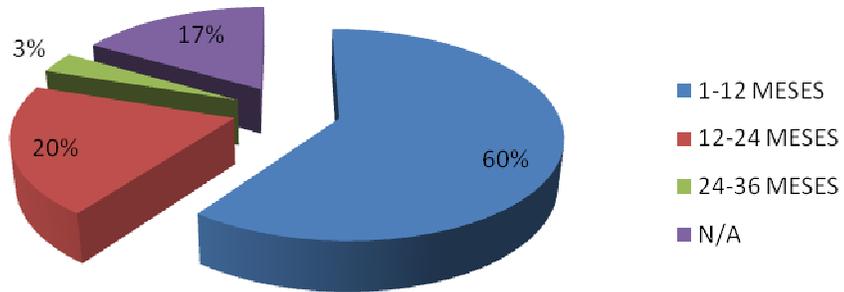
Pruebas de dureza varilla 3ra y 4ta.

Prueba	DUREZA VARILLA DE TERCERA Y CUARTA	HB
1	109.1 HRB	260.9
2	110.2 HRB	263.5
3	107.6 HRB	257.3

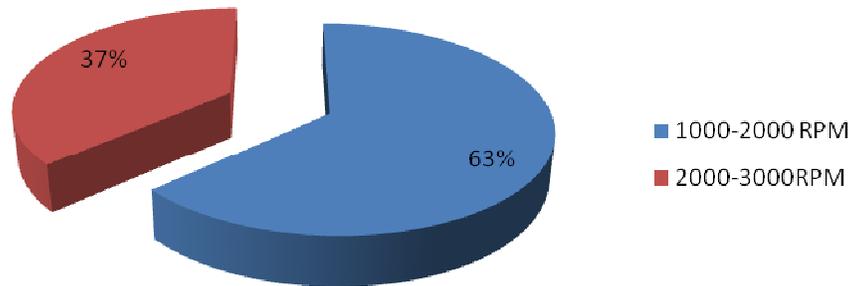
DUREZA PROMEDIO	108.9HRB
-----------------	----------

ENCUESTAS

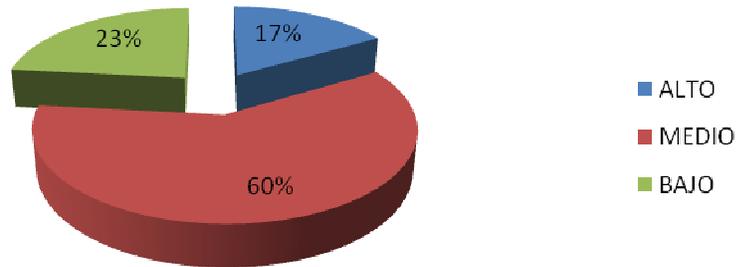
¿Cada cuanto le hace mantenimiento preventivo a la caja de velocidades ?



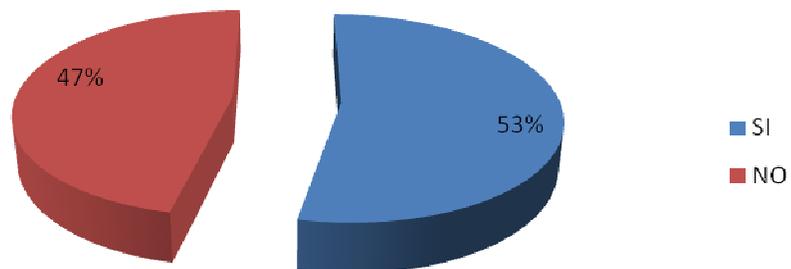
¿A cuántas revoluciones hace el cambio de velocidad?



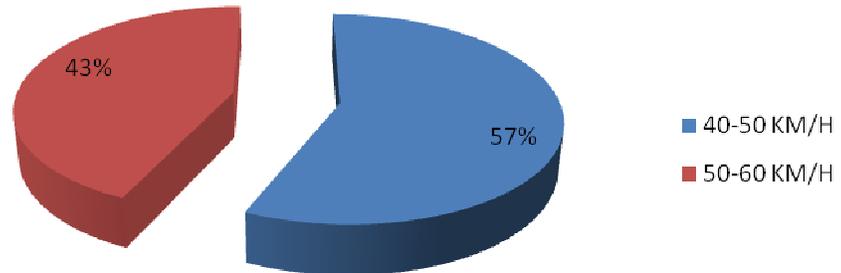
El desplazamiento del embriague de su vehículo, como lo define



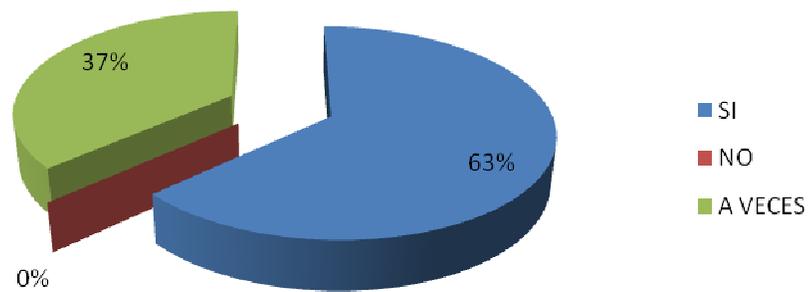
¿Se encuentra el vehículo en doble turno?



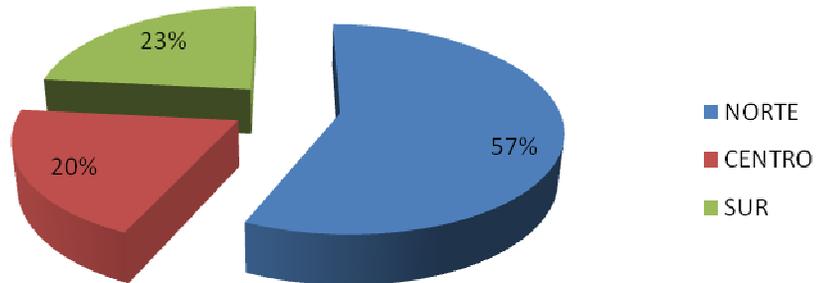
¿Cuál es la velocidad que mas frecuente en el vehículo?



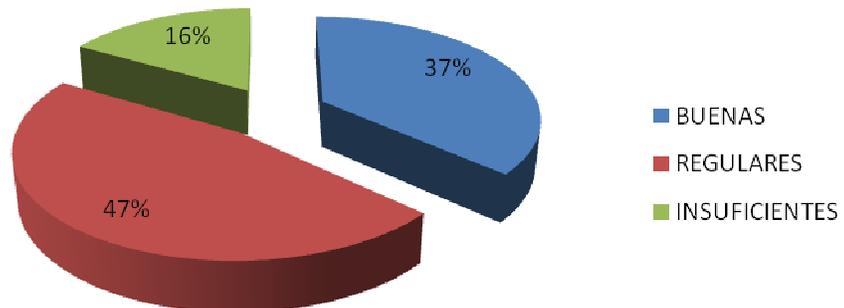
¿Es usted precavido con el vehículo al momento de conducir?



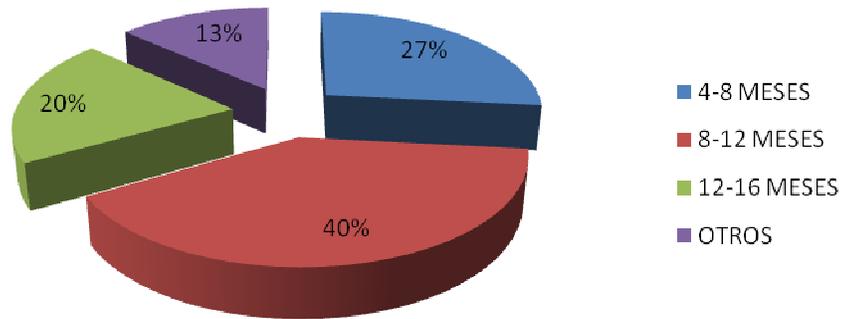
Cuál es la zona o sector donde trabaja el vehículo?



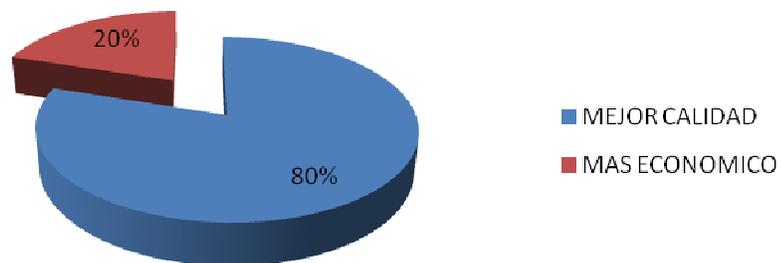
¿Cómo evalúa las calles que frecuenta?



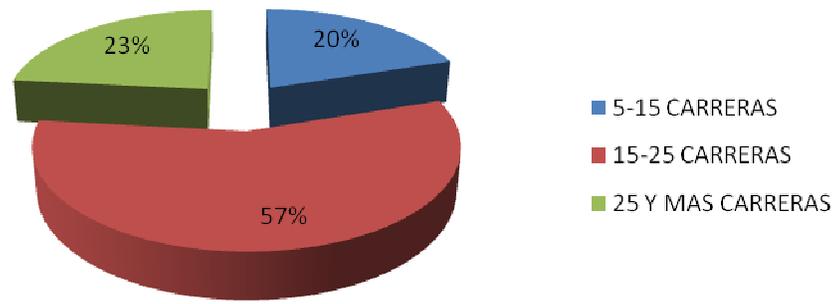
¿Cada cuanto hace cambio de aceite a la caja de velocidad del vehículo?



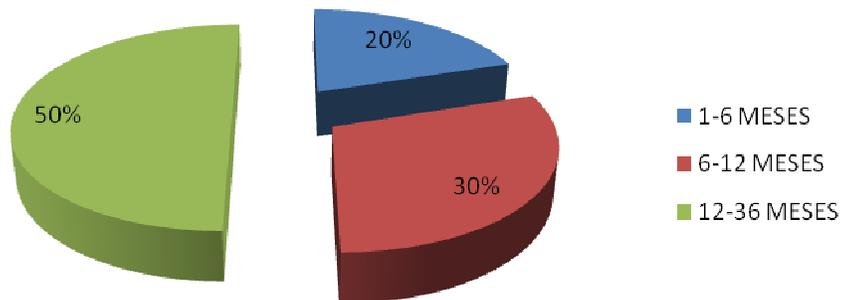
¿A la hora de hacer el cambio de aceite usa usted el de mejor calidad o el más económico?



¿Cuántas carreras promedia por turno?



¿Cada cuanto hace el cambio de soportes del vehículo?



Las encuestas realizadas a los conductores de taxi en barranquilla, arrojaron que los operadores de los vehículos no tienen cuidado a la hora de conducir, el cambio de aceite no se realiza en el tiempo requerido, el vehículo de servicio público la mayoría de su tiempo se encuentra en doble turno. Es decir, siempre hay desgaste en la caja, el vehículo solamente descansa los días de pico y placa. Lo que se propone es que se tenga más cuidado a la hora de hacer los respectivos mantenimientos del vehículo, ser precavido al momento de conducir, no exponerlo a máximas velocidades debido a que las calles no se encuentran en un buen estado para dichas velocidades, y así finalmente tener más provecho del vehículo y no tener que aplicar el mantenimiento correctivo, por ende solo se aplicara el respectivo mantenimiento preventivo y de esta manera lograr que los vehículos prolonguen la vida útil de su caja de velocidades.