

308917



**UNIVERSIDAD PANAMERICANA**

CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA  
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
ESCUELA DE INGENIERIA

23  
24

**SELECCION Y DISEÑO DE LA TRANSMISION DE UN  
VEHICULO MONOPLAZA PARA CAMPO TRAVIESA**

**TESIS**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
AREA MECANICA

PRESENTA

**ULISES GASCA MUNGUIA**

DIRECTOR: ING. ALFREDO GONZALEZ RUIZ

---

MEXICO, D. F.

1996

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

*A mis padres, a quienes agradezco  
su apoyo, confianza y cariño que  
en todo momento me han dado.*

Selección y Diseño de la Transmisión de un Vehículo Monoplaza  
para Campo Traviesa

|  |    |
|--|----|
| Introducción .....   | 3  |
| I. Características del vehículo .....                      | 8  |
| A. Estructura .....  | 12 |
| B. Suspensión .....  | 15 |
| C. Dirección .....   | 17 |
| D. Frenos .....  | 19 |
| E. Transmisión .....                                       | 20 |
| II. Cálculo de las relaciones de transmisión .....         | 22 |
| A. Conceptos generales .....                               | 24 |
| B. Momento de impulsión en marcha estable e inestable ...  | 27 |
| C. Fuerza de tracción .....                                | 30 |
| D. Trabajo de la rueda conducida .....                     | 37 |
| E. Fuerza de resistencia del viento .....                  | 40 |
| F. Fuerza de inercia .....                                 | 43 |
| G. Balance de tracción .....                               | 44 |
| H. Potencia del motor .....                                | 50 |
| I. Velocidad máxima .....                                  | 55 |
| J. Capacidad para subir una pendiente .....                | 58 |
| III. Sistemas de transmisión .....                         | 60 |
| A. Diferencial .....                                       | 63 |
| B. Adaptación caja de velocidades de motocicleta.....      | 68 |
| C. Adaptación caja de velocidades de un vehículo comercial | 71 |
| D. Cambio automático por variador continuo de velocidad .. | 75 |
| E. Reductores .....  | 84 |
| F. Reductores por cadena de rodillos y ruedas dentadas ... | 90 |
| G. Uniones universales .....                               | 96 |
| H. Tabla comparativa y selección del sistema.....          | 98 |

|  |     |
|--|-----|
| IV. Diseño del sistema de transmisión .....                            | 100 |
| A. Motor .....   | 103 |
| B. Convertidor de torque .....   | 108 |
| C. Selección de cadenas y estrellas del reductor de<br>velocidad ..... | 113 |
| D. Ubicación de las estrellas y poleas del convertidor ...             | 120 |
| E. Diseño de los ejes motrices y cuñeros .....                         | 124 |
| F. Selección de los rodamientos .....                                  | 130 |
| <br>   |     |
| V. Lista de partes y costo del sistema .....                           | 134 |
| <br>   |     |
| Conclusiones.....  | 151 |
| <br>   |     |
| Apéndice A . Momentos de inercia .....                                 | 157 |
| <br>   |     |
| Bibliografía .....   | 158 |

# INTRODUCCIÓN

Durante la realización de los estudios universitarios, pocas veces se tiene la oportunidad de utilizar los conocimientos adquiridos en un solo proyecto, la competencia MINI-BAJA ofrece tal oportunidad para los estudiantes de ingeniería.

La competencia MINI-BAJA consiste en diseñar y construir un vehículo para campo traviesa de una sola plaza, el auto será sometido a pruebas estáticas y dinámicas; a fin de evaluar su desempeño y posibilidad de lanzamiento como un producto comercial. La competencia se desarrolla en alguna universidad, de la zona este de Estados Unidos. A MINI-BAJA acuden cada año cerca de 50 universidades de México, Estados Unidos y Canadá.

A lo largo de todo el proyecto, aproximadamente diez meses, el participante cubre todas las etapas de un proyecto real como son la investigación, realización de bosquejos de algunas ideas; realización de cálculos una y otra vez; preparación de

presentaciones del proyecto buscando patrocinios; se piden múltiples cotizaciones de material y de algunas partes que no pueden ser fabricadas en los talleres escolares; negociar con los proveedores los tiempos de entrega; aprende a trabajar en equipo, haciendo una planeación y división de trabajo; trabajo en los talleres durante la construcción; en resumen, es un proyecto muy completo que requiere plena dedicación y una combinación de esfuerzos para obtener un vehículo competitivo.

Es por esto que se decidió participar dos veces en esta prueba, durante los años de 1993 y 1994, compitiendo las dos veces en El Paso, Texas. Obteniendo los lugares generales 49 y 11 respectivamente.

El diseño del vehículo se dividió, en cinco sistemas principales: estructura, suspensión, transmisión, dirección y frenos.

El propósito de esta tesis es mostrar los diversos tipos de transmisión<sup>1</sup>, sistema del automóvil que desarrolle en los dos años, que se pueden utilizar en el auto MINI-BAJA. Pretende dar no sólo un apoyo a futuros participantes, sino también abrir una

---

<sup>1</sup> Transmisión es una de las palabras en las que se acepta una simplificación ortográfica, por lo que escribir transmisión o trasmisión es igualmente correcto. Para mantener una homogeneidad se usará la primera forma durante todo el trabajo.



posibilidad de comercialización de este tipo de vehículo, pues si bien tiene un fin meramente recreativo, se le puede utilizar como transporte de emergencia en zonas rurales; utilizarlo con fines ecológicos, como el que realizaron la Secretaría de Marina, la Secretaría de Pesca y automóviles de universidades que ya compitieron, al regresar al mar las tortugas que quedaban en las playas, promoviendo así, su conservación.

Atendiendo las necesidades de tener un vehículo recreativo, fácil de conducir, de mantenimiento simple, seguro, y además que su costo sea menor al de los ya existentes en el mercado, serán las bases para el diseño del vehículo.

En el Capítulo I se plantean las características generales que debe tener el vehículo para satisfacer las condiciones de uso al que será sometido.

Teniendo presente las especificaciones del automóvil, en el Capítulo II, se hace un estudio de las condiciones dinámicas que intervienen durante la marcha, con el objetivo principal de encontrar la potencia requerida, y la relación total de reducción en la transmisión, capaz de mover al vehículo.

Uno de los principales objetivos de esta tesis es la de ofrecer variantes para que se elija la forma más apropiada de transmitir la potencia del motor a las ruedas motrices, es así que en el Capítulo III se analizan diversas formas tales como: cajas de velocidades, convertidores de par, reductores, sistema de estrellas y cadenas, mecanismos de embrague, diferenciales. Finalmente se darán bases, haciendo una comparación de ventajas e inconvenientes de cada sistema, para la selección de los mecanismos apropiados para el automóvil MINI-BAJA.

Una vez elegido el sistema de transmisión, el Capítulo IV mostrará el diseño de las partes, dimensiones y cálculos de los elementos elegidos.

Como una posibilidad de comercializar el vehículo, y atendiendo específicamente el sistema tratado en esta tesis, el Capítulo V presenta los planos, la lista de partes, y la estimación económica del sistema de transmisión.

Finalmente, en las conclusiones de la tesis, se darán los resultados del diseño obtenidos durante la competencia. Se señalarán los errores y aciertos más notables, así como algunos comentarios que pueden ser de gran ayuda para el diseño y construcción del vehículo MINI BAJA.

# CAPÍTULO I

## CARACTERÍSTICAS

### DEL

## VEHÍCULO

Es imprescindible en el diseño de cualquier sistema del automóvil, tener una visión general de todo el automóvil: peso, longitud, ancho; así como la manera en que los sistemas interactúan entre sí, con el fin de no hacer diseños aislados que durante la construcción sean totalmente incompatibles, por ejemplo: las llantas intervienen en la suspensión y transmisión. Además algunos valores, como los de largo y ancho, tendrán que ajustarse al reglamento de la competencia.

El presente capítulo mostrará la meta en común para todo el equipo, se presentarán las características principales de los otros sistemas, así como la interacción de éstos con los componentes de la transmisión.

El coche debe ser capaz de transitar por terreno plano; superficies pavimentadas y camino de tierra seca; pasar por obstáculos como piedras , camino sinuoso, sin sufrir daño alguno.

Debe subir por colinas, cuya inclinación puede ser de 25° a 45°, las cuales tendrán piedras, bordes, baches por lo que la habilidad del conductor será un factor importante en esta prueba.

Por supuesto, el automóvil debe ser estético, la apariencia del carro no sólo comprende el diseño de la estructura, también la calidad y apariencia de cada una de las partes que lo componen.

Su manejo debe ser sencillo, habrá que considerar el control del vehículo en curvas cerradas; el conductor debe tener en todo momento pleno control del vehículo.

La facilidad de producción en masa, el uso de partes estándares, los métodos convencionales de fabricación y el bajo costo de manufactura deben tenerse en cuenta durante todo el diseño. Hay que recordar que teóricamente se está realizando un prototipo para un futuro producto comercial.

Aunque el peso del vehículo no está reglamentado, se ha considerado, a través de los dos años, que el peso no debe ser mayor a 180 kg, pues el desempeño del vehículo es inversamente proporcional a la masa, mayor masa afecta a la inercia, fricción e impide subir una cuesta. Por otro lado, un automóvil muy ligero

puede tener el riesgo de no ser lo suficientemente resistente para pasar todas las pruebas.

Para seleccionar cada una de las piezas, hay que considerar:

1. Funcionalidad; ¿cuál es el mejor diseño?, ¿qué función cumple?
2. Peso; ¿cuál es su peso?, ¿se pueden encontrar piezas más ligeras que cumplan con las condiciones de diseño?.
3. Estandarización; tratar de que sus medidas o clasificación en el mercado sean estándares, esto no sólo ayudará a una construcción más rápida al no tener que maquinarse piezas y ajustarlas a las medidas necesarias, también será un buen punto en la presentación de producción en masa.
4. Un factor muy importante: el menor costo.

Las dimensiones del automóvil no deben ser muy grandes, pues se trata de un automóvil monoplace, además es conveniente tomar en cuenta su transportación y la anatomía de los pasajeros, se considera que el carro pueda ser conducido por una persona de 1.88 mts., y un peso de 75 kg; las dimensiones del vehículo no deben exceder de 1.5 mts de ancho por 2.4 mts de largo. Con estas medidas se asegura el traslado en cualquier camioneta pick-up.

Dado que el coche tiene un fin recreativo, y que el motor es de 8 HP, se considerara un rango para la velocidad máxima que éste

habrá de desarrollar, el cuál será entre 40 y 50 km/h, en el capítulo II, se presentará la relación entre potencia del motor, cargas y velocidades del vehículo.

El diseño se ha dividido en 5 partes fundamentales: diseño de la estructura; suspensión trasera y delantera; dirección; frenos; y transmisión.

El automóvil debe ser lo más modular posible, esto es, cada sistema deberá colocarse y desmontarse con la mayor facilidad, y ya afuera, cada sistema debe descomponerse en sus diversas partes. La modularidad da además de un proceso de fabricación rápido, un fácil mantenimiento al automóvil.

#### **A. Estructura**

La estructura es la base para soportar los diversos sistemas que conforman el coche, desde el motor hasta la suspensión, procurando una distribución óptima del peso del vehículo, sin olvidar lo más importante: la seguridad del conductor. Por este motivo, el reglamento de competencia establece ciertas normas estandarizadas que se deben tomar en cuenta para tener una buena

resistencia en los materiales y ofrecer la máxima seguridad al conductor.

En el diseño de la estructura recae la responsabilidad de mantener las dimensiones reglamentarias, así como de asegurar el espacio necesario para las demás partes y la comodidad del conductor.

Como parte del sistema de seguridad del conductor, la estructura debe protegerlo en caso de choque o volcadura. También se debe crear una cabina que impida que entren cuerpos extraños. Se debe tener una lámina *anti-fuego* que separe el motor y el tanque de gasolina del asiento del conductor. Otra lámina deberá cubrir toda la parte inferior del vehículo.

Otras medidas son el uso de un cinturón de seguridad y casco, instalar un extintor y forrar con un material esponjoso los tubos cercanos a la cabeza del conductor. Colocar espejos retrovisores ayudará al manejo del vehículo y se obtendrán puntos extra en la prueba de seguridad.

La resistencia de la estructura se garantiza utilizando tubos de acero, con un diámetro exterior mínimo de 1" y un espesor mínimo de 0.083". El acero debe tener una resistencia determinada,



utilizando un porcentaje mínimo de carbón de 0.18%. Durante la competencia se realizan algunas pruebas para garantizar estos valores.

El diseño de estructura y transmisión deben tratar el espacio y puntos de apoyo del motor, del mecanismo de transmisión, así como la posición de la flecha motriz y las llantas.

Al inicio del diseño los puntos de apoyo del motor son fáciles de determinar debido a que se conocen las dimensiones de éste, no así las del mecanismo de transmisión las cuales se fijarán en el transcurso del proyecto.

En cuanto a la posición del eje motriz, el diseño de la suspensión también debe participar en la posición dentro de la estructura, de hecho, en el segundo diseño, el sistema de la suspensión fijó la posición de la flecha motriz y el diseño de la transmisión y el de la estructura partieron de que ese dato era conocido y que no se podía cambiar.

Debe buscarse la forma del vehículo más aerodinámica posible, hay que recordar que mientras mayor velocidad se adquiera, la fuerza de resistencia del viento deja de ser despreciable.

## B. Suspensión

De este sistema dependen la comodidad del pasajero, la vida útil del coche y la seguridad de tráfico, disminuyendo los esfuerzos que se producen durante la marcha del vehículo. Por lo que debe ser capaz de amortiguar diversos choques y vibraciones, debido a que el carro estará expuesto a baches, piedras, caminos de tierra y grava, donde el nivel de tierra es inestable.

Es en este sistema, tal como se dividió el diseño del coche, donde más interacción habrá y es recomendable, por tanto, seguir el diseño de la suspensión para evitar interferencias en el diseño y en la fabricación.

Las siguientes son partes de los dos sistemas que se vieron afectados por el diseño y se darán los criterios que prevalecieron para seleccionarlos, dado que al principio es difícil establecer cómo será cada sistema.

Lo primero que se especificó fueron los neumáticos, éstos se escogieron con base a los utilizados en las cuatrimotos, por considerar que están hechos para el tipo de terreno en el cual circulará el vehículo.

Los neumáticos traseros serán de 22 x 11 x 8 in, esto es, diámetro de 55.88 cm (22 in), un ancho de 27.94 (11 in) y para un rin de 20.32 cm (8 in) de diámetro. Los neumáticos delanteros serán 20 x 10 x 7 in.

Se decidió que el diseño de las masas, traseras y delanteras, estuvieran dentro del sistema de la suspensión por considerarlo ligado al diseño de los soportes del amortiguador y la posición del mismo; el diseño de la transmisión aportará sólo el diámetro de la flecha motriz, así como la brida para unir la esta flecha y el rin.

El sistema de suspensión trasera utilizado será el de brazos transversales, véase figura 1.1, éste tiene el eje de giro de las horquillas paralelo al eje de simetría del automóvil y se caracteriza por tener una gran variación del *camber* o ángulo de inclinación lateral de las ruedas.

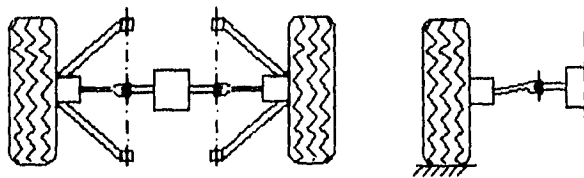


Figura 1.1 Suspensión de brazos transversales

Tal variación aumenta la estabilidad del automóvil durante la marcha, ya que al comprimirse la suspensión aumenta el ancho de vía del vehículo.

Una de las grandes ventajas de este sistema es el uso de una sola junta para cada lado del eje motriz, de lo contrario se tendría que usar dos juntas y una flecha variable para cada lado como se muestra en la figura 1.2

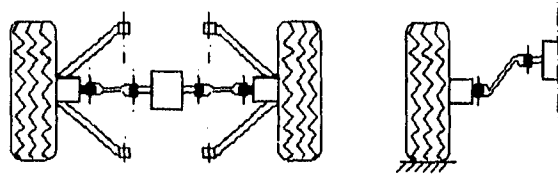


Figura 1.2 Suspensión trasera con dos uniones universales

### C. Dirección

Uno de los objetivos de la dirección es disminuir la fuerza requerida por el conductor para mover el volante, lo cual se hace a través de un mecanismo reductor y el accionamiento de la dirección, esto es, la manera en que se consigue el cambio de dirección del movimiento de las ruedas.

El diseño de la dirección debe buscar la estabilidad de rumbo, y el método que se usará para cambiar a la trayectoria requerida.

Hay tres formas de cambiar la dirección de los automóviles:<sup>2</sup>

- a) Cambiando la dirección del movimiento de las ruedas dirigidas.
- b) Creando una diferencia entre el momento de impulsión de las ruedas motrices.
- c) Combinando los dos métodos anteriores.

Para el automóvil se eligió la primera forma, la dirección utilizada es de tipo piñón cremallera.

Dado que no se utiliza una diferencia en el momento de impulsión de las ruedas motrices para cambiar la dirección del automóvil, no hay ninguna parte que interactúe entre la dirección y la transmisión, sin embargo, para facilitar la conducción del vehículo, el uso de cajas de velocidades manuales requerirán una dirección suave, que permita en ocasiones, maniobrar al vehículo con una sola mano.

---

<sup>2</sup> D.A. Chudakov, Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles, Editorial Mir, URSS 1977. p. 246.

#### D. Frenos

Los frenos son responsables de la seguridad del conductor y protección del vehículo durante su marcha, es necesario que se frenen todas las ruedas motrices, y el diseño debe considerar frenar el auto de una velocidad de 50 km/h en una distancia de 20 metros.

La energía cinética acumulada por el vehículo durante la marcha se opone a la reducción de la velocidad, y esta energía tiene que ser absorbida de una u otra forma convirtiéndola en trabajo. El propósito del frenado al bajar pendientes, es absorber la energía potencial del vehículo desarrollada en este caso.<sup>3</sup>

Se utilizará un sistema de frenos de disco, con un solo disco, el cual frenará la flecha motriz y así se frenarán las dos ruedas; el uso de diferencial traerá forzosamente el uso de dos discos.

El caliper será de Renault 8, pues éste es muy ligero, ya que es de aluminio; se puede adaptar muy bien y se consigue fácilmente en cualquier deshuesadero a un bajo costo.

---

<sup>3</sup> *ibidem*, p. 213.

Se debe considerar durante el diseño de la flecha motriz, el diámetro de ésta para dimensionar el disco, así como el espacio para colocarlo. Además, la distribución del *caliper* y disco no deben estorbar a los demás mecanismos de transmisión.

### **E. Transmisión**

El motor es la fuente de la fuerza motriz del automóvil. El par motor que desarrolla se puede transmitir mediante diversos mecanismos a las ruedas motrices.

La transmisión permite obtener el torque y velocidad necesarios para la marcha del automóvil. Al igual que en todo vehículo profesional, se debe tener mayor par en el arranque o subida de una cuesta, y mayor velocidad en terreno plano. En general, los elementos de la transmisión deben satisfacer las siguientes condiciones:

1. Facilitar la marcha.
2. Variar el par de giro y el número de revoluciones.
3. Transmitir las fuerzas de tracción y empuje.
4. Permitir distintas velocidades en las ruedas motrices en las curvas.

La tracción en los automóviles se diferencia según el lugar del motor y el eje accionado. Además, para el tipo de terreno en el que andará el vehículo y por comodidad del conductor, hay que tener en cuenta la facilidad con la que se han de hacer los cambios.

Uno de los requisitos dentro de la competencia, es que todos los participantes deberán usar el mismo motor, el cual es proporcionado por SAE y Briggs & Stratton, también queda determinado, la imposibilidad de alterar el funcionamiento de éste, es decir, no se puede hacer cambios en los pistones, el combustible deberá ser sólo gasolina, quedando prohibido el uso de aditivos.

Por tal motivo, el diseño de la transmisión partirá de que el par inicial, así como las revoluciones del motor son conocidas.

Las características del motor reglamentario se estudiarán en el capítulo dedicado al diseño del mecanismo de transmisión.

Por motivos de seguridad, todos los componentes móviles de la transmisión deben quedar resguardados para evitar daños al piloto o gente que se encuentre alrededor del vehículo, además se debe restringir que las manos de cualquier persona puedan entrar en contacto accidentalmente con el mecanismo de transmisión.



## CAPÍTULO II

# CÁLCULO DE LAS RELACIONES DE TRANSMISIÓN

En este capítulo se estudiarán las variables que intervienen en la marcha del vehículo, y de esta manera obtener el rango de la relación de transmisión necesarias para subir una pendiente y alcanzar la velocidad máxima, dado la potencia que el motor puede desarrollar.

Sin intentar ser repetitivos primero se hará una lista de las condiciones que hay que tomar en cuenta, para que más tarde, en cada sección, se analicen detalladamente.

Ciertamente, las bases teóricas en las que se sustenta este capítulo han sido estudiadas y determinadas en infinidad de trabajos y textos, sólo que ahora se adecuarán al caso en particular que estamos tratando, por ejemplo, se eliminan algunos parámetros y datos experimentales aportados por libros de texto y se utilizan datos que se han obtenido durante la experiencia de las competiciones anteriores.

### A. Conceptos generales

La transmisión del vehículo esta encargada, como su nombre lo indica, de transmitir la potencia del motor a las ruedas, y así éstas impulsen el automóvil.

Sin embargo, no siempre se necesita la misma potencia durante la marcha, habrá momentos en el que se necesita tener más par y menor velocidad, en el caso del arranque, y a veces se necesitará alcanzar mayores velocidades.

De lo anterior, se tienen los tres primeros elementos de donde partir, mostrados en la figura 2.1, los cuales son:

- 1) El motor, donde se necesita analizar su potencia, revoluciones por minuto, par entregado, eficiencia.
- 2) El mecanismo de transmisión, en donde la relación total de reducción, la reducción máxima y mínima, las pérdidas, los momentos de inercia de cada uno de los componentes, son parámetros que habrán de estudiarse.
- 3) Los neumáticos, la presión de inflado, la deformación contra el suelo, las reacciones tangenciales y normales del suelo,

las características del suelo, pues las condiciones cambian si se trata arena, asfalto, superficies húmedas, etc.

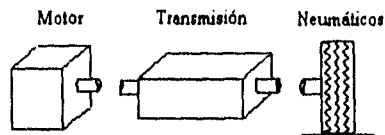


Figura 2.1

A pesar de haber enumerado los elementos que intervienen en la marcha del vehículo, todavía es necesario encontrar las fuerzas que hay que vencer para que el carro se mueva, las cuales se muestran en la figura 2.2, y así se encuentran las siguientes variables:

- 4)  $F_{r0}$ , fuerza debida al momento de resistencia a la rodadura de las ruedas conducidas.
- 5)  $W$ , peso del vehículo.
- 6)  $F_{ra}$ , resistencia del aire.
- 7)  $F_{in}$ , fuerza de inercia que surge al acelerar el automóvil.
- 8)  $F_{mp}$ , fuerza que se debe aplicar a las ruedas motrices para mover el automóvil.
- 9)  $\alpha$ , ángulo de la rampa.

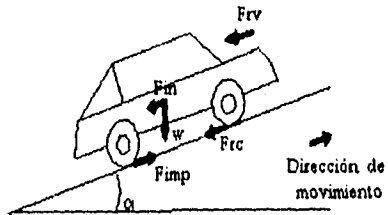


Figura 2.2

Cabe mencionar que si bien, no están listadas todas las variables que intervienen en el diseño de la transmisión, si da pie para iniciar el análisis de las condiciones dinámicas.

Este análisis empezará por el momento de impulsión que debe tener las ruedas motrices para que el carro avance.

### B. Momento de impulsión en marcha estable e inestable

Es importante tener el adecuado momento de impulsión pues se tendrá un aumento en la capacidad de aceleración, facilidad de subir pendientes, mover cargas y vencer resistencias que se opongan a la marcha.

En régimen estable de trabajo, cuando el automóvil marcha uniformemente, entre el momento aplicado a las ruedas motrices y el par motor existe la siguiente dependencia:

$$M_{imp} = M_m \cdot i_{tr} \cdot \eta = F_{tr} \cdot r_r \quad 2.1$$

$$F_{tr} = M_m \cdot i_{tr} \cdot \eta / r_r \quad 2.2$$

$M_m$  - par motor;

$M_{imp}$  - par aplicado a las ruedas motrices;

$i_{tr}$  - relación de reducción;

$\eta$  - eficiencia mecánica de la transmisión;

$F_{tr}$  - fuerza tangencial de tracción;

$r_r$  - radio de rodadura de las ruedas motrices.

En la ecuación 2.1, se observa que existen tres formas de aumentar  $M_{imp}$ , siendo éstas:

1) Aumentando  $M_m$ , por lo que se tiene que saber a que número de revoluciones por minuto, del cigüeñal del motor, se tiene el mayor par. Debe estudiarse el comportamiento de la potencia y del par del motor durante el cambio en las revoluciones del cigüeñal.

2) Subir la relación final de reducción de velocidad, y por consiguiente aumento de par, sin embargo, debe existir un equilibrio, pues el automóvil debe tener el par necesario para arrancar y subir pendientes, pero también una velocidad razonable en terreno uniforme. De aquí, la importancia de tener un mecanismo que dé diferentes relaciones de velocidades.

3) Aumentando la eficiencia mecánica, la cual dependerá del tipo de mecanismos utilizados, estas pérdidas son principalmente por fricción y pérdidas en la velocidad angular.

Es importante también, establecer una ecuación del momento de impulsión en marcha inestable, para lo cual es necesario tomar en cuenta los momentos de inercia que surgen en este caso. La ecuación dinámica en marcha inestable es la siguiente:

$$M'_{imp} = M_{imp} - a \left[ \frac{I_{m1} \omega^2 \eta + \sum I_{x1} \omega^2 \eta + I_r}{r_r} \right] \quad 2.3$$

$M'_{imp}$  - momento de impulsión en marcha inestable.

$I_x$  - momentos de inercia de cada pieza giratoria de la transmisión, calculados respecto a su eje de rotación.

$I_m$  y  $I_r$  - momentos de inercia del motor y las ruedas motrices.

$i_x$  y  $\eta_x$  - relaciones de transmisión y valores de rendimiento de los mecanismos de transmisión, la relación  $i_x$  se toma desde la posición de la pieza a los órganos de impulsión.

$a$  - aceleración del vehículo.

La ecuación 2.3 puede reducirse a:

$$M'_{imp} = M_{imp} - M_{Jr} \quad 2.4$$

donde

$$M_{Jr} = a \left[ \frac{I_m i_r^2 \eta + \sum I_x i_x^2 \eta_x + I_r}{r_r} \right] \quad 2.5$$

$$F'_{tr} = M'_{imp} / r_r = ( M_{imp} - M_{Jr} ) / r_r \quad 2.6$$

$M_{Jr}$  - momento total de las fuerzas tangenciales de inercia;

$F'_{tr}$  - fuerza tangencial de tracción en marcha inestable.



### C. Fuerza de tracción

La transmisión del momento de impulsión  $M'_{imp}$ , entre las ruedas motrices provoca el surgimiento de las correspondientes reacciones tangenciales (ver figura 2.3, las reacciones se muestran como  $R_x$  y  $R_y$ ). Estas reacciones están orientadas en dirección de la marcha del vehículo y lo impulsan hacia adelante. La resultante de estas fuerzas se llama fuerza de impulsión o reacción de impulsión.

Al accionar las ruedas motrices del vehículo en movimiento sobre el terreno, éste se somete a la compresión y desplazamiento en diferentes direcciones; como resultado, en el suelo se crean campos de tensiones normales y tangenciales, que se propagan hacia el interior y en diversas direcciones respecto al lugar de la aplicación de la carga.

El valor de las fuerzas depende de las cargas que actúan y de las condiciones de su aplicación. De la facultad del suelo de resistir las cargas depende la profundidad de la rodada hecha por las ruedas, el valor de la resistencia al rodamiento y la fuerza de adherencia entre las ruedas motrices y el suelo.

La figura 2.3 es un esquema de fuerzas y momentos que actúan en la rueda motriz.

donde:

$W_c$ ; carga transmitida de la estructura a la rueda y el propio peso de la rueda. La carga contemplando el peso del vehículo y el piloto es de 250 kg, además se estima que las ruedas traseras soportarán el 60% de esta carga, por lo que:

$$W_c = 250 * 0.60 * 9.8 = 1470 \text{ kgf} = 1470 \text{ N}$$

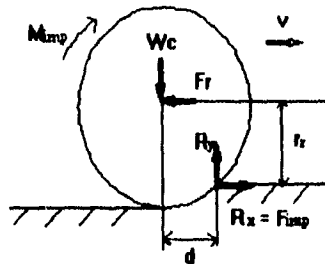


Figura 2.3 Fuerza de impulsión

$F_r$ ; resistencia que ejerce el bastidor del vehículo a la impulsión de la rueda, tiene igual valor numérico que la fuerza  $F_{imp}$ , pero está dirigida en sentido contrario.

$R_y$ ; componente vertical de las reacciones normal y tangencial.

$R_x$ ; componente horizontal de las reacciones normal y tangencial.

$d$ ; profundidad de la rodada.

$r_r$ ; radio de rodadura de la rueda motriz. Es la distancia del eje de la rueda hasta la resultante de las reacciones longitudinales del suelo que actúan sobre la rueda. Para efectos prácticos se puede considerar un radio dinámico igual al 90% del valor del radio exterior de la rueda sin carga, por lo que  $r_r = 25.1$  cm.

Se sabe que parte del momento de impulsión se utiliza para vencer el momento de resistencia a la rodadura  $M_{rr}$ . Si éste tiene un valor alto, entonces disminuye la potencia efectiva que las ruedas motrices transmiten al camino, y por lo tanto habrá que minimizarlo.

$$M'_{imp} = M_{rr} + F_{imp} * r_r \quad 2.7$$

El balance de momentos en marcha inestable (ecuación 2.4) queda de la siguiente manera:

$$M'_{imp} = M_{rr} + F_{imp} * r_r = M_{imp} - M_{jr}$$

despejando  $F_{imp}$

$$F_{imp} = \frac{M'_{imp} - M_{rr}}{r_r} = \frac{M_{imp} - M_{jr} - M_{rr}}{r_r}$$

agrupando y recordando que  $F_{tr} = M_{imp} / r_r$  (ecuación 2.1)

$$F_{imp} = F_{tr} - \left[ \frac{M_{jt} + M_{rr}}{r_r} \right] \quad 2.8$$

$\nearrow$  fuerza de tracción       $\searrow$  resistencia a la marcha (inercia y resistencia a la rodadura)

Tomando un equilibrio de fuerzas:

$$\Sigma F_x = 0 \quad F_r = R_x = F_{imp}$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad W_c = R_y$$

La reacción de resistencia a la marcha, está representada por  $R_y$  pues tiende a hacer girar la rueda en sentido contrario, entonces:

$$M_{rr} = R_y * d = W_c * d \quad 2.9$$

La distancia  $d$  es conocida como coeficiente de rozamiento a la rodadura, generalmente dada en cm y su valor se encuentra en tablas. Posteriormente se calculará el valor de este momento de resistencia a la rodadura.

Hasta ahora no se ha considerado la adherencia del neumático con el suelo, lo cual es importante, pues habrá un valor máximo de  $F_{tr}$  aplicable para que no exista resbalamiento entre el neumático y el suelo.

La adherencia se puede considerar como la manifestación de dos tipos de fuerzas: las de frotamiento que actúan entre la superficie de apoyo del neumático y el terreno, y las fuerzas que se originan al apoyarse el neumático sobre el suelo. Si se sobrepasa este valor el vehículo pierde su capacidad de marcha a causa del resbalamiento de los neumáticos y el suelo.

Además de las fuerzas tangenciales de tracción, en el valor del resbalamiento de las ruedas motrices influye el peso que actúa en éstas, ya que éste presiona las ruedas a la superficie del camino y de él depende la adherencia entre los neumáticos y el suelo.

La capacidad de adherencia de las ruedas motrices de desarrollar o recibir las fuerzas tangenciales se evalúan con el coeficiente de adherencia  $\Psi$ .

El coeficiente de adherencia se considera como la relación de la fuerza de tracción máxima y la carga normal por ellos transmitida  $F_{tr}/W_c$ , es decir  $\Psi = F_{tr}/W_c$ .

La fuerza de tracción máxima, bajo el criterio de adherencia, se calcula de la siguiente manera:

$$F_{r,w} = \Psi * W_c$$

2.10

Para el automóvil, los datos son  $\Psi = 0.85$ , (véase la tabla 1),  $W_c = 1470$  N, por lo que la fuerza será:

$$F_{r,w} = 0.85 * 1470 = 1249.5 \text{ N}$$

Sin embargo, este valor puede variar durante el proceso de aceleración del automóvil, pues el eje anterior se descarga y el posterior incrementa su reacción en el suelo, en la siguiente cantidad,<sup>4</sup>

$$m a \left( \frac{h}{b + c} \right)$$

donde,

a; aceleración del vehículo

h; altura desde el suelo del centro de gravedad del automóvil

b; distancia horizontal del centro de gravedad al eje anterior

c; distancia horizontal del centro de gravedad al eje posterior.

---

<sup>4</sup> Julián Parraga, Automoción 1, Ediciones del Castillo S.A; Madrid, 1979, p. 40.

Cuando no se conocen los datos, es válido suponer que la relación 2.11 tiene un valor del 15% del peso del vehículo<sup>5</sup>, por lo tanto la carga  $W_c$  que se transmite a las ruedas motrices es,

$$W_c = 1470 + 0.15 ( 250 \text{ kg} \times 9.8 \text{ m/s} ) = 1837.5 \text{ N}$$

y la máxima fuerza de tracción será,

$$F_{t,w} = 0.85 * 1837.5 = 1561.8 \text{ N}$$

---

<sup>5</sup> *ibidem*, p. 41.

#### D. Trabajo de la rueda conducida

Ahora, se hará el análisis de la rueda conducida y de la correspondiente fuerza  $F_c$ , la figura 2.4 muestra el diagrama de fuerzas.

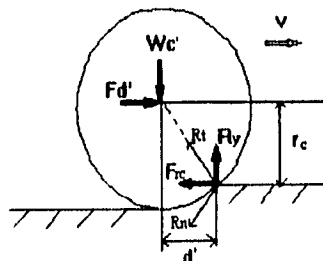


Figura 2.4. Resistencia a la rodadura

donde:

$W_c$ ; carga transmitida de la estructura a la rueda y el propio peso de la rueda. Para las ruedas conductoras, se estima que éstas soporten alrededor del 40% del peso total, por lo que:

$$W_c = 250 * 0.40 * 9.8 = 980 \text{ N}$$

$R_t, R_n$ ; reacciones normal y tangencial.

$F_c$ ; fuerza aplicada a la rueda desde el bastidor del vehículo, la cual impulsa a la rueda en el sentido de la marcha indicado con la flecha  $V$ .

$R_y$ ; componente vertical de las reacciones normal y tangencial.



$F_{tc}$ ; componente horizontal de las reacciones normal y tangencial.

$d'$ ; profundidad de la rodada en la rueda conducida (coeficiente de rozamiento a la rodadura).

$r_c$ ; radio dinámico de la rueda conducida. Su valor será  $r_c = 22.8$  cm.

Tomando un equilibrio de fuerzas:

$$\Sigma F_x = 0 \quad F_d = F_{tc}$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad W_c' = R_y$$

La desviación del punto donde se aplica la reacción vertical  $R_y$ , de la vertical que pasa por el eje de la rueda ocasiona el surgimiento del momento de resistencia al rodamiento  $M_{rr}'$

$$M_{rr}' = R_y * d' = W_c' * d' \quad 2.11$$

Cuanto más profunda es la rodada, mayor será  $d'$  y por lo tanto, será mayor el momento de resistencia a la rodadura de la rueda.

Para mantener la rotación de la rueda durante la marcha inestable, el momento del par de fuerzas  $F_d$  y  $F_{tc}$ , debe ser igual al momento de resistencia a la rodadura de la rueda  $M_{rr}'$  y al momento de las fuerzas tangenciales de inercia ( $M_{jc}$ ) de las ruedas

delanteras que surge como consecuencia de su rotación con velocidad angular variable, por lo tanto:

$$F_{rc} * r_c = M_{tr'} + M_{jc}$$

despejando  $F_{rc}$

$$F_{rc} = \frac{M_{tr'} + M_{jc}}{r_c} \quad 2.12$$

donde

$$M_{jc} = a ( I_c / r_c ) \quad 2.13$$

### E. Fuerza de resistencia del viento

A medida que el automóvil adquiera mayor velocidad, la fuerza de resistencia al viento deja de ser despreciable, pues esta fuerza aumenta con relación al cuadrado de la velocidad, como se puede ver en la siguiente fórmula:

$$F_{rv} = K_w * A * v^2 \quad 2.14$$

$K_w$ ; coeficiente aerodinámico de resistencia al aire ( $N s^2/m^4$ ).  
 $K_w$  es la resistencia del medio aéreo sobre  $1 m^2$  de la superficie frontal del cuerpo que se mueve a una velocidad de  $1 m/s$ .

$A$ ; área frontal del vehículo, es decir, la proyección del contorno del vehículo en el plano perpendicular a la superficie de marcha.

$v$ ; velocidad de marcha.

Utilizando la fórmula empírica para calcular  $A$  y usando los datos preliminares de dimensiones del coche, se tiene:

$$A = 0.775 a * h$$

donde  $a$  y  $h$  son el ancho y la altura del coche respectivamente.

$$A = 0.775 * 1.524 m * 1.15 m = 1.358 m^2$$

Se compara el valor obtenido con la fórmula empírica y el valor obtenido con los datos del automóvil construido en el primer año y la figura 2.5.

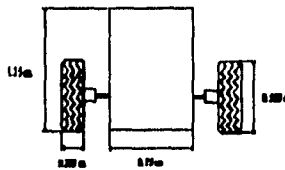


Figura 2.5

$$A = (2 * .2794 \text{ m} * .5585 \text{ m}) + (1.15 \text{ m} * .75 \text{ m}) = 1.17 \text{ m}^2$$

Como se podrá ver con la fórmula empírica se obtiene una buena aproximación, lo anterior muestra qué tan oportuno puede ser utilizar fórmulas empíricas cuando al principio del diseño no se tienen los datos suficientes y/o no se pueden hacer los ensayos requeridos para determinar algunos parámetros.

Los valores del coeficiente  $K_w$  varían en amplios límites, desde 0.015 - 0.02 para los coches modernos de elevadas cualidades aerodinámicas hasta 0.05 ~ 0.06 para camiones. Para el prototipo se toma un valor medio de  $K_w = 0.04$ .

Se calcula  $F_{rv}$  para el rango de velocidades propuesto en las características del vehículo (Capítulo I).

$$v_1 = 30 \text{ km/hr} = 8.33 \text{ m/s} \Rightarrow$$

$$F_{rv} = 0.04 \text{ N s}^2/\text{m}^4 * 1.358 \text{ m}^2 * (8.33 \text{ m/s})^2 = 3.77 \text{ N}$$

similarmente:

$$v_2 = 35 \text{ km/hr} = 9.72 \text{ m/s} \Rightarrow F_{rv} = 5.13 \text{ N}$$

$$v_3 = 40 \text{ km/hr} = 11.11 \text{ m/s} \Rightarrow F_{rv} = 6.67 \text{ N}$$

$$v_4 = 45 \text{ km/hr} = 12.50 \text{ m/s} \Rightarrow F_{rv} = 8.44 \text{ N}$$

## F. Fuerza de inercia

La fuerza de inercia surge a consecuencia de la velocidad variable durante la marcha.

La fuerza de inercia total  $F_{in}$ , de todas las piezas del automóvil en movimiento rectilíneo de avance, se puede obtener mediante:

$$F_{in} = a * W/g \quad 2.15$$

$a$  - aceleración del vehículo;

$W/g$  - masa del vehículo  $W/g = 250$  kg.

por lo tanto,

$$F_{in} = 250 a$$

Las fuerzas de resistencia a la inercia de los componentes giratorios de la transmisión se calcularán más adelante. Al inicio del diseño son difíciles de obtener, debido a que se desconocen los mecanismos de transmisión y por consiguiente, calcular el momento de inercia de cada uno de ellos es imposible. No obstante, se tienen diversas fórmulas y coeficientes para obtener aproximaciones, pero debido a que este material sólo se encuentra para automóviles y tractores comerciales, para una mayor adecuación al tipo de automóvil que se esté tratando, se utilizará el mecanismo del coche con el que se participó el primer año.

### G. Balance de tracción

Para obtener la  $F_{imp}$  capaz de mover el vehículo, obsérvese la figura 2.2 y hágase el balance de fuerzas  $\Sigma F_x = 0$

$$F_{imp} = F_{rc} + W \operatorname{sen} \alpha + F_{in} + F_{rv} \quad 2.16$$

sustituyendo las ecuaciones 2.8 y 2.12 en 2.16

$$F_{tr} - \left[ \frac{M_{jr} + M_{rr}}{r_r} \right] = \frac{M_{jc} + M_{rr'}}{r_c} + W \operatorname{sen} \alpha + F_{in} + F_{rv}$$

Despejando  $F_{tr}$  y con propósitos de simplificar considerando los radios de las ruedas delanteras y traseras iguales,  $r_r = r_c$ , se tiene:

$$F_{tr} = \left[ \frac{M_{jr} + M_{rr}}{r_r} \right] + \frac{M_{jc} + M_{rr'}}{r_r} + W \operatorname{sen} \alpha + F_{in} + F_{rv}$$

agrupando los momentos de resistencia a la rodadura y los momentos de inercia,

$$F_{tr} = \left[ \frac{M_{rr} + M_{rr'}}{r_r} \right] + W \operatorname{sen} \alpha + F_{rv} + F_{in} + \frac{M_{jr} + M_{jc}}{r_r} \quad 2.17$$

$\underbrace{\hspace{10em}}$   
 fuerzas de resistencia  
 a la rodadura
 

 $\underbrace{\hspace{10em}}$   
 fuerzas de resistencia  
 a la inercia

Ahora se calculan los valores de  $M_{rr}$  y  $M_{rr}'$  (momentos de resistencia a la rodadura de las ruedas motrices y conducidas), tomando en cuenta que  $W = W_1 + W_2$  (peso total del vehículo).

La resistencia a la rodadura es proporcional a la carga  $W$  y  $\cos \alpha$  que presionan a las ruedas sobre el camino.

$$\frac{M_{rr} + M_{rr}'}{r_r} = k_1 * W * \cos \alpha \quad 2.18$$

El coeficiente de proporcionalidad  $k_1$  se denomina coeficiente de resistencia a la rodadura, el cual tiene diversos valores para diferentes tipos de camino.

No hay que confundir el coeficiente  $k_1$ , coeficiente de resistencia a la rodadura, con el coeficiente de rozamiento de rodadura  $d$ , pues el primero es adimensional mientras que el segundo es una distancia. No es necesario hacer los cálculos con ambos parámetros, su utilización dependerá del modo en que se deseen calcular los valores para  $M_{rr}$  y  $M_{rr}'$ . Observe que para las ecuaciones 2.9 y 2.11 es necesario conocer  $d$  y  $d'$  mientras que en la ecuación 2.18 se utiliza  $k_1$  y entonces no se calculará un momento sino una fuerza, debido a la existencia del valor del radio de rodadura  $r_r$ .



La tabla 1<sup>6</sup> muestra algunos coeficientes de resistencia a la rodadura  $k_1$  y coeficiente de adherencia  $\Psi$ .

| Tipo de camino                     | $k_1$       | $\Psi$    |
|------------------------------------|-------------|-----------|
| Carretera asfaltada                | .015 - .020 | .60 - .75 |
| Camino de grava                    | .020 - .030 | .50 - .65 |
| Pavimento                          | .025 - .035 | .40 - .50 |
| Camino de tierra seco              | .030 - .050 | .50 - .70 |
| Camino de tierra después de llover | .050 - .150 | .35 - .50 |
| Arena                              | .100 - .300 | .65 - .75 |
| Camino de nieve compactada         | .030 - .040 | .30 - .35 |

Tabla 1

El vehículo se moverá principalmente en los primeros cuatro tipos de camino mostrados en la tabla, pero es probable que el

<sup>6</sup> D.A. Chudakov, Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles, Editorial Mir, URSS 1977. p. 432.

automóvil se mueva por terreno mojado, por lo que será conveniente tomar un valor de  $k_1 = 0.05$  .

Por lo tanto, la ecuación 2.17 se puede escribir:

$$F_{tr} = ( k_1 * W * \cos \alpha ) + W \operatorname{sen} \alpha + F_{rv} + F_{in} + \frac{M_{jr} + M_{jc}}{r_r}$$

$$F_{tr} = W ( k_1 * \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha ) + F_{rv} + F_{in} + \frac{M_{jr} + M_{jc}}{r_r} \quad 2.19$$

El valor de la pendiente máxima durante la prueba de subir una colina será de  $45^\circ$ , en una distancia aproximada de 3 mts. El cálculo de las fuerzas de resistencia a la marcha se hará para  $45^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $1^\circ$  y  $0^\circ$ . El valor para  $1^\circ$  se toma como factor de seguridad al considerar que el coche se desplaza por terreno plano.

En la tabla 2 se muestran estos datos junto con los valores de  $k_1 * \operatorname{sen} \alpha$ .

| Ángulo $\alpha$ | $K_1 * \cos \alpha$ | $\text{sen } \alpha$ | $K_1 * \cos \alpha + \text{sen } \alpha$ |
|-----------------|---------------------|----------------------|--|
| 45°             | 0.035               | 0.707                | 0.742                                    |
| 30°             | 0.043               | 0.500                | 0.543                                    |
| 1°              | 0.050               | 0.017                | 0.067                                    |
| 0°              | 0.050               | 0.000                | 0.050                                    |

Tabla 2

Regresando a la ecuación 2.19 y sustituyendo las ecuaciones 2.5, 2.13 y 2.15, se tiene que las fuerzas de inercia son:

$$F_{in} + \frac{M_{jr} + M_{jc}}{r_r} = a \frac{W}{g} + a \frac{I_{mlr}^2 \eta + \sum I_{xix^2} \eta_x + I_r}{r_r} + a \frac{I_c}{r_r}$$

$$= a \left[ \frac{W}{g} + \frac{I_{mlr}^2 \eta + \sum I_{xix^2} \eta_x + I_r + I_c}{r_r^2} \right]$$

En el apéndice A se encuentra el cálculo de los momentos de inercia del mecanismo utilizado en el segundo automóvil, así como la evaluación del segundo sumando.

Haciendo las sustituciones, se tiene que:

$$F_{in} + (M_{1r} + M_{1c}) / r_r = 250.0 a + 330.7 a + 3.0 a = 583.7 a$$

finalmente, la ecuación 2.19 , que es la ecuación simplificada del balance de tracción es:

$$F_{tr} = W ( K_1 * \cos \alpha + \text{sen } \alpha ) + 583.7 a + F_{rv} \quad 2.20$$

$$F_{in} + (M_{jr} + M_{jc}) / r_r = 250.0 \text{ a} + 330.7 \text{ a} + 3.0 \text{ a} = 583.7 \text{ a}$$

finalmente, la ecuación 2.19 , que es la ecuación simplificada del balance de tracción es:

$$F_{tr} = W ( K_t * \cos \alpha + \text{sen } \alpha ) + 583.7 \text{ a} + F_{rv} \quad 2.20$$

#### H. Potencia del motor

La potencia es la rapidez con que el motor genera la energía, transformando la energía calorífica a mecánica, la cual es utilizada para vencer las fuerzas de resistencia a la marcha.

El par motor puede tener diferentes valores, dependiendo del régimen de trabajo. La carga y la frecuencia de rotación cambian en un rango amplio durante la marcha, al variar la cantidad de mezcla de combustible.

Puesto que el motor estará equipado con un gobernador, regulador de frecuencia de rotación, el cual permitirá un máximo de velocidad de 3800 rpm del cigüeñal; se debe considerar los cambios de potencia y par cuando cambia la velocidad del cigüeñal.

La figura 2.6<sup>7</sup>, muestra la característica de regulación de velocidad y las curvas de potencia  $P$ , y par motor  $M_m$  para motor de carburador. Aquí se muestra cómo cambia la potencia efectiva y el par motor al existir un limitador del número de revoluciones.

---

<sup>7</sup> *ibidem*, p. 19.

El desplazamiento del punto del par máximo en relación al punto de la potencia máxima se debe principalmente por el hecho de que al disminuir la frecuencia de rotación del cigüeñal, se mejora el llenado del cilindro con la mezcla inflamable. El crecimiento del par motor se interrumpe como resultado del empeoramiento de las condiciones de combustión.

El sector comprendido a la izquierda del punto n<sup>o</sup>, en el que el par motor tiene el máximo valor, se deben considerar ineptos para el trabajo. En esta región el funcionamiento del motor es inestable y con una carga adicional puede apagarse.

También la válvula de mariposa juega un papel importante en la potencia del motor, pues a medida que se cierra la válvula de mariposa, va aumentando la resistencia aerodinámica en el sistema de admisión del motor y, como consecuencia, disminuyen los valores máximos de la potencia y se desvían hacia una frecuencia de rotación menor.

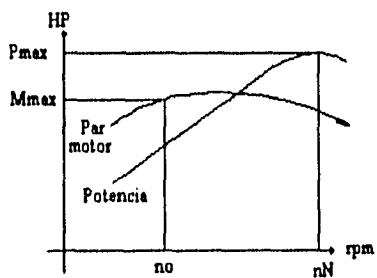


Figura 2.6

El sector apto para el trabajo es el comprendido entre los puntos de potencia máxima y el par máximo. Las curvas características para el motor, proporcionadas por el fabricante, se muestran en la figura 2.7

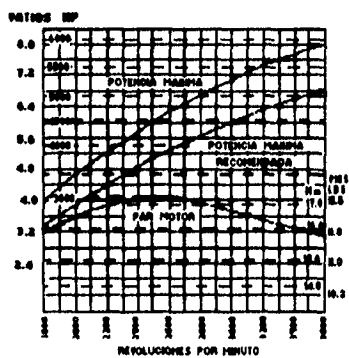


Figura 2.7 Curva de potencia y par motor.



De esta manera, este sector de trabajo estará comprendido entre las 2500 y 3600 rpm. En la figura 2.7 también se observa que hay dos curvas de potencia; una señalada como BHP máximo y otra como BHP máximo recomendado. Así, se tiene que , para 2500 rpm el par motor es 17.2 N m y por lo tanto la potencia será,

$$P = F v = F r \omega = M ( 2 \pi N / 60 ) = 0.105 M * N$$

$$P = 0.105 * 17.2 * 2500 = 4,515 \text{ W} = 6 \text{ HP}$$

este punto corresponde a la curva de BHP máximo, sin embargo, el BHP máximo recomendado es de 3800 W ( 5.1 HP ), por lo que el par motor desarrollado será,

$$M = 3800 / (0.105 * 2500 ) = 14.48 \text{ N m}$$

de la misma manera, para 3600 rpm la potencia es

$$P = 0.105 * 15.8 * 3600 = 5972 \text{ W ( 8 HP)}$$

tal y como se muestra en la gráfica; y para la potencia recomendada, que viene indicada con el valor de 5300 W (7.1 HP), el par motor es

$$M = 5300 / ( 0.105 * 3600 ) = 14.02 \text{ N m}$$

En resumen, el rango de trabajo estará delimitado por los siguientes valores:

$M_{\text{max}} = 14.48 \text{ N m}$  (2500 rpm)

$M_{\text{min}} = 14.02 \text{ N m}$  (3600 rpm)

Datos proporcionados por el fabricante, muestran que la potencia disminuirá un 3.5 % por cada 304.8 m (1000 ft) de altura sobre el nivel del mar y 1% por cada 5.6°C por encima de la temperatura estándar de 15.6°C.

En resumen, el rango de trabajo estará delimitado por los siguientes valores:

$$M_{\text{max}} = 14.48 \text{ N m} \quad (2500 \text{ rpm})$$

$$M_{\text{min}} = 14.02 \text{ N m} \quad (3600 \text{ rpm})$$

Datos proporcionados por el fabricante, muestran que la potencia disminuirá un 3.5 % por cada 304.8 m (1000 ft) de altura sobre el nivel del mar y 1% por cada 5.6°C por encima de la temperatura estándar de 15.6°C.

### I. Velocidad máxima

Cuando se llega a la velocidad máxima, la potencia del motor debe ser suficiente para asegurar la marcha a esta velocidad, bajo estas condiciones la potencia del automóvil se encuentra en su valor máximo y las resistencias al avance se equilibran con las fuerzas de impulsión por lo que la aceleración es nula. Por lo tanto, las fuerzas de inercia son nulas y la ecuación 2.20 se representa de la siguiente manera:

$$F_{tr} = W ( K_1 * \cos \alpha + \text{sen } \alpha ) + F_{rv} \quad 2.21$$

multiplicando ambos miembros por  $v_{max}$ , se obtiene la potencia máxima en los órganos motrices:

$$P_{tr} = F_{tr} * v_{max} = [ W ( K_1 * \cos \alpha + \text{sen } \alpha ) + F_{rv} ] * v_{max} \quad 2.22$$

Ahora se encontrará la relación entre la potencia del motor y la potencia de los órganos motrices

$$P_m = F_m * V_m = F_m * (W_m * r_m) = (F_h * r_m) * W_m = M_m * W_m$$

análogamente para las ruedas motrices

$$P_{tr} = M_{imp} * W_{imp}$$

recordando que  $M_{imp} = M_m i_{tr} \eta$

$$\frac{P_{tr}}{W_{imp}} = \frac{P_m}{W_m} i_{tr} \eta$$

despejando  $P_{tr}$  y tomando  $i_{tr} = W_m / W_{imp}$

$$P_{tr} = P_m ( 1 / i_{tr} ) i_{tr} \eta = P_m \eta \quad 2.23$$

calculando la potencia necesaria para la velocidad de diseño,  $v = 12.5 \text{ m/s} = 45 \text{ km/h}$ , y utilizando los parámetros para  $\alpha = 1^\circ$  y tomando un valor  $\eta = 0.85$ , se tiene:

$$P_{tr} = [ 2450 \text{ N } ( 0.067 ) + 8.44 \text{ N } ] * 12.5 \text{ m/s} = 2,157 \text{ W}$$

$$P_m = 2,157 \text{ W} / 0.85 = 2,538 \text{ W} \quad ( 1 \text{ HP} / 745.5 \text{ W} ) = 3.4 \text{ HP}$$

Observando la figura 2.7 se compara que la potencia requerida no sobrepasa la potencia del motor recomendada, por lo que el coche estará en condiciones de alcanzar esa velocidad.

Si la velocidad máxima es de 45 km/hr y el radio dinámico de la rueda motriz es de  $r_r = 0.251 \text{ m}$ , y tomando en cuenta que:

$$v = r_r * w = r_r * 2\pi N / 60 = 12.5 \text{ m/s}$$

$w$ , velocidad angular.

N, revoluciones por minuto de la rueda motriz.

$$N = 60 * 12.5 / (0.251 * 2\pi) = 475.5 \text{ rpm}$$

las revoluciones del motor cuando se llegue a la velocidad máxima serán 3600 rpm. Entonces la relación total de la transmisión entre el motor y las ruedas motrices  $i_{tr}$ , para alcanzar 12.5 m/s es:

$$i_{tr} = 3600 \text{ rpm} / 475.5 \text{ rpm} = 7.57$$

### J. Capacidad para subir una pendiente

El vehículo, en una de las pruebas, debe ascender por una pendiente de aproximadamente  $30^\circ$ . En esta prueba no se alcanzarán grandes velocidades por lo que el valor de la fuerza de resistencia al viento se puede despreciar.

Tomando la ecuación 2.20,

$$F_{tr} = W ( K_1 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha ) + 583.7 a + E_{av}^0$$

Sustituyendo los datos de la tabla 2 con el valor de  $\alpha=30^\circ$

$$F_{tr} = 2450 ( 0.543 ) + 583.7 a = 1330.4 + 583.7 a$$

Si la máxima  $F_{tr}$  que se puede transmitir bajo el criterio de adherencia es  $F_{tr} = 1474.4$  N y sustituyendo este valor en la ecuación anterior se obtiene que la aceleración que se puede dar al vehículo es:

$$1474.4 = 1330.4 + 583.7 a$$

$$a = 144 / 583.7 = 0.25 \text{ m/s}^2$$

El par máximo del motor es 14.48 N m cuando gira a 2500 rpm, de la ecuación 2.2 se tiene,

$$F_{tr} = M_b i_{tr} \eta / r_r$$

despejando

$$i_{tr} = \frac{1474,4 \text{ N} \cdot 0,2514 \text{ m}}{14,48 \text{ N m} \cdot 0,85} = 30,11$$

y la velocidad del automóvil será

$$v = \omega r = \frac{2 \pi N_{\text{motor}} (0,2514 \text{ m})}{60 i_{tr}} = 2,18 \text{ m/s} = 7,9 \text{ km/hr}$$

Por lo tanto el rango de la relación de transmisión estará comprendido entre:

$$7,57 < i_{tr} < 30,11$$



# CAPÍTULO III

## SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Una vez que se han calculado los valores necesarios que debe tener la transmisión durante las diferentes etapas del funcionamiento del coche (arranque, velocidad máxima, subir una cuesta), se tendrá que buscar el mecanismo óptimo de transmisión, atendiendo principalmente a: facilidad de construcción, desempeño y seguridad del mecanismo, peso de los componentes, y su costo.

Entre las principales opciones se encuentran adaptar la caja de velocidades de una motocicleta o de un automóvil pequeño, utilizar un convertidor de par, diseñar una caja de velocidades. También se debe decidir si se utilizará un mecanismo diferencial, o un reductor de relación fija para alcanzar el valor de relación requerida. La figura 3.1 muestra esquemáticamente estos arreglos.

No se ha contemplado la opción de reversa, que si bien daría al automóvil una fuerte característica de diferenciación, los costes y esfuerzos derivados, desde su diseño hasta su

fabricación e implementación, no compensan las ventajas que como producto comercial ofrece. Sin embargo, su uso queda a libre elección de los futuros participantes.

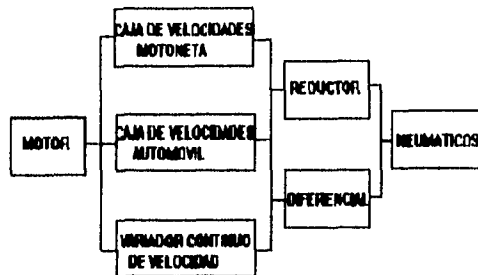


Fig. 3.1

Cada sección dará una explicación breve del funcionamiento de cada mecanismo, las modificaciones que se tendrían que hacer para su adaptación en cada caso, sus ventajas e inconvenientes.

Finalmente en una tabla se expondrá un resumen de las posibilidades de cada sistema, de la cual se seleccionará el mecanismo que se utilizará.

## A. Diferencial

El primer objetivo será el determinar si el vehículo deberá llevar diferencial.

### 1. Funcionamiento

El diferencial es el último eslabón importante entre el motor y las ruedas. Desempeña tres funciones:

- a) desviar la potencia a  $90^\circ$  ;
- b) disminuir las revoluciones por minuto que produce el motor; completando así la reducción total del mecanismo de transmisión.
- c) dividir la potencia entre las dos ruedas cuando el automóvil toma una curva, para que una gire más rápidamente y recorra mayor distancia en el lado externo de la curva, mientras que la otra gira más despacio al recorrer menos distancia en el lado interno.

Los elementos que integran un mecanismo diferencial se muestran en las figuras 3.2 y 3.3<sup>9</sup>

---

<sup>9</sup> Como funciona el automóvil. Reader's Digest, p. 100

La primera función se realiza cuando el piñón se acopla con la corona en ángulo recto y desvía  $90^\circ$  la potencia hacia las flechas laterales.

El piñón da varias revoluciones por cada una de la corona por lo que se reduce la velocidad que produce el motor, con una relación entre 2:1 y 4:1 según el tamaño, peso y uso del vehículo. Los engranes de reducción alta (pero de relación numérica baja, tal como 2:1) ahorran gasolina; los engranes de reducción baja (relación 4:1) aumentan la aceleración y la fuerza de tracción.

Por último, el trabajo del diferencial consiste, al tomar una curva, en dividir la potencia entre la rueda externa y la rueda interna.

Cuando avanza el automóvil en línea recta, la corona hace girar la caja, que a su vez hace girar los satélites, los engranes y las flecha laterales. Al tomar una curva, los engranes satélites giran en torno a los engranes laterales para que la rueda interna gire más despacio y la rueda externa más rápidamente, de modo que ésta puede hacer un recorrido más largo en las vueltas. La corona y la caja giran a la velocidad promedio de las dos ruedas.

Si una rueda está en pavimento seco y la otra sobre hielo, arena o lodo, esta última girará al doble de la velocidad de la corona y la rueda con tracción no se moverá.<sup>1</sup> Cada rueda recibe una cantidad de torsión apenas suficiente para que gire la rueda sin tracción, por lo que el automóvil no se mueve.

Existe un diferencial de paso limitado el cual tiene embragues que limitan el movimiento de los engranes laterales. Los resortes que están entre los engranes laterales empujan estos engranes contra los embragues, y a su vez, los embragues contra la caja.

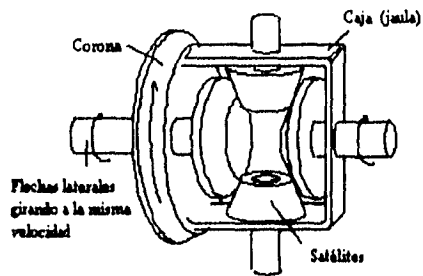


Figura 3.2 Al manejar en línea recta: la caja gira con la corona y los satélites giran en órbita con la caja sin rotar en su propio eje, impulsando los engranes y las flechas laterales

<sup>1</sup> ibidem, p. 101

La fricción de los embragues hace que la caja y los engranes laterales giren a la misma velocidad pero los resortes no tienen la presión suficiente para evitar la acción normal del diferencial en una curva. Cuando una rueda esta en un lugar resbaloso, los embragues limitarán la acción del diferencial y un poco más de torsión pasará a la rueda que tiene tracción para que el automóvil se pueda mover a terreno firme.

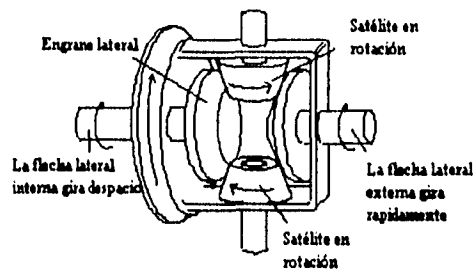


Figura 3.3, Al tomar una curva: la flecha lateral interna gira más despacio que la corona, la externa impulsada por los satélites gira en proporción más rápidamente.

## 2. Inconvenientes

Para el automóvil hay serias desventajas para usar un diferencial, las cuales son:

a) Los diferenciales de automóviles pequeños son muy pesados para el coche, aproximadamente 20 kg.

b) Aunque existen diferenciales más pequeños para tractores, aproximadamente 12 kg, estos no son fáciles de

conseguir hay que importarlos y su costo es mucho mayor (N\$ 1,500 en 1994).

c) Al colocar diferencial al automóvil se tendrán que utilizar dos discos de frenado, con lo que se incrementará el peso y se disminuirá el espacio para la transmisión. Esto es debido al reglamento de la competencia que exige colocar un freno a cada flecha motriz.

Por lo tanto, dados los inconvenientes y considerando que el coche no es muy ancho, no habrá problema alguno al tomar una curva sin el mecanismo diferencial.



## **B. Adaptación caja de velocidades motoneta**

Se estudiará la posibilidad de utilizar una caja de velocidades de una motocicleta pequeña, para ello se presentarán datos de algunos modelos y se establecerán las características que se adecuan al automóvil, así como las modificaciones que habrá que hacerse.

El diseño de una caja de velocidades , si bien eliminaría los inconvenientes de las ya existentes presenta algunos problemas durante su construcción como la precisión en los mecanismos que la componen, el proceso de fundición para la caja, entre otros.

Para utilizar una caja de velocidades se debe contar con un embrague. La misión del embrague es conectar o desconectar la transmisión del movimiento desde el motor a la rueda, a voluntad del conductor. La desconexión, que tiene lugar cuando se acciona el embrague, es necesaria al iniciar la marcha y cada vez que se utilizará el cambio. Suele ir situado entre la transmisión primaria y el eje primario de cambio. Hay varios tipos de embragues en motocicletas como son los de fricción y los centrífugos.

La característica esencial de los embragues centrífugos es que no necesitan de un mando separado para su accionamiento. En su estado de reposo se encuentran desembragados (al contrario de los embragues comunes) y la labor de embragado se realiza de forma automática. Su empleo queda reducido en general a motores de poca potencia como los de los ciclomotores, normalmente dotados de transmisión automática.

Se analizarán los siguientes modelos:

#### Carabela 100

La caja de esta motocicleta es de tres velocidades, este modelo está descontinuado en el mercado, sin embargo, es posible conseguirla usada. Debido a que el motor de esta motocicleta es de sólo 5 HP, los engranes de la caja de velocidades no se consideran aptos para resistir los esfuerzos.

#### Carabela 125

La caja cuenta con cuatro velocidades, está hecha para un motor de 14 HP y 3000 rpm. La caja tiene el embrague a la entrada, y viene con una estrella a la salida de la caja, por lo que después sólo se tendrá que utilizar una estrella final en el eje de las ruedas.

La relación de velocidades de la caja es:

Primera 5.2 : 1

Segunda 3.3 : 1

Tercera 1.8 : 1

Cuarta 1.1 : 1

Los pasos a seguir para su utilización en el automóvil MINI BAJA serán:

1) Establecer la ubicación de la caja y del mecanismo de embrague.

2) Revisar que los engranes no estén en mal estado.

3) Determinar si las cuatro velocidades se utilizarán.

4) Determinar la relación de transmisión secundaria, es decir, el número de dientes de la estrella de la flecha de salida de la caja y el número de dientes para la estrella en el eje de los neumáticos.

5) Calcular el paso de la cadena y de las estrellas mencionadas anteriormente, para que transmitan la potencia sin que éstas lleguen a romperse.

Como ya se ha dicho, el uso de una caja de velocidades restará maniobrabilidad del vehículo al conductor.

### C. Adaptación caja de velocidades de un vehículo comercial

Se tiene que considerar que tipo de vehículo se utilizará, es claro que se necesita un coche pequeño, como es el caso de un VW Sedan, Renault 5, Renault 8.

Como una primera tentativa, se busco la posibilidad de comprar un automóvil usado modelo R8 1977, en estado casi inservible y que tuviera las piezas que se necesitan para los diferentes sistemas.

Al principio, dado el tamaño del coche, se penso que se podría utilizar los *calipers* para el sistema de frenado, las rótulas y brazos de suspensión delantera, el sistema de dirección basado en piñón y cremallera para su adaptación, y la caja de velocidades para la transmisión; por lo que su compra podía ser viable.

Más tarde, cada responsable del sistema involucrado, hizo un análisis para comprobar si en verdad era viable hacer este gasto; al final sólo el sistema de frenos utilizaría los *calipers* con lo que se decidió a adquirirlos por separado en un deshuesadero.

A continuación se presenta el análisis hecho para la adaptación de la caja de velocidades de un automóvil Renault R-8 modelo 1977 en el automóvil MINI BAJA.

El embrague y la caja de cambios están constituidos y ensamblados como una sola unidad. Se puede desmontar el conjunto de la impulsión final y caja de cambios dejando el embrague por separado. La caja de transmisión se puede separar en dos mitades.

El eje del embrague está montado al extremo posterior del eje primario por un acoplamiento de manga ranurada. El eje primario acciona sobre dos cojinetes cónicos de rodillos, uno en cada extremo. El eje secundario o de piñón impulsor acciona en un cojinete paralelo de rodillos en el extremo del piñón y en un cojinete cónico, en el extremo contrario. Véase la figura 3.4.

Es necesario conocer el par motor máximo para el cual funciona la caja normalmente, este es de 81.3 N m a 3000 rpm. Por lo que no habrá problema, y los engranajes de la caja resistirán los esfuerzos al transmitir la potencia.

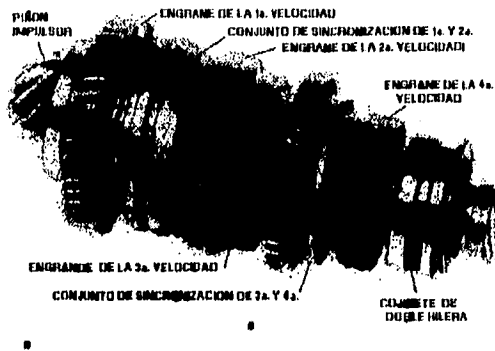


Figura 3.4 Conjunto del eje secundario de la transmisión, R8 modelo 1977.

En segundo lugar, hay que conocer las relaciones de reducción en cada una de las velocidades<sup>10</sup>, éstas son:

Primera 3.61 : 1

Segunda 2.25 : 1

Tercera 1.48 : 1

Cuarta 1.03 : 1

Reversa 3.07 : 1

Relación de impulsión final 4.125 : 1

La relación de impulsión final se realiza entre el piñón final del eje secundario y el diferencial, por lo que, al no

<sup>10</sup> Manuales para el taller Renault R8 y R10. Ed. CECSA, México 1978, p. 55.

utilizar en el vehículo este mecanismo, se puede obtener una relación diferente con otro.

Hay que recordar que el rango que se necesita para la reducción de velocidad es de 7.57 a 30.11, por lo tanto, la relación que se requiere en el mecanismo secundario, es de:

$30.11 / 3.61 = 8.34$  cuando se utiliza la primera velocidad de la caja,

$7.57 / 1.03 = 7.34$  para la cuarta velocidad,

$7.57 / 1.48 = 5.11$  para la tercera velocidad,

es decir, que el mecanismo secundario tendría que ser también de reducción variable, para poderse adaptar a las necesidades. Esto es uno de los principales inconvenientes de la adaptación de esta caja, pues ésta fue hecha para la curva par del motor Renault R8.

Otra desventaja es el aumento del peso y del espacio necesario para colocar el embrague y la caja en el automóvil.

Si bien, el carro puede tener reversa, lo cual es una característica diferenciadora muy fuerte, en lo que a producto comercial se refiere.

#### D. Cambio automático por variador continuo de velocidad

##### ( Convertidor de torque )

El cambio automático por variador continuo de velocidad,<sup>11</sup> es básicamente un juego de poleas cuyo radios de funcionamiento, y por tanto la razón de multiplicación de par, van cambiando a través del tiempo.

Su uso está extendido para motores de pequeñas cilindradas aplicadas a propulsar motonetas. Ciertamente, se ha demostrado que esta es la solución ideal para aquellos vehículos que se utilizan preferentemente en un entorno urbano, ya que ahorran una extraordinaria cantidad de trabajo en la conducción al piloto, siendo sus prestaciones y rendimiento más que aceptables.

La única limitación con que cuenta este sistema es el propio elemento transmisor, que es una banda trapezoidal de neopreno. Para potencias cercanas a los 18 HP comienza a mostrarse inadecuado, ya que la adherencia entre la polea y la banda se muestra insuficiente y esta última comienza a resbalar.

---

<sup>11</sup> De aquí en adelante se le llamará convertidor de torque, pues es su nombre más común dentro del mercado, el cual no debe confundirse con el convertidor de torque utilizado en las cajas de transmisión automáticas, el cual es completamente diferente.



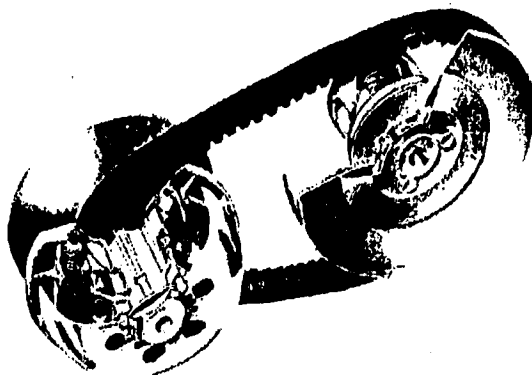


Figura 3.5 Convertidor de torque

#### 1) Funcionamiento

La polea izquierda o "conductora" es solidaria al cigüeñal; la polea derecha o "conducida" se conecta a la transmisión final. Ambas poleas se unen por la banda trapezoidal, que mantiene su tensión aproximadamente constante durante el funcionamiento.

Ambas poleas se componen de dos platos cuya distancia varía según las condiciones de funcionamiento. La conductora tiene fijo el plato delantero mientras que el posterior se desplaza, obligada por los rodillos pesados. La conducida tiene fijo el plato trasero y el delantero se mantiene tan próximo al trasero como le es posible, empujada por un muelle. Tal como se muestra en la figura 3.6.

Esto que a primera vista no tendría más importancia es lo que constituye el mecanismo del cambio en sí. En realidad quien determina el funcionamiento del cambio es la polea conductora, dentro de la cual están localizados los rodillos de empuje radial que funcionan por el efecto de la fuerza centrífuga.

La figura 3.6 muestra una sección de esta polea que muestra las dos posiciones extremas que puede adoptar durante el funcionamiento. En la figura 3.6<sub>1</sub> se trata de la de "reposo" o bajas revoluciones: la tensión de la banda B la mantiene en su postura más baja, donde los rodillos R no actúan. En la figura 3.6<sub>2</sub>, la fuerza centrífuga desplaza los rodillos hacia el exterior, y al apoyarse en la rampa inclinada I por un lado y en la cara oculta de la semipolea móvil N por otro, obligan a ésta a aproximarse con el plato fijo Pf, de tal manera que a la banda no le queda más remedio que extenderse a la periferia.

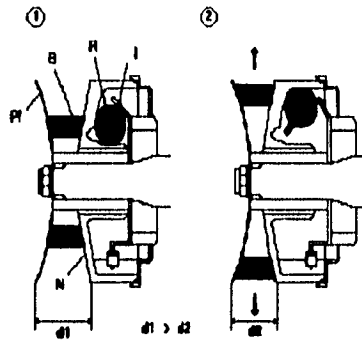


Figura 3.6 Sección de la polea conductora

La polea conductora es completamente automática, operando ya sea como *clutch* o como transmisión, y es fácilmente controlado por la aceleración del motor. Quien mantiene tensa la banda, es la polea conducida. Existen dos variantes para la polea conducida, la primera es una polea sensible a la velocidad, y la segunda una polea sensible al torque.

a) Sensible a la velocidad.

A bajas velocidades la posición normal de la polea conductora mantiene a la banda trapezoidal a un diámetro menor que con el correspondiente diámetro de alargamiento de la polea conducida y crea la relación más baja, como se muestra en la figura 3.7, lo cual es ideal para el inicio de la marcha o para superar pendientes.

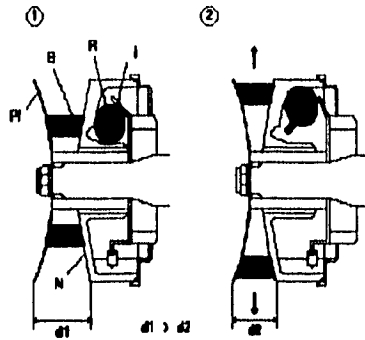


Figura 3.6 Sección de la polea conductora

La polea conductora es completamente automática, operando ya sea como *clutch* o como transmisión, y es fácilmente controlado por la aceleración del motor. Quien mantiene tensa la banda, es la polea conducida. Existen dos variantes para la polea conducida, la primera es una polea sensible a la velocidad, y la segunda una polea sensible al torque.

a) Sensible a la velocidad.

A bajas velocidades la posición normal de la polea conductora mantiene a la banda trapezoidal a un diámetro menor que con el correspondiente diámetro de alargamiento de la polea conducida y crea la relación más baja, como se muestra en la figura 3.7, lo cual es ideal para el inicio de la marcha o para superar pendientes.

Mientras la velocidad se incrementa los pesos que van girando por la fuerza centrífuga siguen el contorno de la figura del plato de rampa forzando a los platos a juntarse, esta acción a través de la banda comprime el resorte de la polea conducida y de esta forma se alcanza una razón alta, adecuada para el desarrollo de la velocidad máxima en terreno favorable.

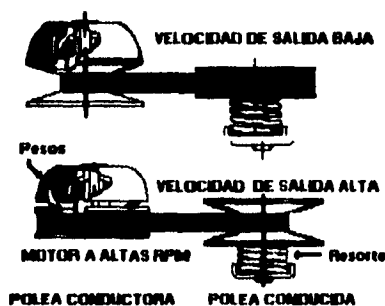


Figura 3.7 Convertidor sensible a la velocidad

b) Sensible al torque.

La posición normal de la polea conductora a bajas velocidades del motor mantiene a la banda trapezoidal en un diámetro pequeño. La fuerza normal rotacional sobre el actuador mantiene la polea conducida a la razón baja del mecanismo. Observe la figura 3.8.

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

Como la polea conductora es esencialmente la misma en ambos tipos de unidades a mayores velocidades del motor causan que los pesos cierren los platos creando una alta relación.

Si un incremento de carga ocurre como subir una cima después de que el vehículo ha sido corrido a velocidad alta, el mecanismo en la polea conducida se encarga de mantener los platos juntos sin pérdida de la velocidad del motor. El motor desarrolla su máxima potencia para la marcha, pero si aparecen mayores cargas, el motor funcionará dentro del rango de torque máximo.



Figura 3.8 Convertidor sensible al torque.

## 2) Requerimientos

Los convertidores de torque comerciales para motores de baja potencia ( 3-16 HP) tienen una relación de reducción de velocidad entre 2.5:1 y 4:1; debido a que necesitamos una relación de 27.3:1 será necesario disponer de un mecanismo de relación fija para alcanzar el par requerido.

El sistema de transmisión en este caso puede tomar las siguientes variantes:

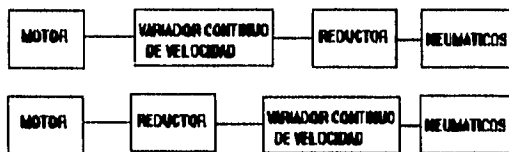


Figura 3.9

La opción b) que sería la más ventajosa, pues el fabricante del motor para sus motores de 8 HP, tiene como accesorio un reductor que se acopla a la flecha del motor y es de dimensiones pequeñas, sin embargo, el convertidor de torque no funciona a velocidades pequeñas de la polea conductora, las cuales existirían después de haber incorporado el reductor, por lo que esta opción queda descartada.

La opción a) será el sistema evaluado, sin embargo, encontramos que para el reductor hay variantes, pudiendo ser de engranes, poleas, cadenas. Y por lo tanto se evaluarán los posibles mecanismos para el reductor y así evaluar el sistema completo.

### 3) Ventajas e Inconvenientes

Dentro de las ventajas se encuentran las siguientes:

a) Ocupa un mínimo espacio, puede operar montado en cualquier posición.

b) Al bajar las rpm no solo mejora el frenado sino ofrece un mejor control del vehículo.

c) Su diseño da una buena selección de la razón entre el motor y la polea conducida.

d) El convertidor realiza la relación apropiada sin la necesidad del cambio manual por parte del operador.

e) Su nulo mantenimiento, y alta fiabilidad.

Las principales desventajas son:



a) Algunos distribuidores de motores en México, manejan convertidores de torque, sin embargo, muchas veces hay que importarlo de los Estados Unidos, por lo que suelen pasar varios días desde el pedido hasta la entrega, lo que habrá de contemplarse en el esquema de fabricación.

b) Debido a lo tratado anteriormente, su precio es alto, alrededor de 180 dls, además de los costos del envío que suelen ser cercanos a los 150 dls.

## E. Reductores

### 1. Transmisiones por bandas.

Las transmisiones por bandas sirven para transmitir la energía entre árboles con la ayuda de enlaces de flexión de una o varias bandas de transmisión, colocadas con tensión sobre las poleas fijas en las flechas. Las transmisiones de banda se emplean en distancias entre centros, pequeñas o medianas.<sup>12</sup> Cuando la distancia entre los ejes es muy grande y el uso de engranajes no es factible.

La velocidad  $V$  de la banda debe estar comprendida entre 6 y 25 m/s. La relación puede ser hasta 6:1.

Debido a que se produce deslizamiento de la banda sobre la polea debe aumentarse el diámetro de la polea conductora en un 20% o disminuir en la misma proporción el de la polea conducida.<sup>13</sup>

<sup>12</sup> Atlas de elementos de máquinas y mecanismos; D.N. Reshétov; Ediciones CEAC, Barcelona 1985, p. 108

<sup>13</sup> Mecanismos; Enrique Beida Villena; Editorial Vizcaina, Bilbao, 1975, pp. 202-230

Con objeto de que la adherencia de la banda a la polea sea lo suficiente para que ésta no deslice al ponerse en marcha la transmisión, debe colocarse la banda con una tensión inicial.

Por lo cual la distancia entre los ejes debe ser regulable para poder realizar el montaje y tensarlas adecuadamente. El diámetro mínimo de una polea debe ser igual o superior a 50 veces el espesor de la banda.

Las bandas trapezoidales (tipo V) transmiten la potencia a través de sus flancos y las caras laterales del canal de las poleas.

El uso de la transmisión por medio de bandas tipo V en comparación a las bandas planas son las siguientes:

- a) Permiten una distancia menor entre los ejes.
- b) Generalmente no es necesario el uso de rodillos tensores.
- c) Pueden conseguirse relaciones mayores de 12:1 lo que permite emplear motores rápidos.
- d) Son igualmente eficaces, no importando la inclinación de la transmisión.
- e) Son silenciosas.

## 2. Reductores cilíndricos, cónicos y helicoidales.

### a) Características Generales.

En la figura 3.10<sup>14</sup> se presentan los reductores dentados y helicoidales de uso general, los cuales pueden ser empleados en la transmisión del vehículo.

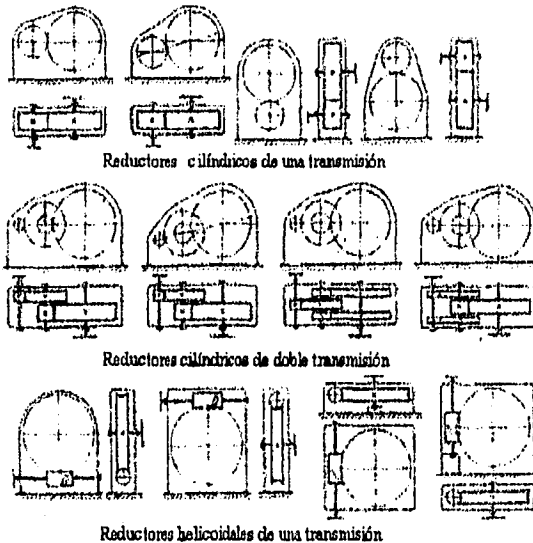


Figura 3.10

En los reductores cilíndricos de una transmisión, los ejes de los arboles pueden estar situados en el plano paralelo a la base del cuerpo del reductor, situados en un plano inclinado o en un plano perpendicular a la base del reductor, tal como se muestra en la figura anterior.

<sup>14</sup> Atlas de elementos de máquinas y mecanismos; D.N. Reshétov; Ediciones CEAC, Barcelona 1985, p. 109.

Dependiendo de las condiciones de diseño tales como: el número de revoluciones, el peso, las dimensiones de los engranes suelen emplearse los reductores de doble transmisión, que realizan la relación de reducción en dos pasos.

Los engranes helicoidales presentan ventajas como su aplicación a altas revoluciones, pueden estar montados en flechas no paralelas, son más silenciosos. Sin embargo, en este tipo de engranes se presenta además de las cargas radial y tangencial, una carga axial debida al ángulo de la hélice, lo que deberá tomarse en cuenta durante el diseño de los rodamientos.

El último tipo importante de engranes usados para transmitir potencia entre flechas que no sean paralelas y que no se intercepten es el engrane cónico<sup>15</sup>. La mayor parte de las aplicaciones son con flechas a 90°, y para velocidades en la línea de paso de 5 m/s a 76 m/s dependiendo el acabado del engrane.

#### b) Requerimientos del diseño

Si bien existen empresas con una amplia variedad de reductores (relación, potencia, tipo de engranes) estos suelen ser muy costosos, alrededor de N\$ 8,000.00, por lo que su

---

<sup>15</sup> Deutschman, *Diseño de Máquinas*. De. CECSA, México 1989, p. 663.

compra está fuera de posibilidad, y por lo tanto se plantea el diseño de uno más sencillo y adecuado a las necesidades, esperando que su costo sea menor. Los pasos de diseño pueden resumirse en los siguientes puntos:

- 1) Determinar en cuantos pasos se debe hacer la reducción.
- 2) Seleccionar el tipo de engranes del cual será el reductor, se deben considerar las velocidades, fuerzas que soportan, la ubicación de las flechas de transmisión (si son paralelas, o están a  $90^\circ$  ).
- 3) Determinar el paso, tamaño (número de dientes, espesor), dar una primera revisión al tamaño de las estrellas y su posible ubicación.
- 4) Calcular las flechas y los cuñeros.
- 5) Calcular los rodamientos.
- 6) Definir el tipo de lubricación.
- 7) Diseñar la estructura en la que irán las estrellas, flechas y rodamientos, que en este momento ya estarán dimensionados. El diseño también contempla la ubicación definitiva del reductor en el automóvil, salvando las interferencias con los sistemas de frenado, suspensión y estructura.

### 3. Reductores planetarios.

Los reductores con transmisiones dentadas, en los que hay ruedas con ejes desplazables, se llaman planetarios. Las transmisiones planetarias permiten obtener grandes relaciones de transmisión en los reductores, con pequeña cantidad de ruedas dentadas. Las medidas de los reductores planetarios son menores que la de los cilíndricos, con las mismas relaciones de transmisión y de carga. Tienen la desventaja que son más complicados en su fabricación. En la figura 3.11 pueden observarse el esquema cinemático de un reductor planetario.

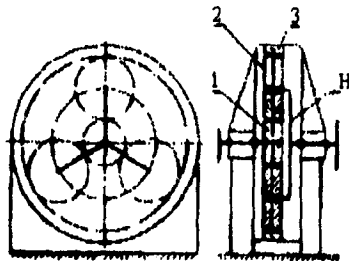


Figura 3.11

### 4. Reductores de cadena

Dado la experiencia que se ha tenido con este tipo de reductores en las competencias anteriores, se hará un análisis más detallado en la próxima sección.

## F. Reductor por cadena de rodillos y ruedas dentadas

La transmisión por cadena de rodillos se empezó a utilizar cuando el sistema de transmisión por bandas planas era insuficiente para transmitir la potencia, pues las bandas resbalaban sobre las poleas. El problema se solucionó con un sistema en el que no hubiera desplazamiento, como es el caso de la cadena y las ruedas dentadas (comúnmente llamadas estrellas).

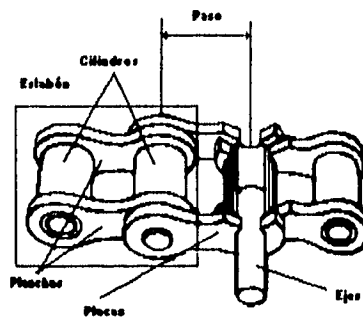


Figura 3.12

### 1) Funcionamiento

Una cadena está formada por una serie de elementos iguales llamados eslabones. En la fig. 3.12 están representadas las partes que la componen. Cada eslabón está formado por una pareja de cilindros unidos de manera rígida por dos planchas. Los cilindros reciben el nombre de rodillos. Para mantener una



distancia concreta llamada "paso", existen dos ejes que se fijan en el interior de los rodillos, y son los encargados de sujetar las placas de los eslabones. La unión entre dos eslabones se efectúa por medio de una pareja de placas, que pueden girar alrededor de los ejes de los rodillos. La composición de eslabones y placas intermedias da lugar a un conjunto que puede ser tan largo como se desee, y que forma una línea cerrada al unirse el último eslabón con el primero.

La transmisión de movimiento se realiza insertando un diente de una rueda dentada en el espacio libre que queda entre los rodillos. El empuje de este elemento se transmite a través de las diferentes placas, empujando a otro diente similar situado a la distancia adecuada, esa distancia es la misma que el paso. La única condición obligatoria es que los dos dientes se encuentren en el mismo plano, de modo que la cadena funcione siempre en línea recta. Si no ocurre esto, bien porque los ejes no sean paralelos o bien porque los dientes se encuentren desalineados, la cadena sufre esfuerzos diferentes a los de tracción entre sus placas y acaba estirándose.

Hay varios tipos de cadena y varios tamaños estandarizados. La medida de la cadena se guía por el "paso". Normalmente, en cada medida hay varios modelos, diferenciados por el acero utilizado y los ajustes empleados. El "paso"

determina también el diámetro de los rodillos, la anchura de la cadena, los cuales dependen de la potencia a transmitir.

Las cadenas se realizan en acero de alta resistencia. Existen cadenas en materiales metálicos sinterizados para reducir la lubricación, pero no tienen la suficiente resistencia. Hay que tener en cuenta que la cadena debe transmitir toda la potencia generada por el motor a través de las placas y de los rodillos.

Se denomina "piñón" a la estrella que acciona la cadena, y "corona" a estrella es arrastrada por ésta (fig. 3.13).

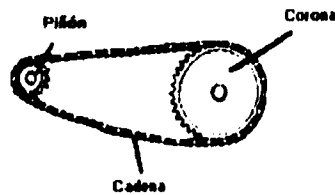


Figura 3.13

La lubricación de la cadena es muy importante por varias razones. Por una parte la cadena trabaja normalmente en el exterior, por lo que está sometida a la acción de todo tipo de agentes, y no dispone de lubricación regular. El tipo de movimiento de la cadena provoca la centrifugación del lubricante, de modo que se hace necesario un engrasado cada

cierta distancia recorrida, siendo este el mantenimiento más frecuente, junto el tensado periódico.

Las cadenas de transmisión necesitan de un tensado continuo. Se puede medir la distancia entre un número fijo de eslabones, comprobando que la distancia no excede la dictaminada por el fabricante. Para tensar las cadenas se tienen varios modelos de tensores.

## 2) Requerimientos del diseño.

El diseño de una transmisión de cadena consiste en la selección y definición del tamaño de las estrellas. También se incluye el determinar la longitud de la cadena, la distancia entre centros de los ejes y en algunos casos, como se requiere en el automóvil, el sistema de protección de la cadena.

Al diseñar las transmisiones de cadena es de gran importancia considerar y estudiar el paso de la cadena. El número de revoluciones por minuto del piñón determinarán el paso de la cadena que se debe utilizar.

La secuencia para el diseño de este sistema será la siguiente:

- a) Determinar en cuantos pasos se debe hacer la reducción.
- b) Seleccionar el tamaño y tipo de cadena con base a las velocidades y fuerzas que soportan.
- c) Dar una primera revisión al tamaño de las estrellas y su posible ubicación.
- d) Calcular las flechas y los cuñeros.
- e) Calcular los rodamientos.
- f) Diseñar la estructura en la que irán las estrellas, flechas y rodamientos, que a estas alturas ya estarán dimensionados. El diseño también contempla la ubicación definitiva del reductor en el automóvil, salvando las interferencias con los sistemas de frenado, suspensión y estructura.

### 3) Ventajas e Inconvenientes:

Dentro de las ventajas para este sistema encontramos las siguientes:

- a) El rendimiento mecánico es muy alto, del 98 al 99% .
- b) No hay deslizamiento entre las estrellas y la cadena.
- c) El espacio que se requiere para un reductor de este tipo es fácilmente adaptable, pues la distancia entre las estrellas no presenta grandes problemas.

d) Un reductor de este tipo no es muy costoso. Además las partes que lo componen se encuentran fácilmente.

e) Su escaso mantenimiento.

Los principales inconvenientes de este tipo de reductor son:

a) Son ruidosas.

b) Dado que el carro estará moviéndose por lugares donde hay mucho polvo, la grasa lubricante y el polvo van formando una pasta muy sólida, que se convierte en una especie de soldadura entre los eslabones impidiendo así su movimiento. Por lo que hay que tener cuidado en la lubricación y en la protección de estos elementos.

c) Alargamiento de las cadenas

### G. Selección de uniones universales

La junta universal es una cruceta C sobre la que se apoyan los dos extremos de los ejes: el eje de entrada E y el eje de salida S. Tal como se muestra en la figura 3.14.

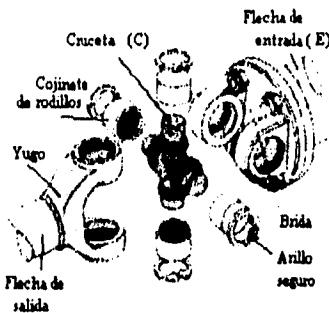


Figura 3.14

Cada uno de ellos ocupa posiciones diametralmente opuestas sobre la cruceta, de modo que ésta pueda funcionar como si uno de los ejes fuera prolongación del otro, o cuando los ejes forman un cierto ángulo que está limitado.

Se puede tener un arreglo de uniones universales en cada extremo de la flecha, para el movimiento angular, y un yugo deslizable, estriado, para los cambios de la longitud, tal como se aprecia en la figura 3.15. Esto tiene un inconveniente debido a que tierra se mezcla con la grasa y después se impide el deslizamiento adecuado.

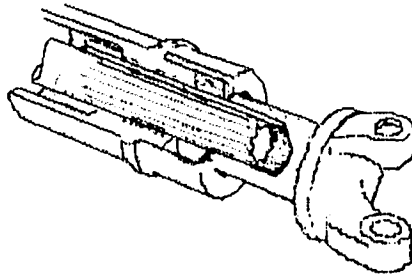


Figura 3.15

El uso del yugo estriado puede evitarse si, como se vio en el Capítulo I, el eje de giro de las horquillas es paralelo al eje de simetría del automóvil. Ver figuras 1.1 y 1.2.

Se debe evitar el uso de uniones universales para flechas que formen un ángulo mayor de  $15^\circ$ . Además, debe tenerse un engrase adecuado en la unión.

Para el cálculo de las dimensiones de estas uniones debe contemplarse la potencia transmitida, y las velocidades angulares del eje conducido.

**H. Tabla comparativa y selección del sistema**

| Opción   | Costo  | Peso                                     | Características   | Desventajas  |
|--|--|--|---|--|
| <p>1. Caja de velocidades de motocicleta</p> <p>a) 3 velocidades</p> <p>b) 4 velocidades</p> | <p>\$470</p> <p>\$550</p>                    | <p>10-15 kg</p> <p>15 - 18 kg</p>        | <p>Para motor de 5 H.P.</p> <p>Para motor de 14 H.P.</p>  | <p>La caja está diseñada conforme la curva par del motor de la motocicleta, por lo que habrá que modificar algunos engranes.</p> <p>Se necesita un embrague.</p> <p>Su uso requiere una mayor maniobrabilidad del vehículo para realizar los cambios.</p>                              |
| <p>2. Caja de velocidades R8</p>   | <p>\$450</p>                                 | <p>30-40 kg</p>                          | <p>Relaciones de velocidad de la caja:</p> <p>Primera 3.61:1</p> <p>Segunda 2.25:1</p> <p>Tercera 1.48:1</p> <p>Cuarta 1.03:1</p>   | <p>Mayor peso y espacio que otros sistemas.</p> <p>Como son partes usadas se deben revisar los componentes para evitar fallas.</p> <p>Se necesita un embrague.</p>   |
| <p>3. Convertidor de par</p> <p>a) Reductor de engranes</p> <p>b) Reductor de cadena</p>     | <p>\$1,413</p> <p>\$8,000</p> <p>\$1,500</p> | <p>9 kg</p> <p>40 kg</p> <p>10-15 kg</p> | <p>Dos poleas de diámetro de diámetro variable, las cuales abren y cierran dependiendo de las rpm del motor.</p> <p>Facilidad de manejo, pues los cambios son automáticos, los cuales pueden ser sensibles al par o a las rpm del motor.</p> <p>Los engranes se encuentran formando un solo conjunto proporcionando una relación fija y los cambios de relación serán proporcionados por el convertidor de par.</p> <p>Igualmente tiene una relación fija de reducción, se acopla después del convertidor. En el mercado existen varios tipos de cadenas y estrellas dependiendo de las razones de reducción, cargas y velocidades que se utilicen.</p> | <p>Es una pieza de importación, por lo que su precio depende del estado cambiario del dólar.</p> <p>Es la opción más costosa.</p> <p>Es muy pesada.</p> <p>Dada la presencia de polvo, algunos eslabones pueden unirse y al pasar por las estrellas romperse.</p> <p>Son ruidosas.</p> |



El sistema elegido será el de un convertidor de torque que hará los cambios automáticos y dada las relaciones mayores que se necesitan se utilizará un reductor fijo para alcanzarlas.

El mecanismo de transmisión se puede ver en el siguiente diagrama de bloques:



Figura 3.16

# CAPÍTULO IV

## DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

El diseño contempla dos fases, por un lado la selección de cada uno de los componentes, y por otro su ubicación real en el automóvil.

La situación y dimensiones de la transmisión dependerá básicamente de tres factores: el espacio disponible debido a la estructura del vehículo; el deseo de modularidad de los sistemas, el sistema habrá que colocarse y desmontarse varias veces y con la mayor facilidad; y por último la situación de la flecha motriz, cuya distancia será indicada por la suspensión.

El diseño se iniciará a partir del motor, después por el convertidor de torque y así sucesivamente hasta llegar a las ruedas motrices. La selección y ubicación se realizarán conjuntamente, se darán observaciones que hay que tomar en cuenta para evitar interferencias con otros mecanismos.

Algunas veces esto será un proceso recurrente que consistirá en seleccionar el mecanismo y comprobar que no habrá

ningún problema en su implementación. Para no ser repetitivos se presentará el proceso de diseño de una forma continua.

Se ha utilizado el programa de dibujo *Cadkey Light* para situar las piezas en el automóvil. Uno de los grandes problemas que han aparecido durante la fabricación del auto ha sido el montaje, pues cuando se calculan dimensiones se presta atención a que quepa dentro de la estructura y no haya interferencias, sin embargo, en la práctica ha resultado que hay piezas que no son tan fáciles de colocar, como es el caso de los ejes de transmisión y sus cuñeros.

Por lo cual, se darán algunos puntos importantes que se consideraron durante el montaje, algunos se han señalado durante las etapas de selección, futuros participantes pueden tomar ideas importantes que han de reducir tiempo y dinero.

### A. Motor

Como se ha mencionado anteriormente, el motor es el único componente del automóvil que será el mismo para todos los participantes.

Las características del motor reglamentario, dadas por el fabricante son las siguientes:

|  |                   |
|--|-------------------|
| Motor de gasolina, enfriado por aire, de 4 tiempos y de un solo cilindro. De marca Briggs & Stratton, modelo 195432. |                   |
| Caballaje máximo a RPM   | 8.0 HP a 3600 RPM |
| Capacidad continua HP  | 6.8 HP a 3600 RPM |
| Cilindrada (cc)  | 319               |
| Diámetro exterior x carrera (mm)   | 76.2 x 69.8       |
| Relación de compresión   | 6.2 : 1           |
| Torsión máxima N m   | 17.2 a 2500 RPM   |
| Combustible  | gasolina          |
| Sistema de arranque  | rebobinado        |
| Rotación cigüeñal  | a la izquierda    |
| Carburador   | tipo flotador     |
| Peso neto  | 21.09 kg          |

Las dimensiones del motor, tal como es entregado son largo 466 mm, ancho 335 mm y altura 427 mm.

Sin embargo la longitud del motor puede reducirse si se ubica el tanque de la gasolina en otro lado, reduciéndose hasta 386 mm. De este modo se ganará espacio y las dimensiones del motor con las que se trabajará a fin de determinar su

colocación dentro de la estructura son las mostradas en el lámina 4.1.

Con estas medidas se trabajo con el diseño de estructura para determinar la ubicación del motor y el tanque de gasolina, como se puede ver en el lámina 4.2 .

De la lámina se puede sacar las siguientes conclusiones:

1) el motor se ha colocado lo más abajo posible para tener un centro de gravedad bajo;

2) se ha fijado los dos angulares que soportarán al motor así como la posición de los barrenos;

3) el motor puede ser montado y desmontado por la parte de arriba;

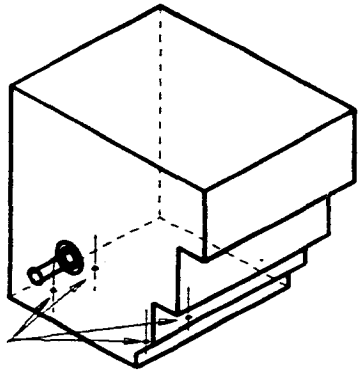
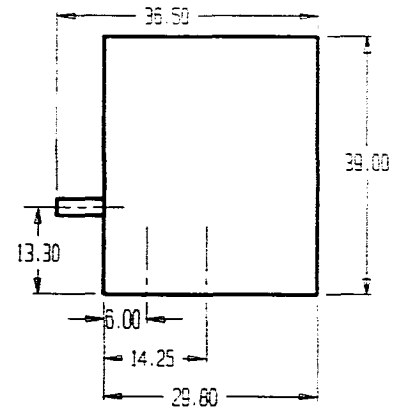
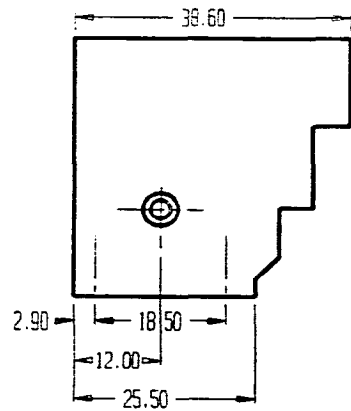
4) la zona vacía que se observa es el espacio disponible para los demás elementos, las dimensiones de esta zona se establecieron con base en el espacio ocupado por anteriores vehículos;

5) se ha marcado la posición donde irá la flecha motriz, recuérdese que esta posición la determinó el sistema de suspensión.

6) se ha determinado la posición del tanque de gasolina.

Es importante hacer notar que el tanque de la gasolina se separa por medio de dos tornillos colocados en la parte superior del motor, los cuales deben volverse a poner en su lugar pues de lo contrario se dañará la junta del motor; cuando se daña esta junta las pérdidas en la potencia del motor son considerables.

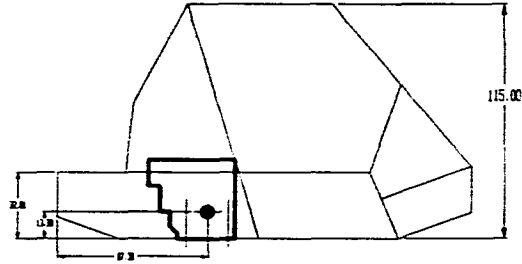
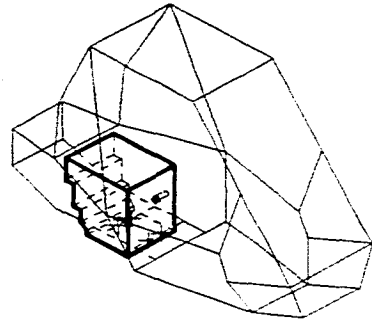
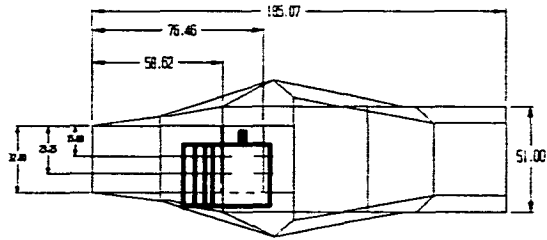
Algunos modelos recientes de este motor han evitado este problema y en la separación del tanque no intervienen dichos tornillos.



Drifidos para colocar el motor

|   |                          |                |
|---|--------------------------|----------------|
| Ulises Gasca M.   | Universidad Panamericana | Lamina No. 4.1 |
| Selección y diseño de la transmisión de un vehículo monoplaza para campo traviesa |                          |                |
|   |                          | MOTOR          |
|   |                          | Acot. en mm    |
|   |                          | Escala         |





Notas de la  
 oficina para  
 fijar en caso  
 de necesidad

|  |                          |                |
|--|--------------------------|----------------|
| Ulises Gasca M.  | Universidad Panamericana | Lamina No. 4.2 |
| Selección y diseño de la transmisión de un vehículo<br>nonoplaza para campo traviesa |                          |                |
|  | ESTRUCTURA<br>Y MOTOR    | Acot. en mm    |
|  |                          | Escala 1:25    |

## B. Convertidor de torque

La tabla 4.1 es una lista de los modelos disponibles de convertidores de torque de la empresa Salsbury Industries. Las fases para la selección fueron las siguientes:

1) Los modelos de la serie setecientos son los adecuados para el vehículo, debido a que trabajan en un rango de 8 a 16 HP, ideal para el motor de 8 HP.

2) Cuando mayor sea la relación de reducción en baja (LO), lo que implica la mayor multiplicación del par y la menor reducción de velocidad que se puede conseguir, menor será la relación del reductor (y por consiguiente, su tamaño). Por lo tanto, seleccionando los convertidores con la relación de 3.95:1, que es la mayor, se tienen los modelos 700, 705, 770S y 775S.

3) Ahora se tendrá que elegir el estilo del convertidor, es decir, sensible al torque (TS) o sensible a la velocidad (SS). Dado el uso del automóvil, la selección del modelo sensible al torque será la adecuada debido a los obstáculos y colinas que con frecuencia se presentarán. Este modo de operación sólo lo tienen los modelos 700 y 770S.

4) Para la elección entre el modelo 700 y 770S sólo queda comparar la relación de reducción en alta (HI); esta será

de utilidad para la velocidad máxima. La relación mínima que se necesita para toda la transmisión es 7.57; como el reductor tendrá una relación fija de  $30.11 / 3.96 = 7.60$ ; el convertidor tendrá que tener una relación de 1 a 1, por lo que el modelo 700 bastará pues tiene una relación de 1 a 1.

5) Un detalle que hay que agregar es el diámetro de la flecha de salida del motor, el cual es de 1", para el modelo 770S existe la polea conductora con barreno de 1", por lo que no habrá problema para fijarla al motor.

6) Sin embargo, para la elección completa del convertidor faltan dos datos que se fijarán más adelante; el primero es el barreno de la polea conductora, que dependerá del diámetro de la flecha de entrada al reductor, y el dato más importante es la distancia que habrá entre las poleas, necesario para definir la longitud de la banda, y dependerá de la disposición del sistema en el vehículo.

De las tablas 4.1 y 4.2, se tiene que las características del convertidor de torque, y que deberán tomarse en cuenta para seguir el diseño del sistema completo de la transmisión serán:

| Torque<br>conv. model | Drive |                   | Driven |                   | Belt top<br>width (in) | Driver<br>style |    | Reduction<br>Ratio : 1 |      | Horsepower<br>range |            |
|-----------------------|-------|-------------------|--------|-------------------|------------------------|-----------------|----|------------------------|------|---------------------|------------|
|                       | Model | Pulley<br>Dia(in) | Model  | Pulley<br>Dia(in) |                        | SS              | TS | LO                     | HI   | 1<br>cycle          | 4<br>cycle |
| 330                   | 330   | 4.5               | 330    | 9.06              | .628                   |                 | xx | 2.48                   | 0.99 | 4-8                 | 3-6        |
| 500                   | 500   | 5.32              | 500    | 7.46              | .920                   | xx              | xx | 3.45                   | 0.96 | 8-20                | 5-10       |
| 600                   | 600   | 6.62              | 795    | 8.46              | 1.188                  | xx              |    | 3.66                   | 0.69 | N/A                 | 7-10       |
| 700                   | 700   | 7.22              | 700    | 9.84              | .960                   | xx              | xx | 3.95                   | 1.00 | 15-25               | 8-16       |
| 705                   | 700   | 7.22              | 705    | 9.84              | .960                   | xx              |    | 3.95                   | 1.00 | 15-25               | 8-16       |
| 775A                  | 780A  | 7.20              | 770    | 9.84              | 1.188                  | xx              | xx | 3.66                   | 0.87 | 15-30               | 8-16       |
| 775B                  | 780S  | 7.22              | 770    | 9.84              | 1.188                  | xx              | xx | 3.95                   | 0.76 | 15-30               | 8-16       |
| 775C                  | 780B  | 7.26              | 775    | 9.84              | 1.188                  | xx              |    | 3.66                   | 0.87 | 15-30               | 8-16       |
| 775E                  | 780S  | 7.22              | 775    | 9.84              | 1.188                  | xx              |    | 3.95                   | 0.76 | 15-30               | 8-16       |
| 780A                  | 780A  | 7.20              | 780    | 9.26              | 1.188                  |                 | xx | 3.44                   | 0.76 | 15-30               | 8-16       |
| 780B                  | 780S  | 7.22              | 780    | 9.26              | 1.188                  |                 | xx | 3.71                   | 0.69 | 15-30               | 8-16       |
| 790A                  | 780A  | 7.20              | 790    | 8.46              | 1.188                  | xx              | xx | 3.13                   | 0.61 | 15-30               | 8-16       |
| 790B                  | 780S  | 7.22              | 790    | 8.46              | 1.188                  | xx              | xx | 3.38                   | 0.54 | 15-30               | 8-16       |
| 795A                  | 780A  | 7.20              | 795    | 8.46              | 1.188                  | xx              |    | 3.13                   | 0.61 | 15-30               | 8-16       |
| 795B                  | 780S  | 7.22              | 795    | 8.46              | 1.188                  | xx              |    | 3.38                   | 0.54 | 15-30               | 8-16       |
| 815                   | 810   | 7.20              | 850    | 9.84              | 1.250                  |                 | xx | 3.41                   | 0.89 | 20-45               | N/A        |
| 816                   | 810   | 7.20              | 860    | 11.26             | 1.250                  |                 | xx | 3.92                   | 1.14 | 20-45               | N/A        |
| 850                   | 800   | 7.70              | 850    | 9.84              | 1.250                  |                 | xx | 3.28                   | 0.77 | 30-55               | N/A        |
| 860                   | 800   | 7.70              | 860    | 11.26             | 1.250                  |                 | xx | 3.77                   | 1.01 | 30-55               | N/A        |
| 910                   | 910   | 7.70              | 850    | 9.84              | 1.250                  |                 | xx | 3.13                   | 0.78 | 20-45               | N/A        |
| 960                   | 910   | 7.70              | 860    | 11.26             | 1.250                  |                 | xx | 3.60                   | 1.02 | 20-45               | N/A        |

SS=SENSIBLE A LA VELOCIDAD TS=SENSIBLE AL TORQUE A=PLATO DE ALUMINIO B=PLATO DE ACERO

Tabla 4.1

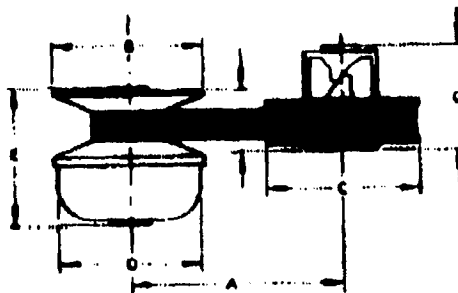


Figura 4.1.

| MODEL. NO. | TYPE | min   | A     | max | H    | C    | D    | E    | F    | G    |
|------------|------|-------|-------|-----|------|------|------|------|------|------|
| 430        | TS   | 7     |       | 11  | 4.5  | 6.66 | 5.18 | 3.31 | 1.22 | 3.12 |
| 500        | SS   | 7     | 14.26 |     | 5.38 | 7.46 | 6.21 | 4.5  | 1.82 | 3.82 |
| 700        | SS   | 10.25 |       | 11  | 7.22 | 9.84 | 6.21 | 4.79 | 1.82 | 4.82 |
| 770, 775   | SS   | 9.28  | 17.18 |     | 7.22 | 9.84 | 6.21 | 4.79 | 2.01 | 4.84 |
| 780        | TS   | 9.5   | 17.95 |     | 7.22 | 9.26 | 6.21 | 4.79 | 2.1  | 4.32 |
| 790, 795   | SS   | 9.12  | 18.36 |     | 7.22 | 8.16 | 6.21 | 4.79 | 2.04 | 4.01 |
| 910        | TS   | 10.18 | 12.5  |     | 7.7  | 9.84 | 7.10 | 5.54 | 2.26 | 4.56 |

Tabla 4.2 Dimensiones (en pulgadas)

## MODELO 700

Relación de reducción en baja 3.95:1

Relación de reducción en alta 1.00:1

Estilo TS

Diámetro polea conductora 183.3 mm

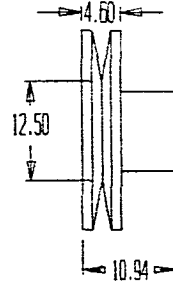
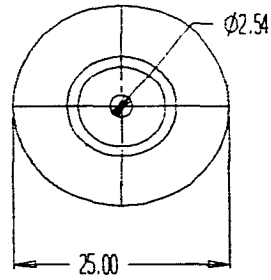
Diámetro polea conducida 249.9 mm

Distancia entre ejes 239.26 < d < 436.37 mm  
(por definir)

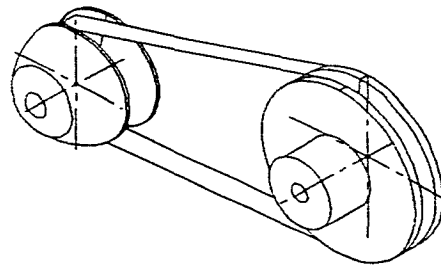
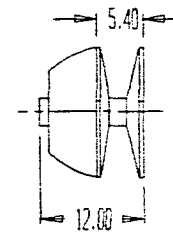
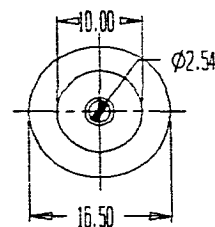
La lámina 4.3, muestra las dimensiones completas del convertidor.

La ubicación se realizará más adelante, debido a que es necesario conocer las dimensiones de las estrellas del reductor.

Polea conducida



Polea conductora



|   |                          |                |
|---|--------------------------|----------------|
| Ulises Gasca M.   | Universidad Panamericana | Lamina No. 4.3 |
| Selección y diseño de la transmisión de un vehículo monoplaza para campo traviesa |                          |                |
|   | CONVERTIDOR<br>DE TORQUE | Acot. en mm    |
|   |                          | Escala 1:6     |

### C. Selección de cadenas y estrellas del reductor de velocidad

Se ha obtenido anteriormente el rango de la relación de reducción que se necesita, siendo éste 7.57:1 y 30.11:1. Con el convertidor elegido se tiene que  $i_{reconv} = 3.95$ , por lo que  $i_{tr red} = 30.11/3.95 = 7.60$ .

Si, por ejemplo, se quisiera hacer la reducción de un sólo paso, y teniendo en cuenta que el número mínimo recomendable para un piñón es de 14 dientes; se necesitarían una corona de  $7.60 \times 14 = 107$  dientes.

En el diseño del automóvil no es recomendable hacer esta reducción de un solo paso, pues la corona irá montada en la misma flecha que los neumáticos y se corre el riesgo, como ya se ha dicho, de que ésta golpee el suelo.

Por lo que será conveniente hacer la reducción en dos pasos. La tarea será encontrar el número de dientes para cada piñón y corona capaz de soportar las fuerzas y velocidades a las que estarán sometidas, tal que:

$$\frac{z1}{z2} \times \frac{z3}{z4} = 7.6$$

z1; número de dientes de la corona en el primer paso,

z2; número de dientes del piñón en el primer paso,

z<sub>3</sub>; número de dientes de la corona en el segundo paso,

z<sub>4</sub>; número de dientes del piñón en el segundo paso.

En la tabla 4.3<sup>16</sup> se dan los tamaños y dimensiones de las cadenas de rodillos normalizadas. Las cadenas de rodillos no deben funcionar a velocidades excesivas. En la tabla 4.4 se dan las máximas velocidades (rpm) de las ruedas dentadas para diversos tipos de cadenas.

| Cadena<br>No. | Paso  |       | Rodillo   |             | Dia.<br>del<br>pasador | Longitud<br>del cas-<br>quillo a | Resisten-<br>cia de<br>rotura | Peso por<br>metro<br>kg |
|---------------|-------|-------|-----------|-------------|------------------------|----------------------------------|-------------------------------|-------------------------|
|               | mm    | in    | Dia<br>mm | Anch.<br>mm |                        |                                  |                               |                         |
| 35            | 9.525 | 3/8   | 5.08      | 4.8         | 3.581                  | 7.315                            | 1020                          | 0.33                    |
| 41            | 12.70 | 1/2   | 7.77      | 6.4         | 3.581                  | 8.890                            | 1600                          | 0.39                    |
| 40            | 12.70 | 1/2   | 7.92      | 7.9         | 3.962                  | 10.99                            | 1810                          | 0.61                    |
| 50            | 15.87 | 5/8   | 10.16     | 9.5         | 5.080                  | 13.58                            | 2840                          | 0.98                    |
| 60            | 19.05 | 3/4   | 11.91     | 12.7        | 5.943                  | 17.47                            | 3850                          | 1.50                    |
| 80            | 25.40 | 1     | 15.88     | 15.9        | 7.925                  | 22.22                            | 6580                          | 2.50                    |
| 100           | 31.75 | 1 1/4 | 19.05     | 19.1        | 9.525                  | 26.97                            | 10890                         | 3.69                    |
| 120           | 38.10 | 1 1/2 | 22.23     | 25.4        | 11.10                  | 34.90                            | 15420                         | 5.54                    |
| 140           | 44.45 | 1 3/4 | 25.40     | 25.4        | 12.70                  | 36.52                            | 20870                         | 7.52                    |
| 160           | 50.80 | 2     | 28.58     | 31.8        | 14.27                  | 44.45                            | 26310                         | 9.67                    |

Tabla 4.3 Dimensiones de las cadenas de transmisión de rodillos normalizadas

<sup>16</sup> 10 Las tablas 4.4 y 4.5 fueron tomadas de *Transmission Roller Chains and Sprocket Teeth*, ASA B29.1-1950. New York: American Standards Association.



| Cadena No. | 35    | 41    | 40    | 50    | 60    | 80    | 100   | 120   | 140   | 160   |
|------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Paso mm    | 9.525 | 12.70 | 12.70 | 15.87 | 19.05 | 25.40 | 31.74 | 38.09 | 44.44 | 50.79 |
| In         | 3/8   | 1/2   | 1/2   | 5/8   | 3/4   | 1     | 1 1/4 | 1 1/2 | 1 3/4 | 2     |
| Dientes    |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 11         | 2560  | 1020  | 1690  | 1220  | 920   | 580   | 415   | 325   | 235   | 200   |
| 12         | 2590  | 1170  | 1940  | 1400  | 1050  | 670   | 475   | 375   | 270   | 230   |
| 13         | 2900  | 1310  | 2180  | 1570  | 1180  | 750   | 535   | 415   | 305   | 260   |
| 14         | 3170  | 1430  | 2380  | 1720  | 1290  | 820   | 585   | 455   | 335   | 280   |
| 16         | 3630  | 1630  | 2720  | 1960  | 1480  | 935   | 670   | 520   | 380   | 325   |
| 18         | 3970  | 1790  | 2980  | 2150  | 1610  | 1020  | 730   | 570   | 415   | 355   |
| 20         | 4210  | 1890  | 3160  | 2280  | 1720  | 1090  | 775   | 605   | 440   | 375   |
| 22         | 4380  | 1970  | 3290  | 2370  | 1780  | 1130  | 805   | 630   | 460   | 390   |
| 25         | 4510  | 2030  | 3380  | 2440  | 1830  | 1160  | 830   | 650   | 475   | 400   |
| 30         | 4490  | 2070  | 3370  | 2430  | 1830  | 1160  | 825   | 645   | 470   | 400   |
| 35         | 4290  | 1930  | 3220  | 2320  | 1740  | 1110  | 790   | 615   | 450   | 380   |
| 40         | 3970  | 1780  | 2970  | 2140  | 1610  | 1020  | 730   | 570   | 415   | 355   |
| 50         | 3110  | 1400  | 2330  | 1680  | 1270  | 805   | 575   | 450   | 325   | 275   |

Tabla 4.4 Velocidades máximas recomendadas de las ruedas dentadas para cadenas de rodillos (rpm)

No se debe olvidar que debido a las condiciones de trabajo, lo que llevó a tener un rango de reducción en la transmisión, se tiene dos puntos extremos, uno cuando se consigue la máxima velocidad y otro cuando se obtiene el máximo par. Por lo que el diseño de las estrellas, coronas y piñones, deberán contemplar estas dos situaciones.

Las fórmulas utilizadas para encontrar la fuerza de tracción en las estrellas son:

$$F = \frac{M}{(dp/2)} \quad \text{y} \quad dp = \frac{p}{\text{sen } (180/z)}$$

M; par,

dp; diámetro primitivo

p; paso de la cadena,

z; número de dientes de la estrella.

Después de revisar y hacer los cálculos del número de dientes para cada corona y piñón, se encuentra que:

$$z1 = 59$$

$$z3 = 38$$

$$z2 = 22$$

$$z4 = 14$$

Las tablas 4.5 y 4.6 muestran el comportamiento de la transmisión cuando se tienen la velocidad máxima y el par máximo.

La tabla 4.7 muestra los valores de las dimensiones para cada una de las estrellas así como la velocidad máxima y par máximo a la que serán sometidos.

| Eje   | Mecanismos que se encuentran en el eje |      |        |      |        |   |
|---|--|------|--------|------|--------|---|
| Eje motor   | Motor, Polea conductora                | 1    | 2500   | 1.00 | 14.48  | Potencia del motor en estas condiciones 3,300 W       |
| Primer eje  | Polea conducida, Estrella 1            | 1.95 | 632.91 | 0.92 | 52.62  | Las rpm se calculan por rpm eje anterior $\cdot i$    |
| Segundo eje   | Estrella 2,<br>Estrella 3              | 2.68 | 236.16 | 0.98 | 138.20 | El par motor por Meje anterior $\cdot i$ $\cdot \eta$ |
| Eje motriz  | Estrella 4, Unión Universal, Ruedas    | 2.71 | 87.14  | 0.94 | 352.05 | $\eta$ es la eficiencia del mecanismo entre los ejes  |
| $V_{rueda} = 2 \pi N r / 60 = 2 \pi (87.14)(0.2514) / 60 = 2.29 \text{ m/s}$<br>$F_{motriz} = M r = 352.05 / 0.2514 = 1400.35 \text{ N}$<br>Potencia requerida del motor = $F v / \eta = 1400.35 \times 2.29 / 0.85 = 3772.7 \text{ W}$ |  |      |        |      |        |   |

Tabla 4.5 Par y velocidad en los componentes de la transmisión para par máximo.

| Eje   | Mecanismos que se encuentran en el eje | Relación $i$ | RPM     | $\eta$ | Par M (Nm) | Observaciones  |
|---|--|--------------|---------|--------|------------|--|
| Eje motor   | Motor, Polea conductora                | 1            | 3600    | 1.00   | 14.02      | Potencia del motor en estas condiciones 3,300 W  |
| Primer eje  | Polea conducida, Estrella 1            | 1.10         | 3272.7  | 0.92   | 14.19      | La relación 2.68 se obtiene en cada paso del reductor. Esto es 59 dientes / 22 dientes para el primer eje y 38/1 = 2.71 para el segundo. |
| Segundo eje   | Estrella 2,<br>Estrella 3              | 2.68         | 1221.16 | 0.98   | 37.26      |  |
| Eje motriz  | Estrella 4, Unión Universal, Ruedas    | 2.71         | 450.61  | 0.94   | 94.92      |  |
| $V_{rueda} = 2 \pi N r / 60 = 2 \pi (450.61)(0.2514) / 60 = 11.86 \text{ m/s}$<br>$F_{motriz} = M r = 94.92 / 0.2514 = 377.56 \text{ N}$<br>Potencia requerida del motor = $F v / \eta = 377.56 \times 11.86 / 0.85 = 5268.1 \text{ W}$ |  |              |         |        |            |  |

Tabla 4.6 Par y velocidad en los componentes de la transmisión para velocidad máximo.

| z  | Paso (mm) | dp (m) | d(m)  | ancho (m) | F(N) | V(rpm) |
|----|-----------|--------|-------|-----------|------|--------|
| 22 | 12.70     | 0.089  | 0.097 | 0.022     | 1179 | 3273   |
| 59 | 12.70     | 0.238  | 0.246 | 0.022     | 1161 | 1221   |
| 14 | 19.05     | 0.085  | 0.097 | 0.034     | 3251 | 1221   |
| 38 | 19.05     | 0.230  | 0.241 | 0.034     | 3061 | 450    |

Tabla 4.7 Dimensiones de las estrellas

Algunas recomendaciones durante el diseño y ensamble de este reductor son:

1) Hay que recordar que la posición del seguro, elemento que consigue cerrar la línea de eslabones, debe ser con el extremo abierto orientado en sentido contrario al sentido de desplazamiento de la cadena, tal y como se muestra en la figura 4.2.

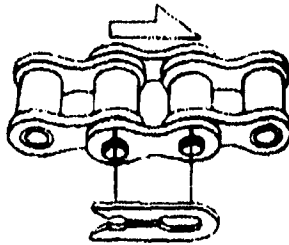


Figura 4.2.

2) Para comprobar el tensado se mide la holgura vertical de la cadena en la mitad del recorrido entre la corona y el piñón en la parte inferior, y se comprueba que ésta no sea mayor que la indicada para cada modelo. La holgura mínima necesaria para soportar los cambios de tensión provocados por la suspensión se puede fijar en 35 mm.

3) En cuanto al tensado, dado el poco espacio disponible no se utilizará tensor alguno, lo que implica asegurar la distancia adecuada de la cadena. Los candados de 1/2 paso no se recomiendan.

4) Las cadenas no deben operar con ambos lados tensos.

5) Se recomienda que la cadena envuelva a las estrellas  $120^\circ$ .

6) Debe asegurarse que las estrellas no tengan movimiento axial a través del eje.

7) La distancia entre los centros de las estrellas debe ser por lo menos 1.5 veces el diámetro de la mayor hasta 70 veces el paso de los dientes. Por lo tanto se tendrá una distancia de  $L1 = 1.5 \times 0.238 \text{ m} = 0.357 \text{ m}$  para el primer paso, y  $L2 = 1.5 \times 0.230 \text{ m} = 0.345 \text{ m}$  para el segundo.

#### D. Ubicación de los estrellas y poleas del convertidor

Establecer una ubicación preliminar es necesaria para seguir adelante en el diseño, pues puede ser que el tamaño de los mecanismos no sea el adecuado, además se necesitan la posición del convertidor de torque para determinar, con base a los ángulos de la banda, el diagrama de fuerzas que actuarán sobre el ejes.

Por ahora se analizará la vista lateral del vehículo (lámina xy), mas tarde se tratará la profundidad (lámina yz) de los mecanismos. Para la ubicación se siguió el siguiente procedimiento:

- 1) En la primera figura se muestra la estructura principal y los centros A y B correspondientes a la flecha del motor y de la flecha motriz respectivamente. La polea conductora del convertidor de torque es solidaria a la flecha del motor y por lo tanto su ubicación está definida.

- 2) Como se tienen las dimensiones aproximadas de las coronas y piñones se dibujará la corona final que irá en la flecha motriz (que será la última flecha del reductor). En este paso se debe confirmar que la corona no sea demasiado grande o que el centro, que fue determinado por la suspensión,

esté demasiado abajo, lo que podría ocasionar que no exista un espacio suficiente para evitar los golpes a esta pieza. Debido a que el disco de frenado irá en esta misma flecha habrá que tener el mismo cuidado.

3) Se conoce que la distancia entre los centros de las poleas del convertidor seleccionado, sólo puede tomar los valores de la tabla 4.2 debido a la longitud de bandas disponibles del fabricante. Para ubicar la polea conducida, se traza un círculo de radio igual a  $12.5 \text{ in} = 0.317 \text{ m}$ , lo cual dará la posición del centro de la polea conducida y de la primera estrella o piñón. Se dibuja este piñón, para situarlo evitando posibles interferencias con el motor.

4) Una vez que se coloca el primer piñón, se traza una línea horizontal para definir el centro de la primer corona, esto es preferible que queden a una misma altura ya que simplificará el soporte de los rodamientos y la estructura del reductor. Se dibuja el diámetro de la corona.

5) Ahora ya se tiene las distancias  $x$  e  $y$  de los centros de los elementos.

esté demasiado abajo, lo que podría ocasionar que no exista un espacio suficiente para evitar los golpes a esta pieza. Debido a que el disco de frenado irá en esta misma flecha habrá que tener el mismo cuidado.

3) Se conoce que la distancia entre los centros de las poleas del convertidor seleccionado, sólo puede tomar los valores de la tabla 4.2 debido a la longitud de bandas disponibles del fabricante. Para ubicar la polea conducida, se traza un círculo de radio igual a  $12.5 \text{ in} = 0.317 \text{ m}$ , lo cual dará la posición del centro de la polea conducida y de la primera estrella o piñón. Se dibuja este piñón, para situarlo evitando posibles interferencias con el motor.

4) Una vez que se coloca el primer piñón, se traza una línea horizontal para definir el centro de la primera corona, esto es preferible que queden a una misma altura ya que simplificará el soporte de los rodamientos y la estructura del reductor. Se dibuja el diámetro de la corona.

5) Ahora ya se tiene las distancias  $x$  e  $y$  de los centros de los elementos.





Muy probablemente no se llegue a la solución deseada la primera vez, por lo que habrá que variar la distancia entre poleas (recordando que hay valores preestablecidos por el fabricante) y estrellas y repetir el procedimiento.

### E. Diseño de los ejes motrices y cuñeros

Las principales especificaciones que deben seguirse en el diseño de un árbol de transmisión son la potencia que debe transmitirse y la velocidad de rotación del eje.

El reductor tendrá tres ejes, una de entrada, un eje intermedio y por último un eje de salida.

Se hará primero el análisis para el eje de entrada al convertidor.

Las figuras 4.4 y 4.5 nos ayudarán a visualizar las fuerzas que actúan sobre el eje. Las medidas se tomaron en base a la distribución que debe tener el reductor dentro del automóvil.

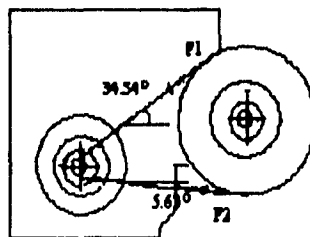


Figura 4.4

Se observa que la posición de la banda en el convertidor es cuando se obtiene el par máximo; para encontrar las fuerzas

$F_{px}$  y  $F_{py}$  mostradas en la figura 4.e; es necesario descomponer las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$ .

El torque máximo<sup>17</sup> para este eje es de  $T_{\text{max}} = 52.62 \text{ N}$

$$T = (F_1 - F_2) \times dp/2$$

donde  $dp$  es el diámetro de la polea, despejando y sustituyendo los valores correspondientes.

$$\begin{aligned} 52.62 \text{ N} &= (F_2 - F_1) \times 0.25 \text{ m} / 2 \\ F_2 - F_1 &= 420.96 \end{aligned} \quad 4.1$$

para la banda del convertidor, tipo "V", se puede establecer una relación de tensiones<sup>18</sup> de:

$$F_2 / F_1 = 3.5 \quad 4.2$$

de las ecuaciones 4.1 y 4.2 se obtiene los valores de  $F_1$  y  $F_2$ ,

$$\begin{aligned} F_1 &= 168.3 \text{ N} \\ F_2 &= 589.3 \text{ N} \end{aligned}$$

estas fuerzas se descomponen en sus componentes  $x$  e  $y$ ,

$$\begin{aligned} F_{1x} &= 168.3 \cos 34.54^\circ = 138.63 & F_{1y} &= 168.3 \sin 34.54^\circ = 95.42 \\ F_{2x} &= 589.3 \cos 5.63^\circ = 586.45 & F_{2y} &= 589.3 \sin 5.63^\circ = 57.81 \end{aligned}$$

finalmente sumando las componentes se obtienen  $F_{px}$  y  $F_{py}$

$$\begin{aligned} F_{px} &= 138.63 + 586.45 = 725.08 \text{ N} \\ F_{py} &= 95.42 - 57.81 = 37.61 \text{ N} \end{aligned}$$

Similarmente para el piñón 1, se encuentran los valores de  $F_{ax}$  y  $F_{ay}$  con ayuda de la figura 4.6.

<sup>17</sup> Ver tabla 4.5

<sup>18</sup> Deutschman, Diseño de Máquinas. De. CECSA, México 1989, p.493.

$F_{px}$  y  $F_{py}$  mostradas en la figura 4.e; es necesario descomponer las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$ .

El torque máximo<sup>17</sup> para este eje es de  $T_{max} = 52.62 \text{ N}$

$$T = (F_1 - F_2) \times dp/2$$

donde  $dp$  es el diámetro de la polea, despejando y sustituyendo los valores correspondientes.

$$\begin{aligned} 52.62 \text{ N} &= (F_2 - F_1) \times 0.25 \text{ m} / 2 \\ F_2 - F_1 &= 420.96 \end{aligned} \quad 4.1$$

para la banda del convertidor, tipo "V", se puede establecer una relación de tensiones<sup>18</sup> de:

$$F_2 / F_1 = 3.5 \quad 4.2$$

de las ecuaciones 4.1 y 4.2 se obtiene los valores de  $F_1$  y  $F_2$ ,

$$\begin{aligned} F_1 &= 168.3 \text{ N} \\ F_2 &= 589.3 \text{ N} \end{aligned}$$

estas fuerzas se descomponen en sus componentes  $x$  e  $y$ ,

$$\begin{aligned} F_{1x} &= 168.3 \cos 34.54^\circ = 138.63 & F_{1y} &= 168.3 \sin 34.54^\circ = 95.42 \\ F_{2x} &= 589.3 \cos 5.63^\circ = 586.45 & F_{2y} &= 589.3 \sin 5.63^\circ = 57.81 \end{aligned}$$

finalmente sumando las componentes se obtienen  $F_{px}$  y  $F_{py}$

$$\begin{aligned} F_{px} &= 138.63 + 586.45 = 725.08 \text{ N} \\ F_{py} &= 95.42 - 57.81 = 37.61 \text{ N} \end{aligned}$$

Similarmente para el piñón 1, se encuentran los valores de  $F_{ax}$  y  $F_{ay}$  con ayuda de la figura 4.6.

<sup>17</sup> Ver tabla 4.5

<sup>18</sup> Deutschman, Diseño de Máquinas. De. CECSA, México 1989, p.493.

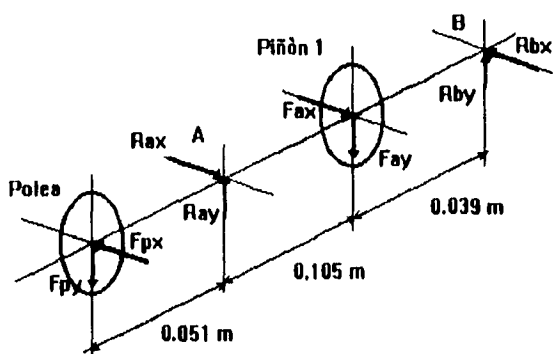


Figura 4.5 Fuerzas actuantes en el primer eje.

$$52,62 \text{ N} = (F_4 - F_3) \times 0,097 \text{ m} / 2$$

$$F_4 - F_3 = 1085 \text{ N}$$

$$F_4 / F_3 = 3.5$$

$$F_3 = 434.0 \text{ N}$$

$$F_4 = 1519.0 \text{ N}$$

estas fuerzas se descomponen en sus componentes x e y,

$$F_{3x} = 434 \cos 20.57^\circ = 406.3 \quad F_{3y} = 434 \sin 20.57^\circ = 152.5$$

$$F_{4x} = 1519 \cos 19.49^\circ = 1432.0 \quad F_{4y} = 1519 \sin 19.49^\circ = 506.8$$

$$F_{ax} = 406.3 + 1432.0 = 1838.3 \text{ N}$$

$$F_{ay} = 506.8 - 152.5 = 354.3 \text{ N}$$

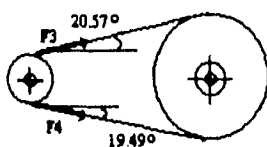


Figura 4.6.

Ahora se procede a obtener las reacciones en los puntos de apoyo. Hay que recordar que como el peso del piñón y del

convertidor son pequeños en comparación a las fuerzas, se desprecian.

En el plano vertical:

$$\Sigma M_b = 0 \quad R_{ay} = ((354.3 \cdot 0.039) + (37.6 \cdot 0.195)) / 0.144 = 146.8 \text{ N}$$

$$\Sigma M_y = 0 \quad R_{by} = 354.3 + 37.6 - 146.8 = 245.1 \text{ N}$$

En el plano horizontal:

$$\Sigma M_b = 0 \quad R_{ax} = ((-1838.3 \cdot 0.039) + (725.08 \cdot 0.195)) / 0.144 = 484 \text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0 \quad R_{bx} = 1838.3 + 484 - 725.08 = 1597.2 \text{ N}$$

Conociendo las reacciones en los soportes, se harán los diagramas de carga, corte y momento para los planos horizontal y vertical. Estos se observan en la figura 4.7.

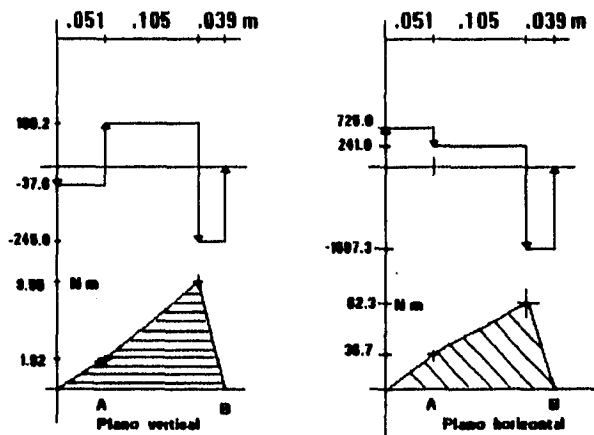


Figura 4.7.

Del diagrama anterior, se muestra que el momento flexionante máximo ocurre en el piñón, y tiene como valor:

$$M_{\max} = \sqrt{(M_x^2 + M_y^2)} = \sqrt{(62.3^2 + 9.55^2)} = 63.03 \text{ N}$$

Con el criterio de Soderberg para el cálculo de flechas<sup>19</sup>, la siguiente expresión nos dará el diámetro del eje:

$$d = \left[ \frac{16 \times \text{F.S.}}{\pi S_y} \times \left( \sqrt{3} T_{\max} + \frac{2 S_y}{S_f} M_{\max} \right) \right]^{1/3} \quad 4.3$$

siendo,

F.S.; factor de seguridad,

$S_y$ ; resistencia a la cedencia,

$S_f$ ; resistencia a la fatiga,

$T_{\max}$ ; torque máximo (52.62 N m),

Para las flechas se ha seleccionado un material Acero 1045 CD, con las siguientes propiedades:

$$S_f = 355.1 \text{ GPa,}$$

$$S_y = 620.5 \text{ GPa,}$$

por lo que sustituyendo los valores y tomando un factor de seguridad de 3, se tiene;

$$d = 0.019 \text{ m} = \frac{3}{8} \text{ in}$$

<sup>19</sup> *ibidem*, p. 389.



La tabla 4.8<sup>20</sup> nos muestra las dimensiones de los cuñeros cuadrados dado el diámetro de la flecha.

| Diámetro de la flecha (in) | Tamaño de la cuña | Diámetro de la flecha (in) | Tamaño de la cuña |
|----------------------------|-------------------|----------------------------|-------------------|
| 1/2" a 9/16"               | 1/8 "             | 2 5/16" a 2 3/4"           | 5/8"              |
| 5/8" a 7/8"                | 3/16"             | 2 7/8" a 3 1/4"            | 3/4"              |
| 15/16" a 1 1/4"            | 1/4"              | 3 3/8" a 3 3/4"            | 7/8"              |
| 1 5/16 a 1 3/8"            | 5/16"             | 4 3/4" a 5 1/2"            | 1"                |
| 1 7/16 a 1 3/4"            | 3/8"              | 3 7/8" a 4 1/2"            | 1 1/4"            |
| 1 13/16 a 2 1/4            | 1/2"              | 5 3/4" a 6"                | 1 1/2"            |

Tabla 4.8

Para nuestra flecha de  $\frac{3}{4}$  de pulgada un cuñero de  $\frac{3}{16}$  x  $\frac{3}{16}$  in (0.005 m) será adecuado.

Haciendo el mismo análisis para los otros dos ejes se encuentran los siguientes resultados para el segundo eje:

$$d = 0.0256 \text{ m} \quad \text{cuñero de } \frac{1}{4} \times \frac{1}{4} \text{ in (.006 m)}$$

y para la tercera flecha:

$$d = 0.0302 \text{ m} \quad \text{cuñero de } \frac{1}{4} \times \frac{1}{4} \text{ in (.006 m)}$$

con propósitos de estandarizar nuestras flechas, los primeros dos ejes serán de 25 mm de diámetro y el tercero de 30 mm.

<sup>20</sup> *ibidem*, p. 384.

#### F. Selección de los rodamientos

Para la flecha de entrada se conoce, de la sección anterior, las reacciones en los soportes.

$$\begin{aligned} R_{ax} &= 484.0 \text{ N} & R_{ay} &= 146.8 \text{ N} \\ R_{bx} &= 1597.2 \text{ N} & R_{by} &= 245.1 \text{ N} \end{aligned}$$

La mayor carga se encuentra en el punto B, por lo tanto, la fuerza radial  $F_r$  que actúa sobre el rodamiento es:

$$F_r = R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} = 1615.8 \text{ N}$$

Seleccionando rodamientos de una hilera de rodillos debido a su capacidad de soportar cargas radiales y también porque pueden funcionar a altas velocidades.

Las ecuaciones, dadas por el fabricante<sup>21</sup>, para calcular la carga dinámica y estática equivalentes son:

$$P = F_r \quad 4.4$$

$P$ ; carga dinámica equivalente, cuando los rodamientos de rodillos cilíndricos se usan como rodamientos libres y sólo tienen que soportar cargas radiales, tal es el caso del reductor, donde las cargas axiales son nulas.

<sup>21</sup> Catálogo General SKF 4000Sp, 1989, p. 336.

En las tablas que proporciona el fabricante, se obtienen los valores de capacidad de carga dinámica y estática de los rodamientos, así como sus dimensiones. La tabla 4.9 muestra estos valores.

| Dimensiones principales (mm) |    |    | Capacidad de carga |                | Velocidad nominal | Masa  | Designación |
|------------------------------|----|----|--------------------|----------------|-------------------|-------|-------------|
| d                            | D  | B  | C                  | C <sub>0</sub> |                   |       |             |
| 25                           | 47 | 12 | 14,200             | 13,200         | 15,000            | 0.084 | NU 1005     |
| 25                           | 52 | 15 | 28,600             | 26,000         | 14,000            | 0.130 | NU 205 EC   |
| 30                           | 55 | 13 | 17,900             | 17,300         | 12,000            | 0.120 | NU 1006     |
| 30                           | 62 | 16 | 38,000             | 36,500         | 9,500             | 0.200 | NU 206 EC   |

Tabla 4.9

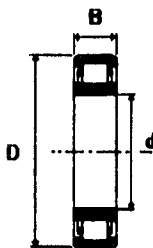


Figura 4.8.

Conociendo la carga  $P$  y el valor de  $C$  (capacidad de carga), se obtiene la duración esperada para cada tipo de rodamiento.

Para distintos valores de  $C/P$  y las rpm se toma la duración esperada, tal como se muestra en la tabla 4.10.<sup>22</sup>

<sup>22</sup> *ibidem*, p. 32.

Los valores C/P para los rodamientos de cada flecha son:

Flecha de entrada  $C/P = 14200 / 1615.8 = 8.78$

Flecha intermedia  $C/P = 14200 / 3227.4 = 4.40$

Flecha de salida  $C/P = 17900 / 3261.4 = 5.48$

| Horas de vida | 100 rpm | 200 rpm | 400 rpm | 600 rpm | 1200 rpm | 2500 rpm | 3600 rpm |
|---------------|---------|---------|---------|---------|----------|----------|----------|
| 1,000         | 1.71    | 2.11    | 2.59    | 2.93    | 3.61     | 4.50     | 5.02     |
| 2,000         | 2.11    | 2.59    | 3.19    | 3.61    | 4.44     | 5.54     | 6.18     |
| 4,000         | 2.59    | 3.19    | 3.93    | 4.44    | 5.47     | 6.81     | 7.6      |
| 5,000         | 2.77    | 3.42    | 4.20    | 4.75    | 5.85     | 7.29     | 7.7      |
| 10,000        | 3.42    | 4.20    | 5.18    | 5.85    | 7.20     | 8.97     | 9.48     |

Tabla 4.10 Rodamientos de rodillos, - relación C/P para diferentes vidas (horas de servicio) a diferentes revoluciones.

De las tablas 4.5 y 4.6 se obtienen el rango de revoluciones para las flechas.

|                    | rpm        | duración esperada |
|--------------------|------------|-------------------|
| Flecha de entrada: | 632 a 3272 | 5000 hrs          |
| Flecha intermedia: | 236 a 1222 | 2000 hrs          |
| Flecha de salida:  | 88 a 450   | 10,000 hrs        |

Se tiene que escoger otro rodamiento para la flecha intermedia, y así cambiar el valor de C/P, tomando  $C = 28,600$ ,  $C/P = 8.86$ , y ahora la vida esperada será arriba de 10,000 hrs.

Sin embargo, el costo del rodamiento es mayor y considerando que una vida útil de 2000 horas (lo que equivale a usar el coche 5.6 hrs cada día durante un año) es buena, se elegirá el rodamiento anterior.

En conclusión, los rodamientos seleccionados son:

- a) 4 rodamientos NU 1005 para el primer y segundo eje.
- b) 2 rodamientos NU 1006 para el tercer eje.

# CAPÍTULO V

## LISTA DE PARTES

## Y COSTO DEL

## SISTEMA

El presente capítulo tiene como objetivo presentar los planos de los componentes del sistema de transmisión.

Además junto con la lista de partes se dan los datos de costo y peso de cada una de ellas. De esta manera, los futuros participantes pueden estimar a partir de aquí el peso para su diseño en particular.

En segundo lugar se pretende dar una orientación de los trabajos de presentación económica y de fabricación que se deben entregar en la competencia MINI-BAJA. Los costos están dados en la fecha en la que se construyó el automóvil, primer semestre de 1994.

Se señalarán los procesos de conformado utilizados para cada plano que se presente.

La lámina 5.1 muestra el montaje del motor a la estructura, el precio del motor esta dado como información, pues con la inscripción a la competencia, los organizadores dan un motor nuevo a cada equipo participante.

| Lámina | 5.1                               |          |         |      |
|--------|-----------------------------------|----------|---------|------|
| Marca  | Pieza                             | Cantidad | Precio  | Peso |
| 1      | Motor Briggs & Stratton           | 1        | 1980.00 | 21.0 |
| 3      | Tornillo                          | 4        | 16.00   |      |
| 4      | Tuerca de seguridad               | 4        | 5.64    |      |
|        |                                   | Total    | 2001.64 | 21.0 |
|        | Proceso:                          |          |         |      |
|        | Montaje del motor a la estructura |          |         |      |

Las láminas 5.2,5.3,5.4,5.5 y 5.6 muestran la estructura del reductor.

| Lámina | 5.3; 5.4; 5.5; 5.6       |          |        |      |
|--------|--------------------------|----------|--------|------|
| Marca  | Pieza                    | Cantidad | Precio | Peso |
| 1      | Ángulo                   | 2        | 3.00   |      |
| 2      | Ángulo                   | 2        | 1.90   |      |
|        |                          |          |        |      |
| 1      | Ángulo                   | 2        | 4.40   |      |
| 2      | Ángulo                   | 2        | 1.90   |      |
|        |                          |          |        |      |
| 1      | Ángulo                   | 2        | 1.33   |      |
| 2      | Ángulo                   | 2        | 4.40   |      |
|        |                          |          |        |      |
| 1      | Ángulo                   | 1        | 1.40   |      |
| 2      | Ángulo                   | 1        | 1.05   |      |
| 3      | Solera                   | 1        | 0.70   |      |
| 4      | Solera                   | 1        | 0.52   |      |
|        |                          | Total    | 20.60  | 15.0 |
|        | Proceso:                 |          |        |      |
|        | Corte a 45° del ángulo   |          |        |      |
|        | Corte a 38° del ángulo   |          |        |      |
|        | Corte a 52° del ángulo   |          |        |      |
|        | Hacer barrenos de 7.9 mm |          |        |      |
|        | Soldadura eléctrica      |          |        |      |



En las láminas 5.7, 5.8 y 5.9 se pueden observar los elementos de cada eje del reductor.

| Lámina | 5.7                       |          |        |      |
|--------|---------------------------|----------|--------|------|
| Marca  | Pieza                     | Cantidad | Precio | Peso |
| 1      | Rueda dentada 40 - 22     | 1        | 40.00  |      |
| 2      | Rodamiento                | 2        | 80.00  |      |
| 3      | Flecha                    | 1        | 7.80   |      |
| 4      | Tornillo                  | 4        | 18.00  |      |
| 5      | Tuerca de seguridad       | 4        | 5.84   |      |
|        | Cadena paso 40            | 1        | 25.00  |      |
|        |                           | Total    | 174.24 | 5.0  |
|        | Proceso:                  |          |        |      |
|        | Torneado de cuñero al eje |          |        |      |
|        | Montaje de los elementos  |          |        |      |

| Lámina | 5.8                       |          |        |      |
|--------|---------------------------|----------|--------|------|
| Marca  | Pieza                     | Cantidad | Precio | Peso |
| 1      | Rueda dentada 40 - 59     | 1        | 75.00  |      |
| 2      | Rueda dentada 80 - 14     | 1        | 35.00  |      |
| 3      | Rodamiento                | 2        | 80.00  |      |
| 4      | Flecha                    | 1        | 8.40   |      |
| 5      | Tornillo                  | 4        | 18.00  |      |
| 6      | Tuerca de seguridad       | 4        | 5.84   |      |
|        | Cadena paso 80            | 1        | 30.00  |      |
|        |                           | Total    | 248.04 | 10.0 |
|        | Proceso:                  |          |        |      |
|        | Torneado de cuñero al eje |          |        |      |
|        | Montaje de los elementos  |          |        |      |

| Lámina | 5.9                       |          |        |      |
|--------|---------------------------|----------|--------|------|
| Marca  | Pieza                     | Cantidad | Precio | Peso |
| 1      | Rueda dentada 80 - 38     | 1        | 80.00  |      |
| 2      | Rodamiento                | 2        | 100.00 |      |
| 3      | Flecha                    | 1        | 13.20  |      |
| 4      | Tornillo                  | 4        | 18.00  |      |
| 5      | Tuerca de seguridad       | 4        | 5.84   |      |
|        |                           | Total    | 214.64 | 8.0  |
|        | Proceso:                  |          |        |      |
|        | Torneado de cuñero al eje |          |        |      |
|        | Montaje de los elementos  |          |        |      |

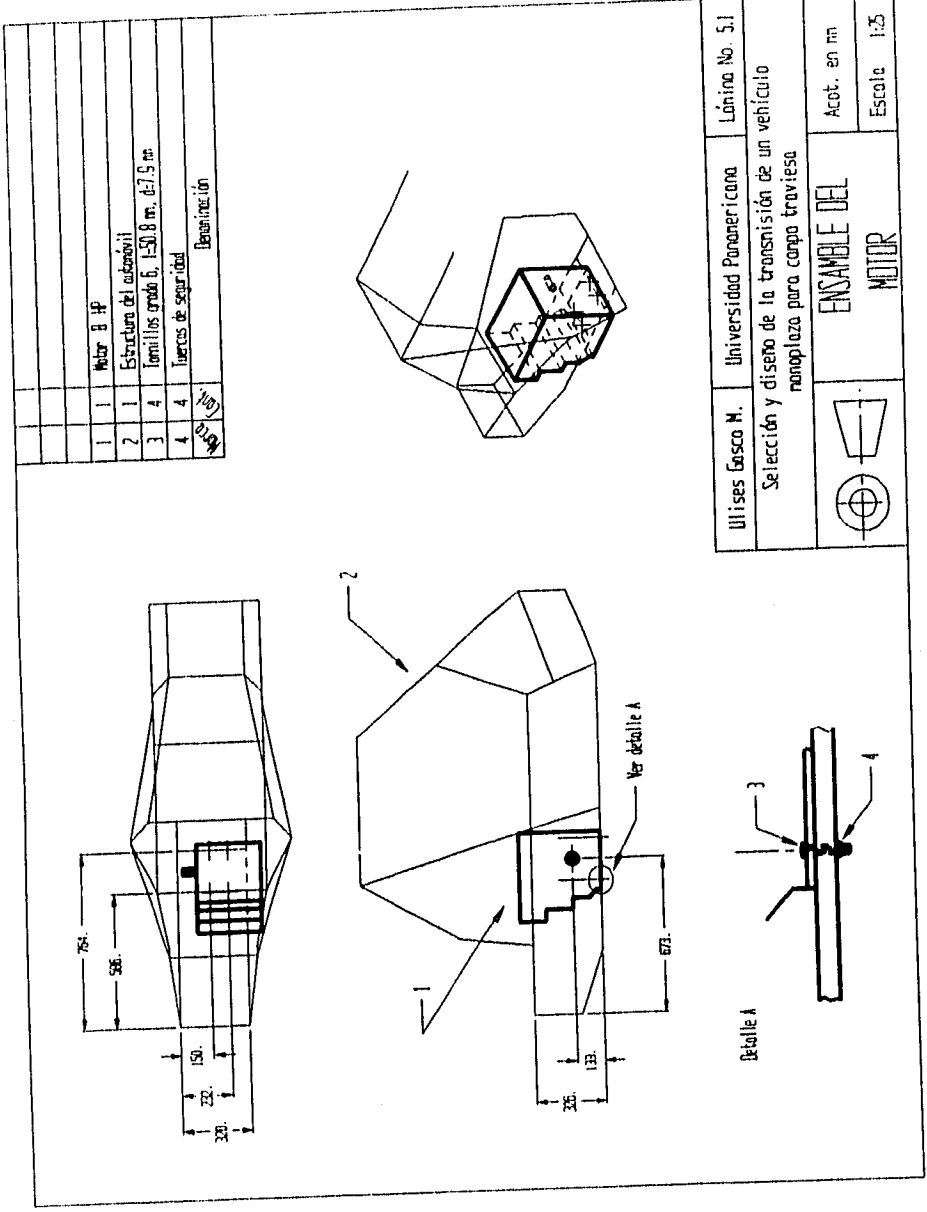
Por último, las láminas 5.10, 5.11 y 5.12 muestran los elementos finales para enlazar el reductor a los neumáticos, y el montaje del convertidor de torque al motor y a la flecha de entrada de la transmisión.

| Lámina | 5.10                      |          |         |      |
|--------|---------------------------|----------|---------|------|
| Marca  | Pieza                     | Cantidad | Precio  | Peso |
| 1      | Junta universal           | 2        | 229.00  |      |
| 2      | Flecha                    | 2        | 25.00   |      |
| 3      | Brida                     | 2        | 98.00   |      |
| 4      | Rines                     | 2        | 750.00  |      |
| 5      | Neumáticos                | 2        | 588.00  |      |
|        |                           | Total    | 1668.00 | 20.0 |
|        | Proceso:                  |          |         |      |
|        | Soldadura                 |          |         |      |
|        | Torneado de cuñero al eje |          |         |      |
|        | Montaje de los elementos  |          |         |      |

| Lámina | 5.11                  |          |        |      |
|--------|-----------------------|----------|--------|------|
| Marca  | Pieza                 | Cantidad | Precio | Peso |
| 1      | Convertidor de torque | 1        | 693.00 |      |
|        |                       | Total    | 693.00 | 8.20 |
|        | Proceso:              |          |        |      |
|        | Montaje               |          |        |      |

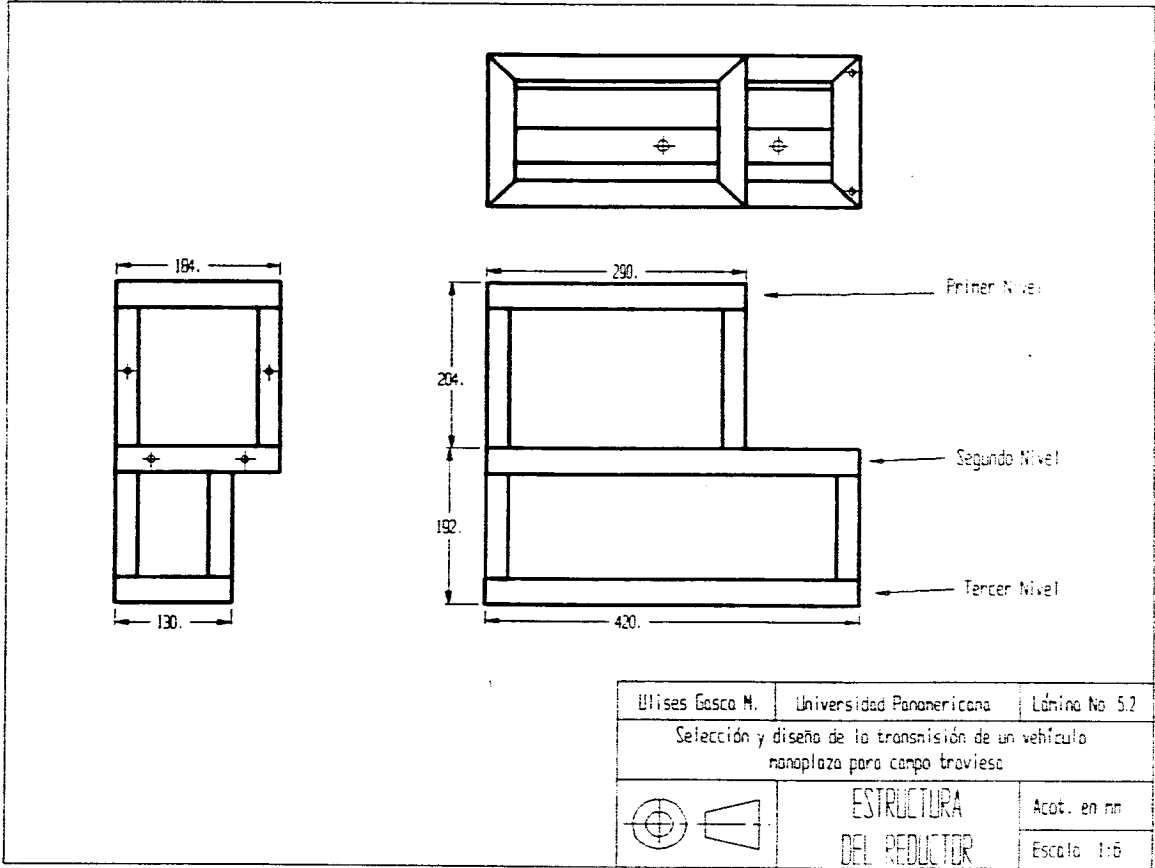
Sumando los totales de cada una de las tablas, nos da un costo para el sistema de transmisión, incluyendo rines, neumáticos y motor de:

**N\$ 5020.36**

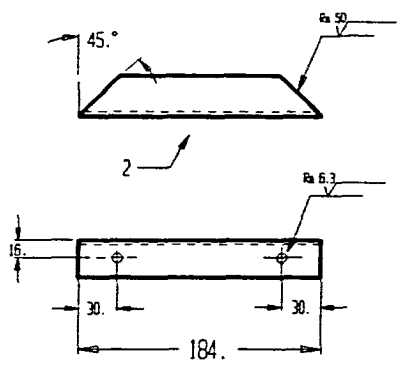
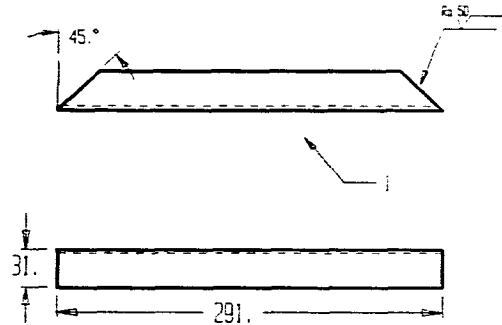
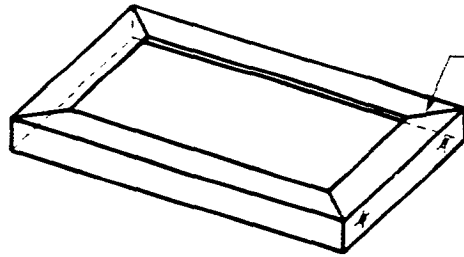


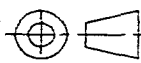
| Cant. | Denominación                             |
|-------|--|
| 1     | Motor B IP                               |
| 2     | Estructura del motor                     |
| 3     | Tornillos grado 6, 1-50, 8 mm, de 7,5 mm |
| 4     | Tuerca de seguridad                      |

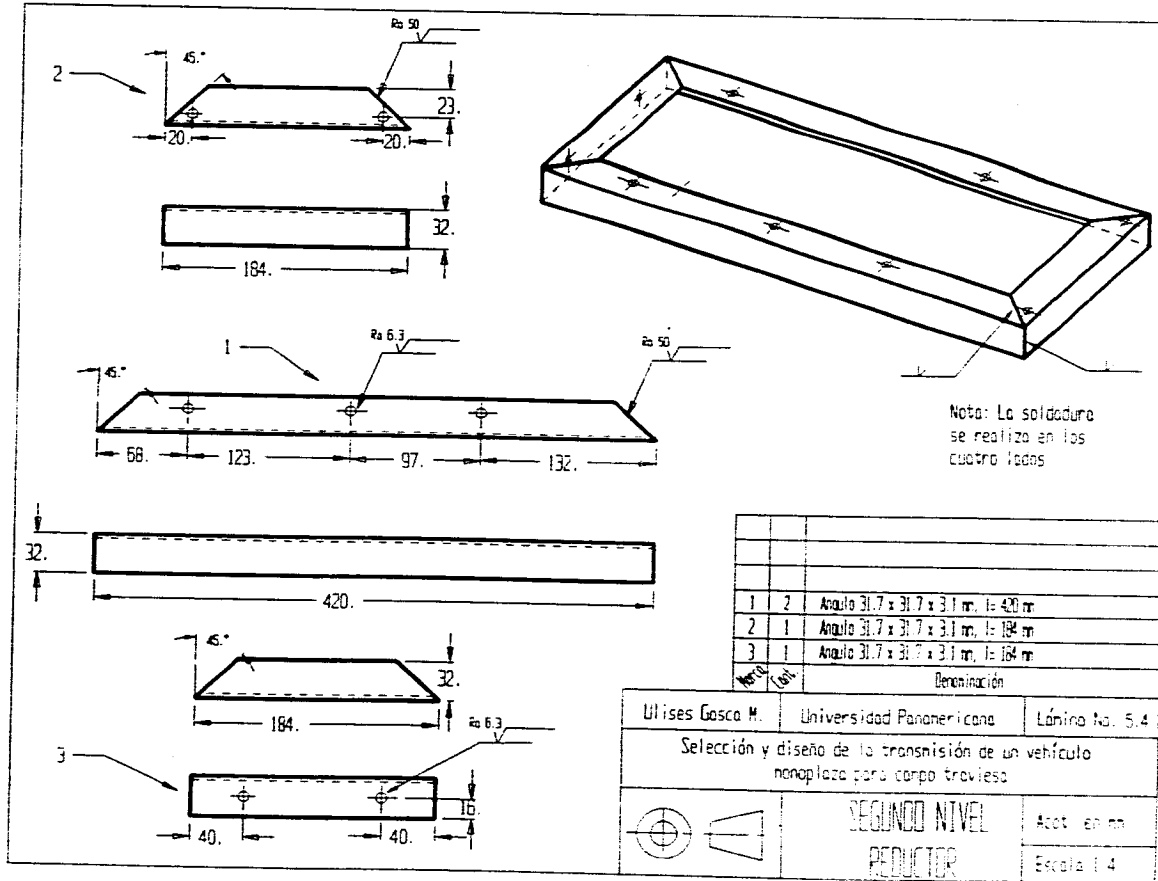
|   |                           |                |
|---|---------------------------|----------------|
| Ulises Escosco M.   | Universidad Panamericana  | Lámina No. 5.1 |
| Selección y diseño de la transmisión de un vehículo<br>montaje para carro travesa |                           |                |
|   | <b>ENSAMBLE DEL MOTOR</b> | Acot. en mm    |
|   | <b>MOTOR</b>              | Escala 1:25    |

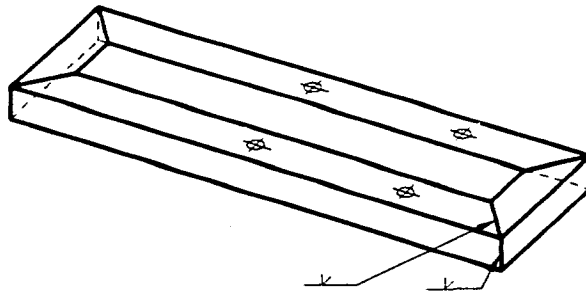
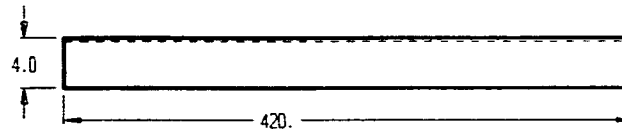
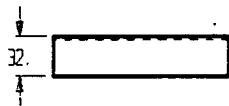
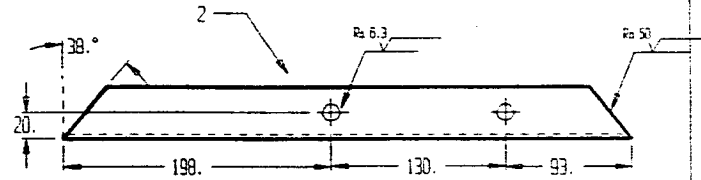
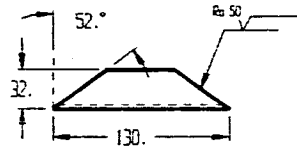


Nota: La soldadura se realiza en los cuatro lados



|   |       |  |                |             |
|---|-------|--|----------------|-------------|
|   |       |  |                |             |
|   |       |  |                |             |
|   |       |  |                |             |
| 1   | 2     | Angulo 31.7 x 31.7 x 3.1 mm, l= 291 mm |                |             |
| 2   | 2     | Angulo 31.7 x 31.7 x 3.1 mm, l= 184 mm |                |             |
| Nota  | Cont. | Denominación                           |                |             |
| Ulises Gasca M.   |       | Universidad Panamericana               | Lámina No. 5.3 |             |
| Selección y diseño de la transmisión de un vehículo nonoplaza para campo traviesa     |       |  |                |             |
|  |       | PRIMER NIVEL<br>REDUCTOR               |                | Acot. en mm |
|   |       |  |                | Escala 1:4  |

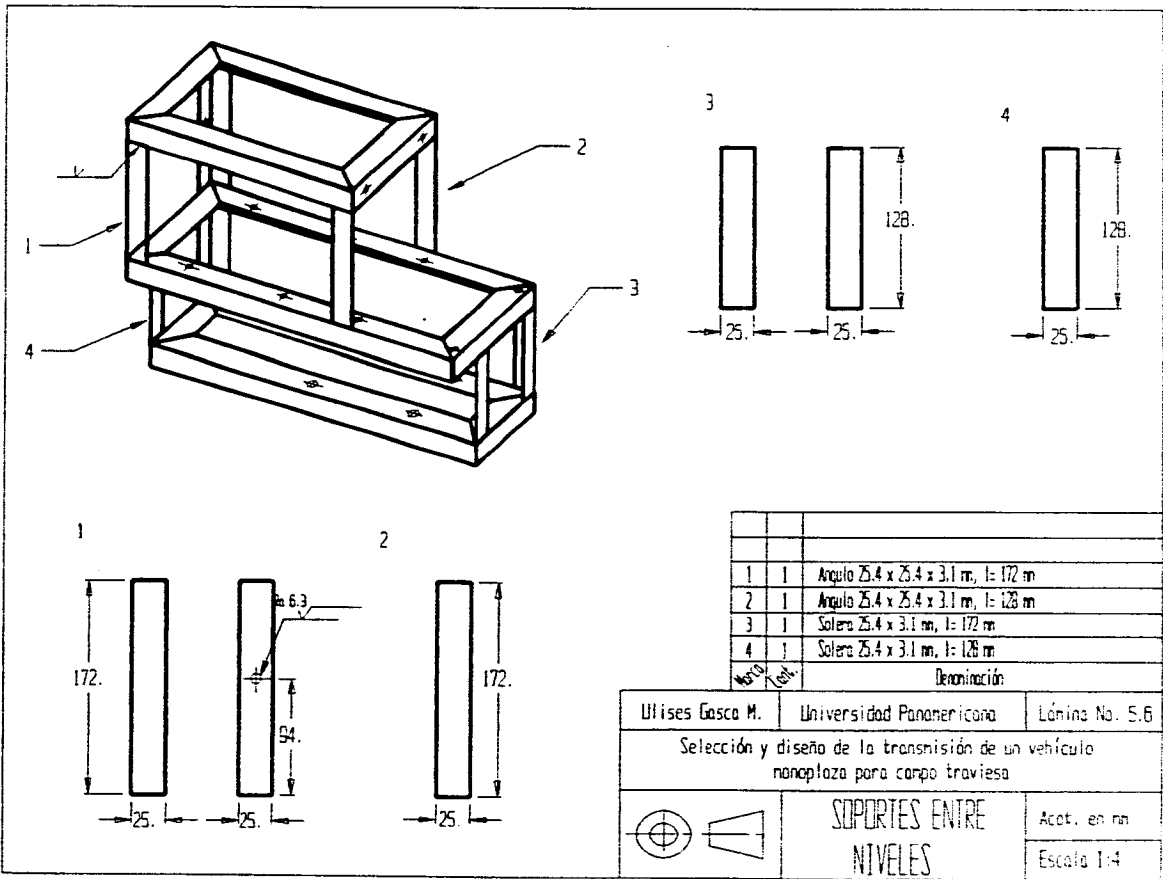




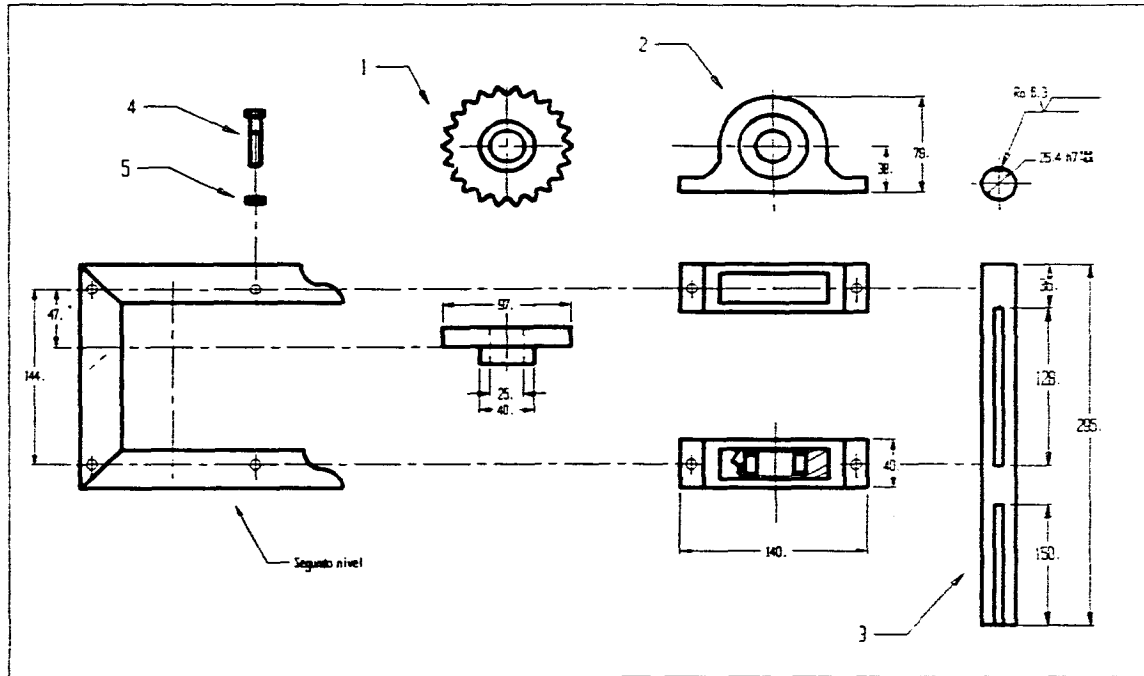
Nota: La soldadura se realiza en los cuatro lados

|              |   |  |
|--------------|---|--|
|              |   |  |
| 1            | 2 | Angulo 31.7 x 31.7 x 3.1 mm, l= 130 mm |
| 2            | 2 | Angulo 38.1 x 38.1 x 3.1 mm, l= 420 mm |
| Denominación |   |  |

|   |                          |                           |
|---|--------------------------|---------------------------|
| Ulises Gasco M.   | Universidad Panamericana | Lámina No. 5.5            |
| Selección y diseño de la transmisión de un vehículo monoplaza para campo traviesa |                          |                           |
|   | TERCER NIVEL<br>REDUCTOR | Acot. en mm<br>Escala 1:4 |

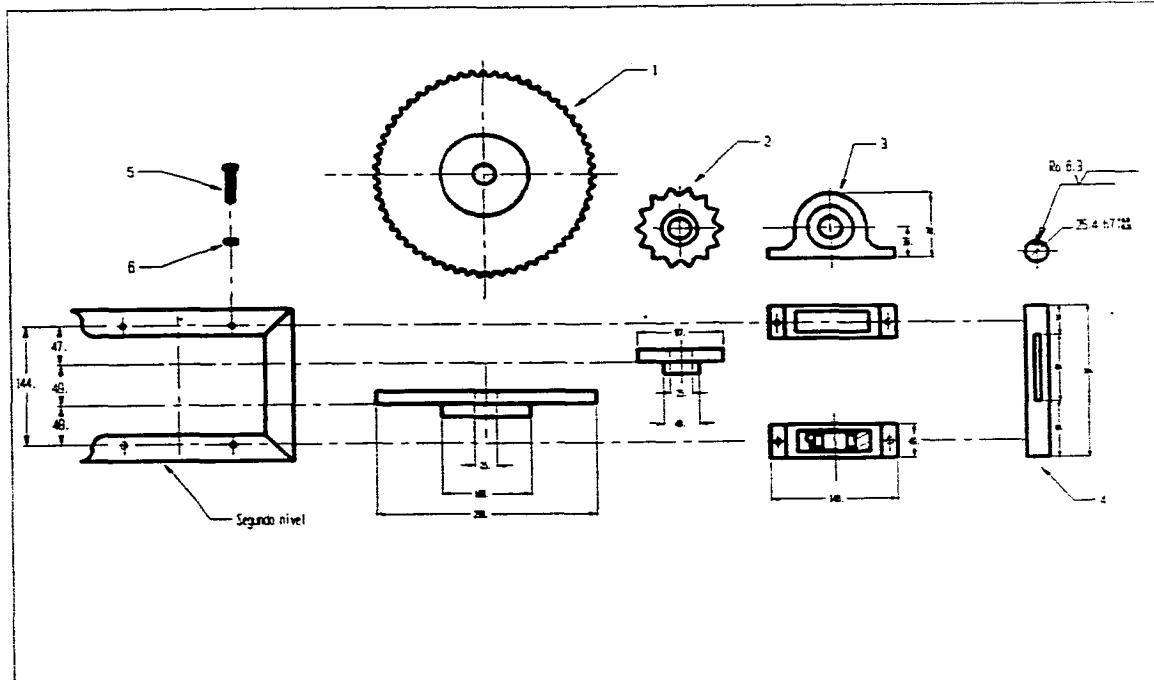






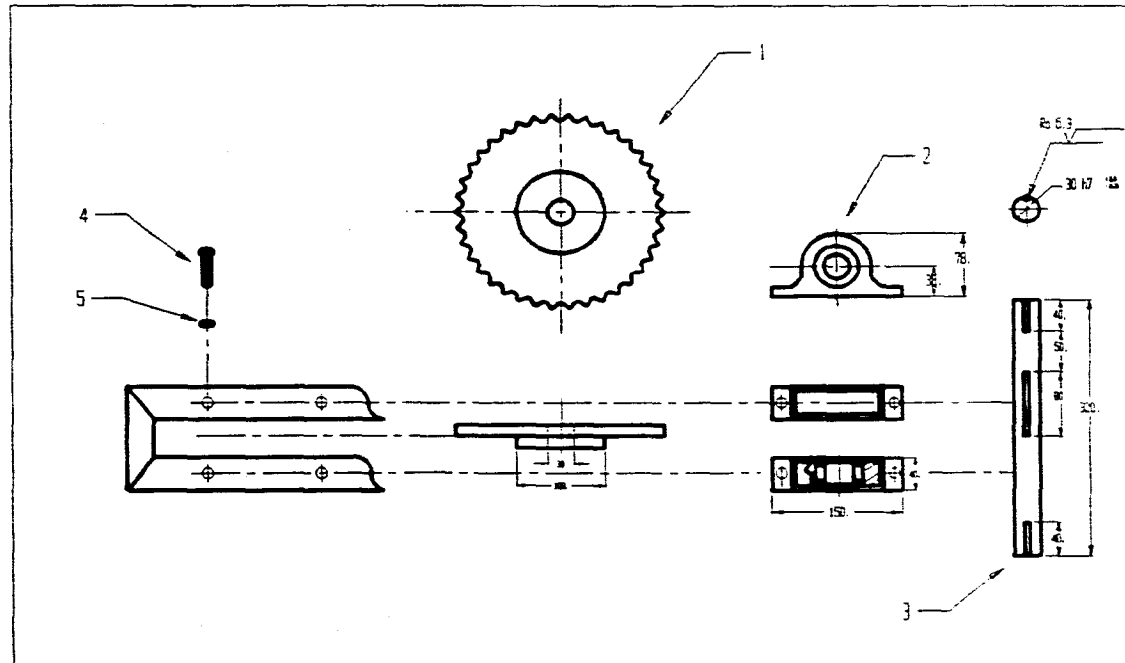
| Nº | Cant. | Denominación                                  |
|----|-------|---|
| 1  | 1     | Rueda dentado, paso 40 de 22 dientes          |
| 2  | 2     | Podamiento M1 1005 con soporte                |
| 3  | 1     | Flecha, redondo 1045 CD, d=25.4 mm, l= 295 mm |
| 4  | 4     | Terminos grado 6, l= 44.4 mm, d= 7.9 mm       |
| 5  | 4     | Tuercas de seguridad                          |

|   |                               |                |
|---|-------------------------------|----------------|
| Ulises Gasca M.   | Universidad Panamericana      | Lámina No. 5.7 |
| Selección y diseño de la transmisión de un vehículo nonoplaza para campo traviesa |                               |                |
|   | ENSAMBLE PRIMER<br>EJE MOTRIZ | Acot. en mm    |
|   |                               | Escala 1:4     |

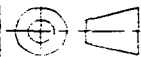


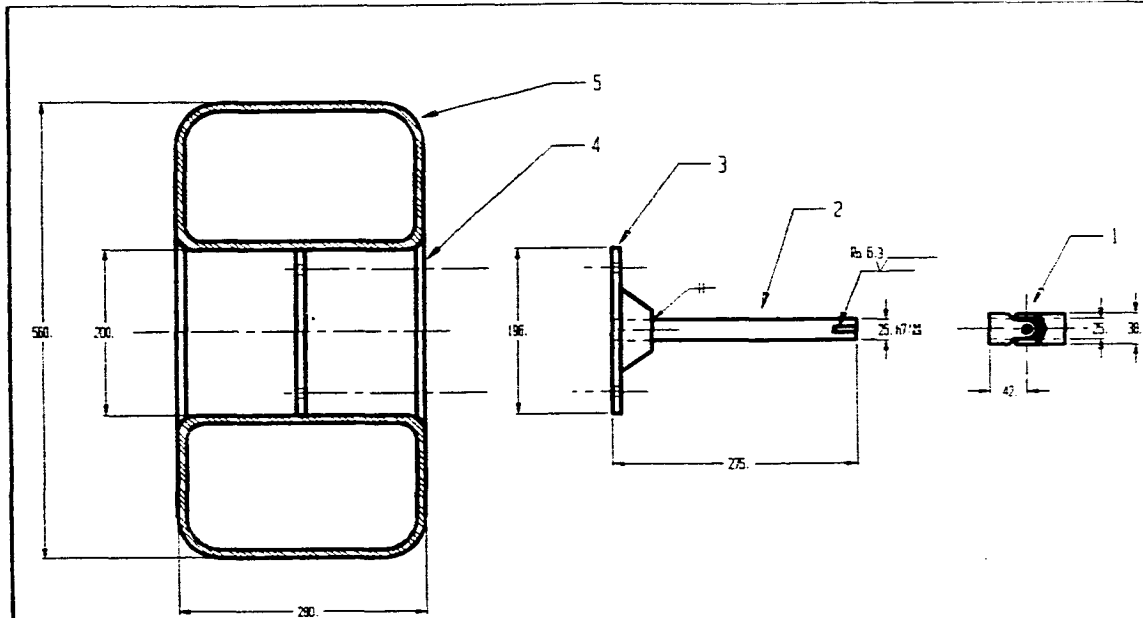
|           |   |   |
|-----------|---|---|
| 1         | 1 | Rueda dentada, paso 60 de 14 dientes          |
| 2         | 1 | Rueda dentada, paso 40 de 59 dientes          |
| 3         | 2 | Rodamiento NU 1005 con soporte                |
| 4         | 1 | Flecha, redondo 1945 (D), d=25.4 mm, l=164 mm |
| 5         | 4 | Tornillos grado 6, l=44.4 mm, d=7.9 mm        |
| 6         | 4 | Tuercas de seguridad                          |
| Núm. Cód. |   | Denominación                                  |

|  |                                |                |
|--|--------------------------------|----------------|
| Ulises Gasca M.  | Universidad Panamericana       | Lámina No. 5.5 |
| Selección y diseño de la transmisión de un vehículo<br>nonaplaza para campo traviesa |                                |                |
|  | ENSAMBLE SEGUNDO<br>EJE MOTRIZ | Acot. en mm    |
|  |                                | Escala 1:5     |



|              |   |  |
|--------------|---|--|
|              |   |  |
| 1            | 1 | Rueda dentada, peso 63 de 30 dientes           |
| 2            | 2 | Radamiento M1 1006 con soporte                 |
| 3            | 1 | Flecha, redondo 1045 CD, $d=30$ mm, $l=300$ mm |
| 4            | 4 | Tornillos grado 6, $l=31.7$ mm, $d=12.7$ mm    |
| 5            | 4 | tuercas de seguridad                           |
| DENOMINACIÓN |   |  |

|   |                            |                |
|---|----------------------------|----------------|
| Ulises Gasca M.   | Universidad Panamericana   | Lámina No. 5.9 |
| Selección y diseño de la transmisión de un vehículo monoplaza para campo traviesa     |                            |                |
|  | ENSAMBLE TERCER EJE MOTRIZ | Acot. en mm    |
|   |                            | Escala 1:6     |

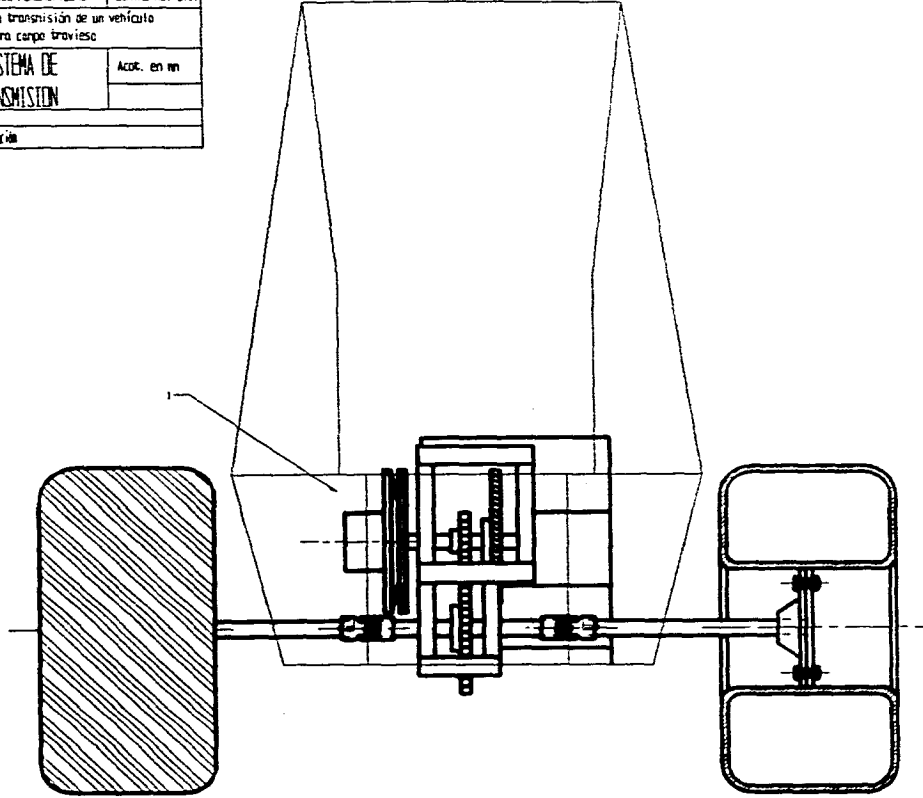



|       |      |   |
|-------|------|---|
|       |      |   |
| 1     | 2    | Junta universal, d int =25.4, d ext =38.1, l =42 mm |
| 2     | 2    | Flacha, redonda 1045 CD, d=25.4 mm, l=275 mm        |
| 3     | 2    | Brida, d ext = 196 mm                               |
| 4     | 2    | Rines d ext = 200 mm                                |
| 5     | 2    | Llantas 560 x 290 x 290 mm                          |
| Marco | Uniq | Denominación:                                       |

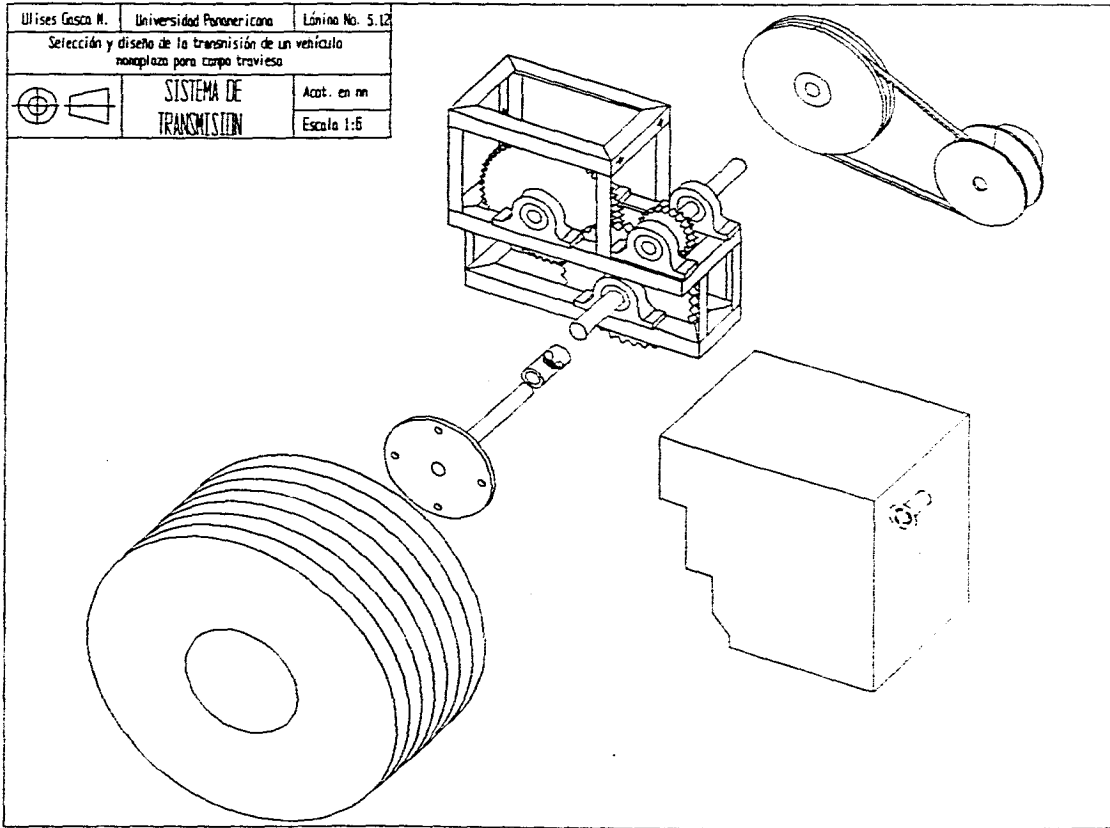
|  |                          |                 |
|--|--------------------------|-----------------|
| Ulises Gasca M.  | Universidad Panamericana | Lámina No. 5.10 |
| Selección y diseño de la transmisión de un vehículo<br>nanoploza para campo traviesa |                          |                 |
|  | UNION AL<br>NEUMATICO    | Acct. en mm     |
|  |                          | Escala 1:6      |

8/11

|   |                               |                 |
|---|-------------------------------|-----------------|
| Ulises Gasca M.   | Universidad Panamericana      | Línea No. 5 111 |
| Selección y diseño de la transmisión de un vehículo monoplaza para campo traviesa |                               |                 |
|   | <b>SISTEMA DE TRANSMISION</b> | Acot. en mm     |
| 1 1   | Convertidor de torque         |                 |
|   | Dimensiones                   |                 |



|  |                          |                |
|--|--------------------------|----------------|
| Ulises Gasca M.  | Universidad Panamericana | Línea No. 5.12 |
| Selección y diseño de la transmisión de un vehículo monoplaza para cuerpo traviesa |                          |                |
|   | SISTEMA DE TRANSMISION   | Acot. en mm    |
|  |                          | Escala 1:6     |



# CONCLUSIONES

Considero que la segunda participación en la competencia MINI BAJA, fue muy satisfactoria. Los resultados obtenidos, subir del lugar 59 al 11, muestran una gran mejora en el trabajo realizado.

Las acciones que se tomaron para este avance, y que se pueden tomar para la realización de cualquier proyecto, fueron:

- 1) Una visión más completa de la meta final, conocer completamente el reglamento de la competencia; las especificaciones y las restricciones del diseño; el uso del automóvil; siempre estuvieron en nuestra mente desde el primer día del proyecto.

- 2) Se aprovechó la experiencia obtenida durante el año anterior, los integrantes de la transmisión siguieron a cargo del mismo sistema, y así con cada uno de los restantes. Lo anterior, puede parecer muy lógico a primera vista, pero fue motivo de discusión durante los primeros días, por considerar que era tiempo



de aprender de otro sistema, y por sentirse fastidiado, o tal vez, frustrado con su trabajo anterior.

3) Se mejoró la planeación de todo el proyecto, dando fechas de diseño final, inicio de compra de materiales, fabricación, pruebas, transporte y competición.

4) La comunicación dentro del equipo mejoró, se llevó una bitácora de cada una de las reuniones de trabajo, tomando nota de los avances, las metas a cumplir para la próxima sesión, la cantidad que se había gastado hasta la fecha y demás puntos de interés.

Por lo que al desempeño de la transmisión se refiere, las mejoras observadas fueron:

a) No hubo rotura de la cadena durante la marcha, pues los cálculos elaborados dieron como resultado el uso de una combinación de paso para cada reducción. Es decir, un paso pequeño número 40, para la primera relación, pues habrán velocidades relativamente altas; y un paso grande número 60, para la segunda relación, donde el par será mayor. En el primer vehículo sólo se utilizó el paso 40 para las dos relaciones.

b) El automóvil pudo subir una de las pendientes, el no haber subido la otra pendiente no se debió a un aumento del par motor ineficiente, sino a que el convertidor de torque era inadecuado.

c) Hacer una estructura para las ruedas dentadas, flechas y rodamientos, no sólo aportó la modularidad del sistema deseada, también ayudó a mejorar la distribución en la parte trasera del vehículo, disminuyendo así el centro de gravedad del coche.

Aún así, hay detalles que se pueden mejorar y que se detectaron durante el desempeño del vehículo durante la competencia. A continuación, se darán algunos comentarios que incrementarían el funcionamiento del sistema.

Uno de los errores más comunes suele estar en dar una relación grande al reductor, pensando que así se pueda tener un factor de seguridad y conseguir que el carro avanzará por la colina.

En realidad de nada sirve tener una relación muy grande, por ejemplo de 35:1 si el neumático, por las características de adherencia, no será capaz de transmitir la fuerza de tracción al suelo.

Entonces, ¿ Cuáles fueron las causas de que, en el primer

vehículo no se consiguiera subir la colina, y en el segundo no se haya subido satisfactoriamente?

La selección del convertidor no fue la adecuada en los dos casos; y agregando que el peso del vehículo sobrepasó el valor estimado de diseño, fueron los principales factores para obtener los resultados negativos.

En los dos, el modelo seleccionado para el convertidor fue el 770S para el primero y el 700 para el segundo, sólo que, pensando que estos modelos era sensibles al torque y sensibles a la velocidad al mismo tiempo, no se especificó al fabricante el estilo. El fabricante suministró en los dos casos los modelos sensibles a la velocidad, con lo que no se logró subir la colina adecuadamente.

Una mala planeación durante el diseño, de la interacción de los sistemas del vehículo, dan como resultado la adición de tubos, placas y diversos soportes en la fabricación, aumentando considerablemente el peso del vehículo, sobrepasando por mucho el peso estimado que se utilizó en los cálculos.

Por último, cabe hacer notar, que en los dos años en los que se compitió, en la presentación económica se obtuvieron pocos puntos debido al descuido y falta de atención en su realización, lo que ocurrió en cierta manera por la concentración en tiempo y esfuerzo en la construcción del coche.

## Apéndice A. Momentos de Inercia

| Pieza            | r m   | Masa kg | $I = mr^2/2$          | $\eta$             | $i_x$                                      | $I \times \eta \times i_x^2$ |
|------------------|-------|---------|-----------------------|--------------------|--|------------------------------|
| Motor (volante)  | 0.100 | 5.0     | $2.5 \times 10^{-2}$  | 1.00               | 23.00                                      | 13.23                        |
| Polea conductora | 0.091 | 5.0     | $2.1 \times 10^{-2}$  | 1.00               | 23.00                                      | 11.12                        |
| Polea conducida  | 0.125 | 4.0     | $3.13 \times 10^{-2}$ | 0.98               | 6.25                                       | 1.20                         |
| Flecha 1         | 0.012 | 1.2     | $9.38 \times 10^{-5}$ | 1.00               | 6.25                                       | 0.00                         |
| Estrella 40-14   | 0.038 | 0.6     | $4.33 \times 10^{-4}$ | 0.965              | 6.25                                       | 0.02                         |
| Estrella 40-35   | 0.095 | 2.0     | $9.02 \times 10^{-3}$ | 0.965              | 2.50                                       | 0.05                         |
| Flecha 2         | 0.012 | 0.7     | $5.31 \times 10^{-5}$ | 1.00               | 2.50                                       | 0.00                         |
| Estrella 40-14   | 0.038 | 0.6     | $4.33 \times 10^{-4}$ | 0.965              | 2.50                                       | 0.00                         |
| Estrella 40-35   | 0.095 | 2.0     | $9.02 \times 10^{-3}$ | 0.965              | 1.00                                       | 0.01                         |
| Flecha 3         | 0.012 | 4.4     | $3.41 \times 10^{-4}$ | 1.00               | 1.00                                       | 0.00                         |
|                  |       |         |                       | $\sum \eta = 0.85$ | $I_{mit} \eta + \sum I \eta i_x^2 = 25.63$ |                              |

Llanta, masa trasera y rin  $r = 0.279$ ;  $m = 8.0$ ;  $I_r = m \times r^2/2 = 3.12 \times 10^{-1}$

Llanta, masa delantera y rin  $r = 0.254$ ;  $m = 6.0$ ;  $I_c = m \times r^2/2 = 1.94 \times 10^{-1}$

por lo tanto,

$$\frac{(I_{mit} + \sum I \eta i_x^2)}{\sum \eta} = \frac{25.63}{0.28} = 91.5$$

$$\frac{I_r}{r} = \frac{0.312}{0.279} = 1.114 \quad \text{y} \quad \frac{I_c}{r_c} = \frac{0.194}{0.254} = 0.764$$

y calculando la expresión

$$M_{jr} = a \left[ \frac{I_{mit} + \sum I \eta i_x^2}{\sum \eta} + \frac{I_r}{r} \right] = a(91.5 + 1.114) = 92.6 \text{ a}$$

$$M_{jr} / r = 92.6 \text{ a} / 0.280 = 330.7 \text{ m}$$

de igual forma para Mjc

$$M_{jc} = a (I_{c/r}) = 0.764 \text{ a}$$

$$M_{jc} / r_c = 0.764 \text{ a} / 0.254 = 3.0 \text{ a}$$

## BIBLIOGRAFIA

**Atlas de elementos de máquinas y mecanismos.**

D.N. Reshétov  
Ediciones CEAC  
Barcelona, 1985.

**Automoción 1**

Julian Parraga  
Ediciones del Castillo, S.A.  
Madrid, 1979

**Catálogo General SKF.**

Catálogo 4000 Sp  
Impreso en Italia, 1989.

**Catálogo Motores Briggs & Stratton.**

Motores Industriales / Comerciales  
USA, 1986.

**Catálogo Salsbury Industries.**

Power Transmission Products  
Los Angeles, CA., 1993.

**Dibujo industrial.**

A. Chevalier  
Grupo Noriega Editores  
México, 1992.

**Diseño de máquinas, teoría y práctica.**

Aaron D. Deutschman, Walter J. Michels  
Ed. CECSA  
México, 1989.

**Fundamentos de la teoría y el cálculo  
de tractores y automóviles.**

D.A. Chudakob  
Impreso en la URSS, traducción al español  
Ed. MIR, 1977.

**Manual de la técnica del automóvil.**

Bosch  
Editorial Reverté, S.A.  
Barcelona, 1992

**Mecánica de materiales.**

Beer & Johnston  
Mc Graw Hill  
México, 1982

**Mecánica vectorial para ingenieros.**

Beer & Johnston  
Mc Graw Hill  
México, 1984.

**Motocicletas**

Arias Paz,  
Ed. Dossat, S.A.  
España, 1994, 29a. ed.

**Proyecto de Elementos de Máquinas.**

M.F. Spotts  
Ed. Reverte, S.A.,  
España, 1972.

**Transmission Roller Chains and Sprocket Teeth, ASA**

B29.1-1950. New York:  
American Standards Association.