

300617

24

lej



UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE INGENIERIA
INCORPORADA A LA U.N.A.M.

"BASES PARA EL DISEÑO
DE UN VEHICULO
PROTOTIPO DE ALTO RENDIMIENTO."

TESIS CON
VALIA DE ORIGEN

TESIS PROFESIONAL
Que para obtener el título de :
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P r e s e n t a n :
ERNESTO ENEI CHI
JAIME PUENTE SANCHEZ

DIRECTOR DE TESIS
EZEQUIEL EDUARDO RUIZ MUÑIZ



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 está 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.

INDICE

INTRODUCCION	1
HIPOTESIS	3
CAPITULO 1.	
1.-BALANCE DE TRACCION.	
1.1. Determinacion de los momentos de impulsión	5
1.2. Fuerza tangencial de tracción	6
1.3. Fuerzas de resistencia a la marcha	7
1.4. Balance de Tracción	9
CAPITULO 2.	
2.-DINAMICA GENERAL DE RUEDAS.	
2.1. Propiedades del suelo	16
2.2. Propiedades del neumático	17
2.3. Trabajo de la rueda	18
CAPITULO 3.	
3.-TRANSMISION.	
3.1. Convertidor de par	20
3.2. Cálculo de Catarinas para la relación	21
CAPITULO 4.	
4.-TRAFICABILIDAD.	
4.1. Parámetros de Traficabilidad.....	24
4.2. Parámetros geometricos	24
CAPITULO 5.	
5.-DIRECCION.	
5.1. Dirección	26
CAPITULO 6.	
6.-SUSPENSION.	
6.1. Oscilaciones y suavidad de marcha	28
6.2. Coeficiente de masas	29
6.3. Cálculo de los elementos de la suspensión	30
6.3.1. Distribución de peso.....	30
6.3.2. Cálculo de los resortes.....	30
6.3.2.1. Resortes delanteros	30
6.3.2.2. Resortes traseros	32
6.3.3. Constantes de Amortiguación	34
6.3.3.1. Oscilaciones Naturales	38
6.3.3.2. Extinción de oscilaciones	39
6.3.3.3. Constante Trasera	39
6.3.3.4. Constante Delantera	39

CAPITULO 7.

7.-FRENOS.

7.1. Cálculo.....	40
--------------------------	-----------

CAPITULO 8.

8.-AERODINAMICA.

8.1 Cálculo	43
--------------------------	-----------

CONCLUSIONES	45
---------------------------	-----------

BIBLIOGRAFIA.

Introducción

INTRODUCCION.

No es retorico afirmar que el automovil puede ser considerado simbolo de la civilizacion del siglo veinte, al ser un instrumento fundamental de bienestar y de progreso, ya que es una herramienta que se ha convertido en los ultimos anos como esencial para impulsar las actividades de comercio y transporte tanto de personas como de materiales, sin dejar de mencionar otras multiples aplicaciones que el hombre ha encontrado para utilizarlo.

Debido a esto, y a la creciente necesidad y escases de productos energéticos utilizados en la impulsión de los vehiculos; el Hombre se ha visto en la necesidad de desarrollar nuevos y mejores diseños en todos los sistemas que intervienen dentro de un automovil; a la vez que se ha ido incrementando la importancia de variables y factores que antes no se tomaban en cuenta para diseñarlos, como es la resistencia al viento o aerodinámica.

La manera en que el hombre ha logrado este tipo de objetivos es la experimentacion de las ideas convertidas a prototipos, modelos e hipotesis, que al final arrojaran un resultado.

El rendimiento de los automoviles depende de las cualidades de tracción y velocidad asi como también de los factores estructurales y de explotacion que puedan influir en el aprovechamiento de estas cualidades. El rendimiento economico del automovil se determina por el precio de los trabajos realizados que dependen del costo inicial, la cantidad de combustible y de materiales lubricantes consumidos, gastos para el

servicio técnico y reparación y una serie de factores más.

Algunas de las cualidades a considerar dentro del diseño de un vehículo son; la dirigibilidad ,la maniobrabilidad, la seguridad de marcha y la comodidad del viaje.Las posibilidades de satisfacer las exigencias de esta índole depende en sumo grado de las particularidades estructurales de la maquina: su facultad de giro ,su estabilidad , su calidad de frenado y la suavidad de marcha. Una evaluación completa de estas cualidades puede ser realizada basandose en la combinación del análisis de cálculo teórico y las investigaciones experimentales correspondientes.

Debido a factores tan importantes como son la inminente extincion de yacimientos de petróleo y el aumento de la contaminación producidas por los automotores se han tenido que desarrollar nuevos tipos de combustibles ,asi como sistemas que logren aprovecharlos de tal manera que se produzca la máxima liberación de energía ,con la mínima emisión de gases tóxicos.

Todo lo anterior nos lleva a concluir que un estudio accesible sobre el diseño básico de un automóvil puede ser muy importante para lograr diseños más eficientes, como lo logramos por nosotros mismos en las competencias internacionales de vehículos Mini-Eaja organizado por el SAE, donde después de tres años vimos coronados nuestros esfuerzos al obtener el primer lugar en 1990, en la competencia participan 57 automóviles de más de 40 Universidades de Estados Unidos de Norteamérica, Canada y México.

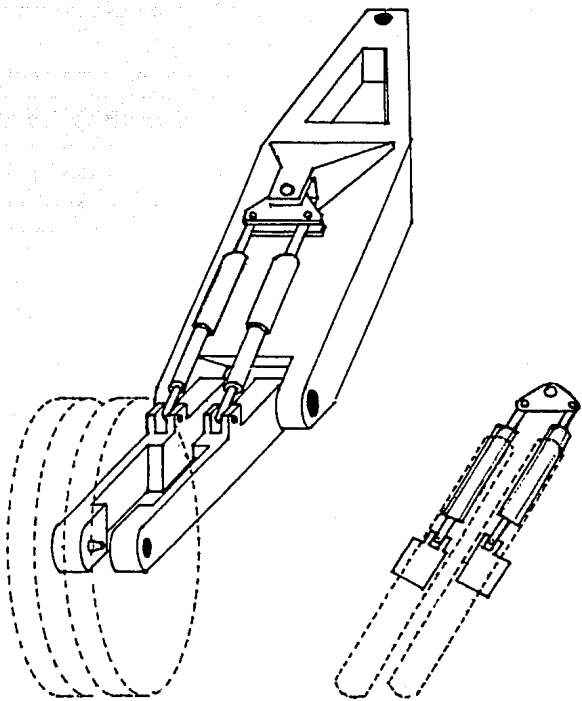
Hipótesis

Hipòtesis

Todo diseno en ingeniería surge de una hipótesis ò idea, la cual puede o no ser comprobada, por la experimentación y el calculo avanzado en esta rama de la ciencia. Nuestra idea principal sobre un vehiculo de alto rendimiento depende de muchos factores, como son el costo inicial, mantenimiento, eficiencia de los mecanismos y el aprovechamiento máximo de la energia generada por el motor. La idea inicial es la de un vehiculo de dos ruedas, debido a que presenta un costo inicial bajo, un mantenimiento minimo, la eficiencia de los mecanismos se aprovecha al máximo, además de que el coeficiente de la energia en función de la velocidad es altamente satisfactorio.

Unicamente hemos encontrado, que las motocicletas tienen una precaria seguridad, en cuanto a su adherencia en las curvas y en virajes violentos, por lo que gran parte de la tesis se enfoca a resolver este problema, aumentando la superficie de contacto de los neumáticos al piso, mejorando el agarre y la maniobrabilidad, esto pretendemos hacerlo mediante un innovador sistema al que llamaremos " DOBLE LLANTA DESLIZANTE " , el cual se compone de dos suspensiones semiindependientes de brazo oscilante "Swing-Arm" las cuales se encuentran unidas por un balancin articulado unido al chasis, el balancin se encuentra rotulado en ambos extremos, a los cuales se unen los amortiguadores, de esta manera relacionamos la posición de las llantas, con la inclinación de la estructura principal del vehiculo, como se muestra en la figura H.1.

En cuanto a lo que respecta a la fuerza motriz hemos pensado en un motor de 8 H.P. de Eriggs and Stratton, por su precio,



mantenimiento mínimo y ligereza, aunado esto a la experiencia que hemos tenido con estos motores en las competencias anteriormente mencionadas.

La transmisión será del tipo de convertidor de par y una reducción simple sin templador directa a las llantas, debido a que cumple de manera perfecta a las necesidades y objetivos del proyecto.

Capítulo 1

Balance de Tracción

1.-Balance de Tracción.

1.1.-Determinación de los momentos de impulsión.

El motor es la fuente de la fuerza motriz de los vehículos como son autos y motocicletas. El par motor que el mismo desarrolla se transmite mediante los mecanismos de transmisión a las ruedas motrices. Sabemos que la frecuencia de rotación del conjunto cigüeñal del motor es considerablemente mayor a la del conjunto final de tracción, y también que por lo anterior el par motor aplicado a las ruedas motrices es mayor que el suministrado por el motor. Ahora llamaremos momento de impulsión al par aplicado a las ruedas motrices y lo designaremos como M_{imp} , el cual está determinado por la fórmula:

$$M_{imp} = M_m \times i_{tr} \times \eta_{tr} \quad (I)$$

Donde:

i_{tr} = Relación de reducción;

η_{tr} = Rendimiento mecánico de la transmisión.

M_m = Par motor aplicado.

Ahora si designamos la potencia suministrada por el motor a un par determinado como N_e y sabiendo que esta es función del número de revoluciones a las que gira el motor designada en nuestro caso como n_m podemos considerar que:

$$M_m = 716.2 \frac{N_e}{n_m} \quad \text{----} \quad (II)$$

donde

M_m = Momento de impulsión en $\text{Kgf} \cdot \text{m}$

N_e = Potencia efectiva del motor en CV.

n_m = Frecuencia de rotación del cigüeñal en r.p.m.

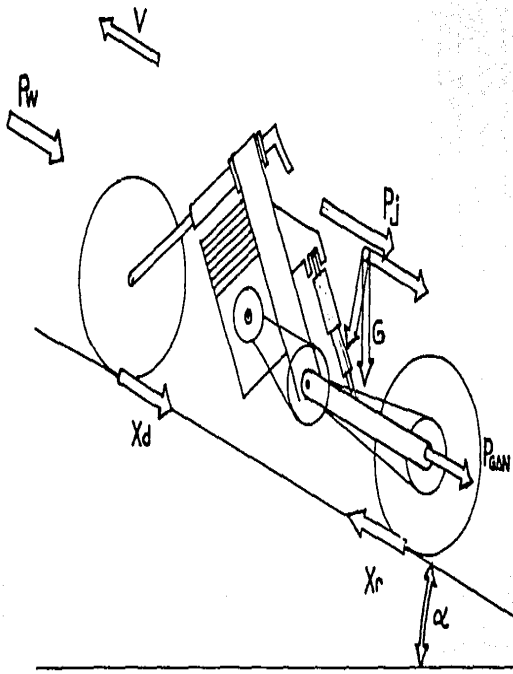


Fig. 1

1.2.-Fuerza Tangencial de Tracción.

La transmisión del momento de impulsión entre las ruedas motrices y el camino provoca el surgimiento de las correspondientes reacciones tangenciales. Estas reacciones están orientadas en la dirección en que el vehículo será o es impulsado, por esto a la resultante se le ha denominado Fuerza de impulsión y la designaremos por la literal X_r , el brazo sobre el cual acciona esta fuerza en relación al eje de giro de las ruedas lo denominaremos R_r y le llamaremos Radio de fuerza.

El caso general de marcha está definida por la ecuación:

$$X_r = \frac{M'_{imp} - M_{fr}}{R_r} = \frac{M_{imp} - M_{jr} - M_{fr}}{R_r}$$

Donde:

M_{imp} : Momento de impulsión.

M_{jr} : Momento de inercia de las masas.

M_{fr} : Momento necesario para superar la resistencia a la rodadura.

A La razón de M_{imp}/R_r se le denomina fuerza tangencial de tracción en marcha estable designándole por P_{tg} la ecuación se transforma en:

$$X_r = P_{tg} - \frac{M_{jr} + M_{fr}}{R_r}$$

Ahora tomemos en cuenta que el momento de impulsión no depende únicamente del motor y la relación en la caja del sistema de transmisión, sino también de la adherencia de los órganos de impulsión con el camino, lo cual limita la cantidad de momento que el pavimento puede resistir, sin que las llantas patinen, esto solo depende de las características que le dan las

propiedades mecánicas del suelo, o por la solidez que éste tenga, por lo tanto para evaluar las características del suelo se utiliza un parámetro al que se designa como coeficiente de adherencia y se designa con la letra ϕ , de aquí tendremos que la fuerza de tracción según las condiciones del camino será:

$$P\phi = \phi Y_r \text{ (III)}$$

Donde Y_r : Reacción normal del camino en las ruedas motrices.

Teniendo en cuenta la cantidad de factores que intervienen en la determinación de los coeficientes ϕ , los resultados obtenidos deben de considerarse como aproximados.

1.5.-Fuerzas de Resistencia a la Marcha.

Junto con la Fuerza de impulsión X_r , en los vehículos, accionan en el plano longitudinal, otras fuerzas de resistencia a la Marcha. Para analizar el caso más general, analicemos la fig. 1. en la que se muestra un vehículo con marcha inestable, el camino tiene una rampa ascendente y se toma en cuenta la resistencia al viento.

Considerando que la marcha es acelerada y que el ángulo de ascenso a superar por el vehículo es α .

En el esquema están representadas las siguientes fuerzas:

- 1) Fuerza de Impulsión X_r , de las ruedas traseras, que es la fuerza motriz.
- 2) Reacción X_d que surge entre el camino y las ruedas delanteras, bajo la acción del esfuerzo de impulsión, aplicado a las ruedas a través del bastidor del vehículo; dicha reacción es paralela a la superficie y está dirigida en dirección contraria a la marcha.

3)Peso del automovil G

4)Fuerza de inercia F_j , que surge a consecuencia de la velocidad variable en la marcha rectilinea de avance.

5)Resistencia del aire P_w

6)Resistencia de traccion P_{gan} , creada en caso de que el vehiculo tenga alguna carga externa.

La reaccion X_d se obtiene partiendo de la condicion de que ella debe crear un movimiento capaz de hacer mover las ruedas, lo cual indica que:

$$X_d R_r = M_{fd} + M_{jd} + M_r$$

siendo:

M_{fd} : Momento de resistencia a la rodadura

M_{jd} : Momento de las fuerzas tangenciales de inercia.

M_r : Momento de frotamiento de los cojinetes de las ruedas.

Puesto que en nuestro caso la rueda delantera va montada sobre cojinetes de bolas, esta fuerza es practicamente insignificante, la formula se reduce a:

$$X_d = \frac{M_{fd} + M_{jd}}{R_r}$$

Ahora la fuerza del peso G , aplicada al centro de gravedad, durante el ascenso puede descomponerse en sus componentes $G \cos \alpha$ y $G \sin \alpha$, la primera paralela al camino y la segunda a la superficie del camino, por lo que la segunda debe ser tomada en cuenta como fuerza que se opone al avance.

La fuerza de inercia Total P_j , de todas las piezas del vehiculo en movimiento rectilineo puede ser determinada por la formula.

$$P_j = G/g \cdot J \text{ (IV)}$$

Donde:

g: Aceleracion en caida libre;

G/g = Masa del Vehiculo;

J: Aceleracion del vehiculo en movimiento rectilineo.

La fuerza anterior está dirigida en sentido contrario a la aceleracion y aplicada en el centro de gravedad.

La resistencia del aire Pw depende de la velocidad, de la forma del automovil y de sus cualidades aerodinámicas. La resistencia que se origina como resultado del rozamiento con la superficie del automovil se determina por la formula:

$$P_w = K_w F V^2$$

Siendo:

Kw : Coeficiente reducido de resistencia del aire (coeficiente aerodinámico).

$$\text{kgf} \cdot \text{s}^2 / \text{m}^4$$

F : Area frontal del vehiculo, o sea, la proyeccion del contorno del vehiculo en el plano perpendicular a la marcha.

$$\text{m}^2$$

v : Velocidad de la marcha. m/s

Convirtiendo las unidades de v en Km/hr Tendremos:

$$P_w = \frac{K_w F V^2}{13}$$

1.4.-Balance de traccion.

Teniendo ahora todas las fuerzas que intervienen en la marcha del caso más general de un vehiculo tendremos que la ecuacion de balance de traccion de un automovil es de la siguiente manera:

$$X_r = X_d + G \sin \alpha + P_j + P_w + P_{gan}$$

Sustituyendo por los valores equivalentes en ecuaciones anteriores la ecuacion general de balance de traccion nos queda:

$$Ftg = \left(\frac{Mfr}{Rr} + \frac{Mfd}{Rr} \right) + (P) + \left(\frac{Mjr}{Rr} + \frac{Mjr}{Rr} \right) + Gsen\alpha + Fw + Pgan$$

Sabiendo que la fuerza de resistencia debida a la rodadura es proporcional al valor de la componente $G \cos \alpha$ y denominandolo como Pf , introduciendo un factor proporcional al que denominaremos coeficiente de resistencia a la rodadura y que se encuentra tabulado para diferentes ruedas y superficies y al que designaremos con la letra f tendremos que:

$$Pf = f G \cos \alpha$$

Ahora si sumamos las resistencias $G \sin \alpha$, debida al ascenso descenso del vehiculo con Pf que es la resistencia a la rodadura obtendremos la resistencia total a la marcha ejercida por el camino y tendremos que:

$$P\uparrow = G (f \cos \alpha + \sin \alpha) \text{ cuando el Vehiculo va ascendiendo y}$$

$$P\downarrow = G (f \cos \alpha - \sin \alpha) \text{ cuando el Vehiculo desciende}$$

Introduciendo un parámetro experimental que relaciona las masas giratorias en cuanto a sus momentos de inercia, con respecto a la aceleracion del conjunto y de manera que se simplificara el cálculo se obtuvo que:

$$Fjres = \sigma_{gir} Pj$$

donde:

$Fjres$: Fuerza total de resistencia debido a la inercia.

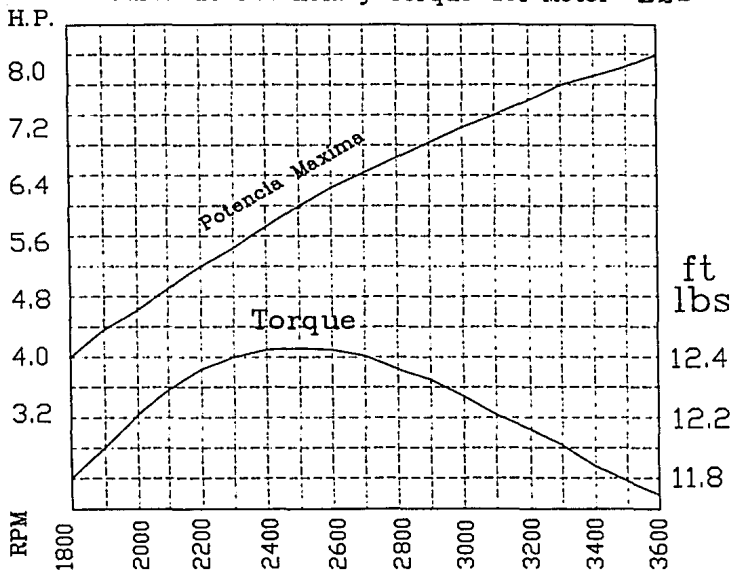
σ_{gir} : Parámetro de relacion debido a las masas giratorias.

Pj : Fuerza de inercia debido a la aceleración.

El parámetro experimental sabemos que es:

$$\sigma_{gir} = 1.04 + 0.05 \times \sum ic$$

Curva de Potencia y Torque del Motor B&S



En donde i_c es la relación de reducción de la caja de velocidades.

La ecuación final del balance de tracción queda así:

$$P_{tg} = P_{q} + \rho g i_c P_j + F_w + P_{gan}. \quad (V)$$

Analizando para nuestro caso la fuerza de tracción en lo que respecta a los puntos críticos de la curva de motor Tenemos:
Datos Principales.

1.-Peso del vehículo según detalle en el capítulo 6 será de 213 Kg.

2.-Distribución de peso será 60 % atrás y 40 % adelante.

3.-Motor Briggs and Stratton 319 cc 8 h.p. a 3600 rpm Numero de parte 190400 y que tiene los siguientes puntos.

RPM	Potencia. (H.P.)	Torque. (Nw-m)
2500	6.13	17.25
3000	7.15	16.75
3600	8.07	15.75

La curva anterior se comporta con respecto a la Formula (II) explicada en el capítulo.

1) Determinando La Fuerza Tangencial de tracción según los datos de la curva del motor fig 2. y utilizando la formula tendremos:
Considerando la eficiencia total de la transmisión como .80 x 0.90, siendo la primera la eficiencia del convertidor y la segunda la eficiencia de las catarinas y flechas tendremos que la eficiencia total será de .72 .

2500 Rpm

$$M_{imp} = 17.25 \text{ Nw-m} (1 \text{ Kg-m} / 9.81 \text{ Nw-m}) \times .72 = 1.2661 \text{ Kg-m}$$

3000 Rpm

$$\text{Mimp} = 16.75 \text{ Nw-m} (1 \text{ Kg-m} / 9.81 \text{ Nw-m}) \times .72 = 1.2294 \text{ Kg-m}$$

3600 Rpm

$$\text{Mimp} = 15.75 \text{ Nw-m} (1 \text{ Kg-m} / 9.81 \text{ Nw-m}) \times .72 = 1.1560 \text{ Kg-m}$$

Y Posteriormente:

Ptg=Por la relación Mimp/radio x Relacion total de transmisión

Sabiendo que la relacion inicial del convertidor del modelo escogido según la tabla 1.1

y sabiendo que la relacion de transmision final por catarinas es de 5:1 obtenemos de la multiplicacion la relacion final de la Transmision que es de

$$3.36 \times 5 = 16.90$$

tendremos:

2500 Rpm

$$\text{Ptg} = \frac{1.2661 \text{ Kg} - \text{m} \times 16.90}{\frac{.419 \text{ m}}{2}} = 102.1341 \text{ Kg}$$

3000 Rpm

$$\text{Ptg} = \frac{1.2294 \text{ Kg} - \text{m} \times 16.90}{\frac{.419 \text{ m}}{2}} = 99.1736 \text{ Kg}$$

3600 Rpm

$$\text{Ptg} = \frac{1.1560 \text{ Kg} - \text{m} \times 16.90}{\frac{.419 \text{ m}}{2}} = 93.2525 \text{ Kg}$$

Calculando las fuerzas de resistencia que intervienen tendremos:

1.- La fuerza de Inercia

$$\text{Pj} = G/g \times J$$

$$\text{Ahora j ser\u00e1: } 0 - 60 \text{ Km/hr} \quad \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\frac{\text{-----}}{10 \text{ seg}} = - 1.66 \text{ m / s}^2$$

Es un par\u00e1metro definido por nosotros siendo esta la aceleraci\u00f3n que queremos lograr.

$$P_j = \frac{213 \text{ Kgf}}{9.81 \text{ m/s}^2} \times 1.66 \text{ m/s}^2 = 36.04 \text{ Kgf.}$$

2.- Resistencia a la rodadura.

$$P_R = G f \cos 0 = 213 \times .015 \times 1 = 3.19 \text{ Kgf.}$$

En donde .015 sale de la tabla de coeficientes f de resistencia a la rodadura adjunta en las tablas 1.2 y 1.3.

3.- Fuerza del Viento.

Considerando una fuerza un poco adversa ya que el c\u00e1lculo exacto se har\u00e1 en el capitulo de aerodin\u00e1mica.

$$P_w = \frac{0.06 \times 1 \times 60^2}{13} = 16.61 \text{ Kgf.}$$

En donde 0.06 es un valor t\u00edpico del coeficiente en este tipo de veh\u00edculo suponiendo 1 metro cuadrado de \u00e1rea y la velocidad de 60 Km/Hr.

Haciendo el Balance de tracci\u00f3n para nuestro caso tendremos que:

$$\text{ogr} = 1.04 + [0.05 \times 5^2] = 2.29$$

Utilizando el par\u00e1metro experimental y suponiendo que la relaci\u00f3n de la caja es de 5:1.

Obteniendo la suma de las resistencias tendremos que:

$$P_tg = 3.19 + 2.29 \times 36.04 + 16.61 = 102.36 \text{ Kgf}$$

Comparando los resultados para los tres puntos obtenemos que solo en el primer caso de 2500 rpm se podrá acelerar el vehículo ya que 102.1341 es un valor muy cercano a la fuerza de resistencia que se está ofreciendo. En los otros dos casos el motor no podrá darnos el momento necesario por que los valores son menores al valor obtenido.

De esta manera podemos buscar el dato que queramos obtener, solo obteniendo el valor de la ecuacion deseado, esto muestra el valor de la ecuacion de traccion que nos permite predecir el comportamiento del vehículo.

En otro caso podemos obtener el valor de la velocidad máxima que nuestro Vehículo tendrá y obtendremos.

3600

$$5.48 \times .54 \times 5 = 3.19 + [0.06 \times 1 \times V^2] / 13$$

En donde la componente de la inercia vale cero por ser movimiento a velocidad constante y suponiendo que el convertidor logra abrir del todo hasta alcanzar su radio mínimo. Despejando tendremos:

$$V^2 = \frac{(14.79 - 3.19) \times 13}{0.06} = 2513.33$$

Obteniendo Raíz cuadrada sabemos que:

$V = 50.1331 \text{ Km/hr}$ Suponiendo que la fórmula del coeficiente sea correcta.

Para comprobar los cálculo anteriores debemos tomar en cuenta

si la superficie en la que se vaya a mover el Vehículo puede absorber la fuerza que vamos a transmitirle, por lo que tendremos que si de las tablas 1.2 y 1.3 obtenemos que el coeficiente de adherencia es de 0.75 la fuerza que absorbe el piso según la eq. (III) será de:

$$P\phi = \phi Yr = 0.75 \times 213 \times (0.60) = 95.85 \text{ kgf}$$

en donde el .6 proviene de la distribución del peso en las ruedas motrices, de lo anterior debemos deducir entonces que el vehículo puede transmitir más de lo que el piso absorbe y por lo tanto debemos obtener el máximo valor de aceleración que puede hacerse despejando la eq (IV) y sustituyendo su valor en la ecuación (V) ó ecuación de tracción quedando lo siguiente:

$$J \text{ Max} = \frac{3.19 + 16.61 - 95.85}{49.7217} = -1.52 \text{ m/s}^2$$

Capítulo 2

Dinámica general de ruedas

2.-DINAMICA GENERAL DE RUEDAS.

2.1-Propiedades del suelo.

La resistencia al desplazamiento entre el suelo y el neumático está determinada por la fuerza de cohesión molecular entre las partículas y el rozamiento entre dichas partículas.

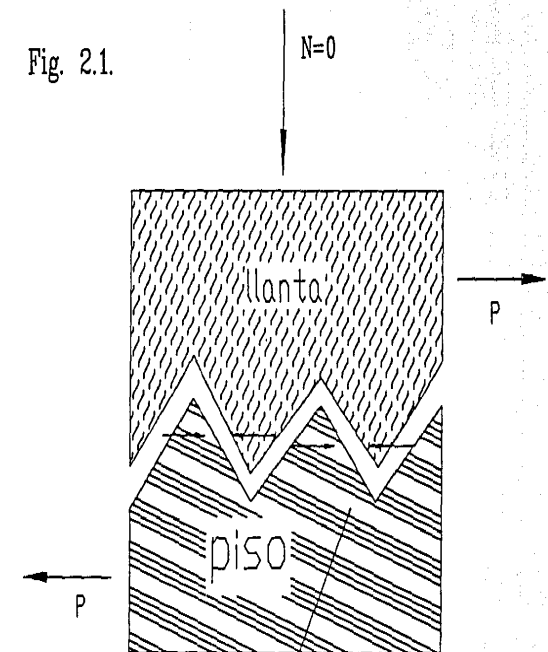
Este fenómeno se presenta únicamente en las superficies que tienen un cierto grado de granulometría, la interferencia entre las superficies existe inclusive antes de existir una fuerza normal; en la fig. 2.1 se muestra la representación de este tipo de fenómeno en el que existe otra fuerza que denominamos interferencia y esta depende del esfuerzo cortante existente entre los "picos" de las superficies.

En los terrenos con superficies arenosas las fuerzas de cohesión son casi insignificantes; por lo que el rozamiento interno entre las partículas del suelo surge a consecuencia de la ligazón de las partículas durante su desplazamiento, esto solo ocurre al ser aplicadas fuerzas normales, y en mayor o menor grado las fuerzas generadas dependen de este último valor.

En el caso general la resistencia al desplazamiento se determina por la acción de los dos factores citados y puede ser caracterizada por la curva representada en la fig 2.2

En la Figura 2.2. el eje de las abscisas indica las tensiones normales al suelo N y en el eje de las ordenadas indicamos las tensiones tangenciales que impiden el desplazamiento. Como podemos observar cuando la fuerza normal es cero la tensión tangencial tiene un valor inicial T_0 que es creado por la cohesión entre las moléculas; por lo tanto si nosotros aumentamos

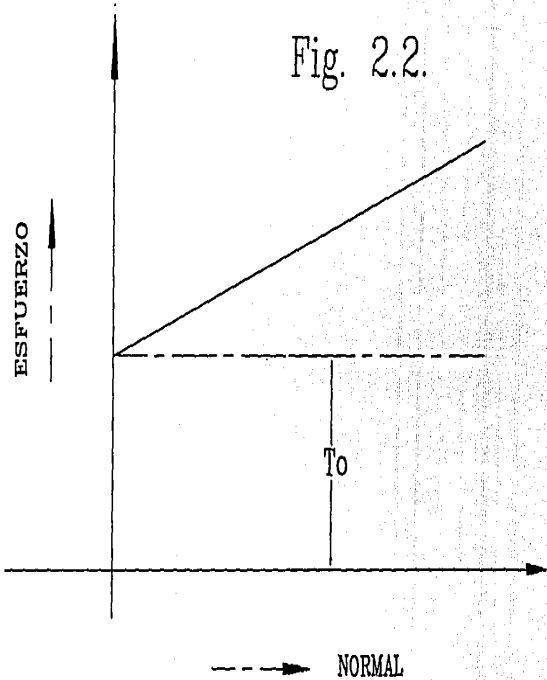
Fig. 2.1.



Esfuerzos Cortantes

Esfuerzos Cortantes Del
Material debida a "picos".

Fig. 2.2.



Curva Caracteristica
entre Superficies.

el área de contacto entre el suelo y los neumáticos, aumentamos el valor inicial de la fuerza tangencial, lo que representa una mayor fuerza de agarre entre el neumático y el piso. Esto es comprobado experimentalmente por la compañía Goodrich en la que se hicieron pruebas a llantas con diferentes dibujos arrojando los resultados siguientes.

Velocidad (Millas/hr)	Coeficientes De Fricción			
	Estático		Dinámico	
	5	30	5	30
Llanta lisa	0.49	0.28	0.43	0.26
Estrias angulares 60	0.75	0.55	0.70	0.39
Estrias angulares 45	0.77	0.55	0.68	0.44

En suelos muy Glutinosos, el rozamiento entre las partículas, no juega un papel importante, por lo que la gráfica generalmente resulta una recta trazada paralela al eje de las abcisas.

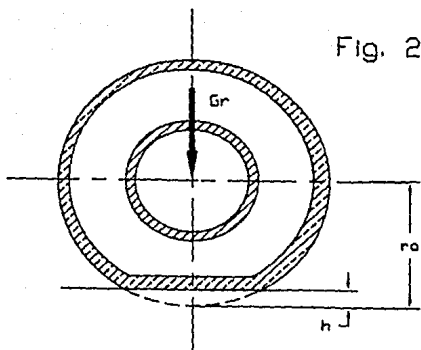
2.2.-Propiedades del Neumático.

El neumático de hule sufre bajo la acción de cargas externas, diferentes deformaciones entre las cuales las principales son:

Deformación radial: Esta deformación es provocada por la carga normal que actúa sobre el neumático y se expresa por la disminución de la distancia desde el eje de la rueda hasta su superficie de apoyo en comparación con el radio libre r_0 del neumático sin carga en un valor igual a h , esto se representa en la figura 2.3.

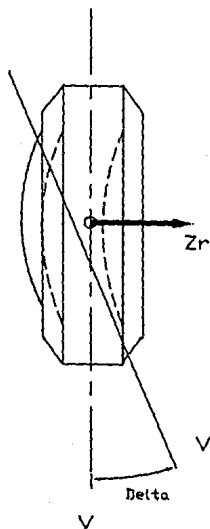
Deformación lateral: Si a una rueda en posición vertical cargada con una fuerza radial que se mueve en el plano de su rotación en la dirección señalada por la flecha v , se le aplica

Fig. 2.3.



Deformacion Radial

Fig. 2.4.



Deformacion Lateral.

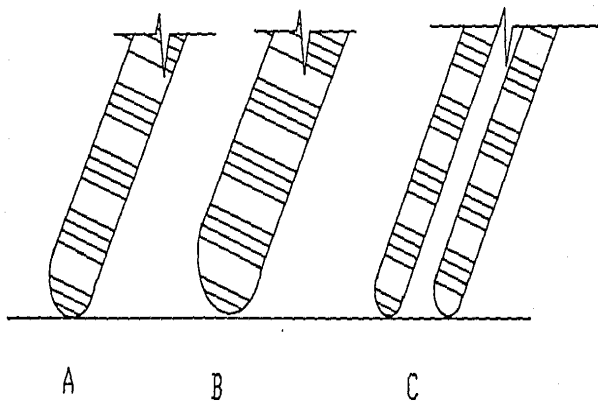
una fuerza lateral Z_r que accione a lo largo del eje de la rueda esta provocará la deformación del perfil del neumático y el cambio de la forma de su contacto con el piso; tal y como se representa en la figura 2.4.

El agarre al camino de un vehículo automotor depende de las deformaciones anteriores, y cabe hacer notar que en los vehículos automotores de dos ruedas (motocicletas Generalmente) el efecto de las llantas radiales que se ha suscitado en los automoviles del aumento de agarre al piso no ha podido lograrse por la manera que tienen las motocicletas de virar, es por eso que nosotros hemos ideado el sistema que hemos denominado "doble llanta deslizante", dicho sistema puede ser de gran utilidad en el aumento de agarre en las motos de diseño nuevo, como se muestra en la figura 2.5..

2.3.-Trabajo de la Rueda.

Durante la rodadura los elementos delanteros del neumático que entran en contacto con el camino, se cargan y se deforman y los elementos traseros se descargan y restablecen su forma. A consecuencia de ello el diagrama de las reacciones normales que actúan sobre la rueda en marcha tiene la forma que se muestra en la fig. 2.6.

En la mitad delantera del neumático que está en contacto con el suelo es donde se concentran las reacciones normales. Por ello la resultante de estas fuerzas está desplazada una distancia a del eje central de la llanta. Por lo tanto el momento de resistencia a la rodadura total es representada por:



Efecto de la inclinacion en el area de
Contacto en los diferentes casos:

Fig. 2.5.

En el caso de A y B el area es casi
la misma, pero en el caso C a pesar
de que los neumaticos son mas delgados
el area casi se duplica.

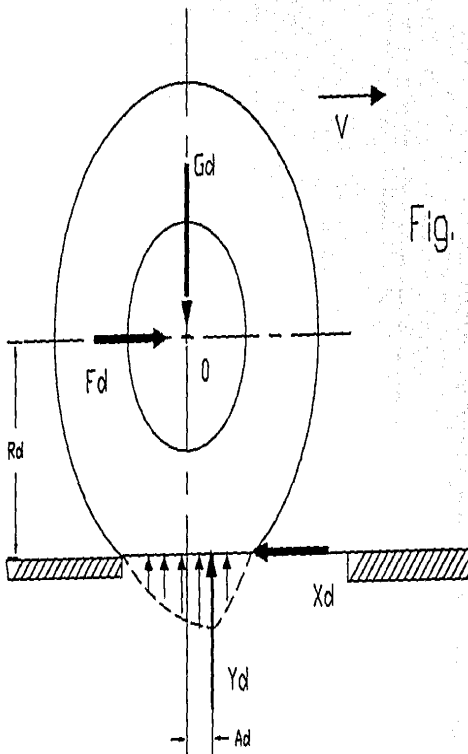


Fig. 2.6.

Fuerzas Que Actúan En la Rueda
Durante la Marcha.

$$Mfd = yd \times ad + Xd \times rd$$

$$\text{Si } Xd = \frac{Mn}{rd} = Ptg = \phi Yr$$

Donde:

El primer sumando representa la resistencia interna del neumático; el segundo sumando representa la fuerza necesaria para mover el vehículo, el termino funcion, nos dice que depende del tipo de piso en el que se realice el fenomeno para que el vehículo derrape o no.

Siendo $ad=1.5$ cm aproximadamente para una llanta de 16.5 pulgadas de diametro y $yd=Wtras$, $rd=1.16$ pulg, $\phi=0.67$ y $N=Wtras$. tendremos:

$$Mfd: yd \times ad + \phi Yr$$

$$yd = Yr = Wtras$$

$$Mfd = Wtras (ad + \phi)$$

$$Mfd=Wtras(1.5 + (0.67 \times 20.32))=16458.22 \text{ Nw} \times \text{cm}$$

Obteniendo el valor Maximo de torque para el que la llanta no comenzará a derrapar.

Capítulo 3
Transmisión.

3.- Transmisión.

Este es un elemento de suma importancia en el diseño del vehículo ya que de esto depende la transmisión propiamente dicha de la potencia, para diseñarla, debemos conocer antes las ecuaciones de tracción que vimos en el capítulo 1, y de donde sabemos que la relación final, antes del convertidor de par era de 5:1.

3.1.-Convertidor de Par.

Pero antes de continuar, creemos conveniente explicar de manera breve que es y como funciona el convertidor de par; Un convertidor de par es un mecanismo simple, que basicamente tiene radios variables entre dos poleas, pertenece a los dispositivos que son llamados dispositivos de transmisión con radios variables infinitos, y que a su vez seleccionamos porque tiene muchas ventajas para el tipo de aplicación que estamos mostrando en nuestro caso, y de las cuales las más importantes son las siguientes.

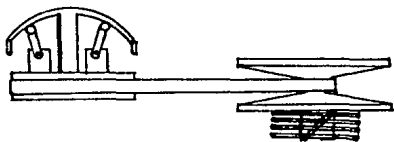
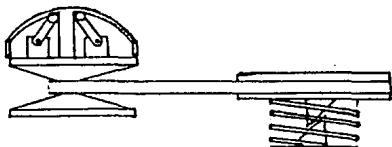
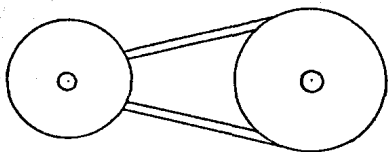
1.-Opera de una manera completamente automática, operando como ya se dijo como clutch y transmisión, la manera de controlarlo es solo por medio del pedal del acelerador.

2.-Es un dispositivo simple completamente mecánico y ocupa un mínimo de espacio, tambien puede operar montado en cualquier posición.

3.-Es de bajo costo, y su diseño nos da un radio óptimo entre el motor y la transmisión.

4.-Ha probado funcionar bien en muchas otras aplicaciones de este tipo.

A su vez, existen dos tipos de convertidores, unos que son



Convertidor de Par.

sensibles solo a la velocidad y otros que son sensibles al torque y a la velocidad.

La manera de operar, es la siguiente; está compuesto basicamente de dos poleas, una que va en el motor y otra que se acopla a la transmisión, la primera polea contiene unos contrapesos centrifugos, que empujan la polea a cerrarse, de esta manera la banda que une ambas poleas, tiende a ir hacia el exterior de la polea, mientras que la posición de la polea grande es normalmente cerrada; sin embargo, por efecto de la polea motriz que tiende a cerrarse la polea conducida tiende a abrirse, haciendo que la banda vaya hacia el centro, hacia un radio menor, de esta manera el sistema hace que la relación entre las poleas varíe de mayor a menor, esto depende de la velocidad y el torque, comportandose como si fuera una transmisión automática.

Existe una gama muy grande de modelos de convertidor de par pero nosotros hemos elegido por sus características de tamaño, radios de variación y potencia el modelo 790 sensitivo al torque de Salsbury Industries.

3.2.-Cálculo de catarinas para la relación.

Sabemos que tomando en cuenta las características de variación del convertidor y según la ecuación de tracción, la relación que necesitamos es de 5:1, escogemos por lo tanto una relación sencilla ya que es menor a 7:1.

Obteniendo la potencia que recibirá la flecha motriz tenemos:

$$P_d = 8 \text{ h.p.} \times .80 = 6.4 \text{ HP.}$$

En donde .80 es de la eficiencia del convertidor y los 8 H.P. son los caballos suministrados por el motor.

Ahora tomando un factor de servicio de 1.0 y considerando que

usaremos cadena doble, la potencia que tendremos para entrar a la tabla de cadenas será:

$$6.4/1.7 \times 1 = 3.65 \text{ H.P.}$$

Buscando en la tabla obtenemos que la catarina menor deberá tener 17 dientes y deberá ser de paso 35 doble obteniendo 3.67 Hp de potencia normal de operación, sabiendo que la cadena operará siempre entre el rango de 2500-4000 Rpm, sabemos que lo potencia no es crítica en el rango dado, ya que a 2500 rpm la cadena aguanta hasta 5.28 hp., buscando que tipo de lubricación le corresponde es del tipo de baño o disco.

Ahora debemos obtener el número de dientes de la Catarina Mayor y tenemos.

$$\text{No dientes} = 17 \times \text{Relación} = 17 \times 5 = 85 \text{ Dientes.}$$

Como la catarina va pegada a la rueda es conveniente checar el diametro para cuestión de espacio, obteniendo que:

$$\text{Diam} = 85 \times .375 \text{ in} / \text{Pi} = 10.1461 \text{ in} = 25 \text{ cm}$$

Si el diametro de la llanta es de 41.9 cm, y el diametro obtenido es menor, entonces la catarina puede usarse.

Ahora la distancia deseada entre centros es de 50 cm, pero debemos obtener la distancia exacta necesaria, para lo cual obtendremos el factor A para poder Buscar en la tabla.

$$A = \frac{G - g}{2e} = \frac{10.1461 - 2.0292}{2 (50/2.54)} = .2062$$

de la tabla 4 obtenemos:

$$B: 1.9995 \quad C = .4931 \quad D: .5069$$

Ahora obtenemos el número de eslabones que necesitamos teniendo

$$N = \frac{1.9995 \times (50/2.54)}{.375} + .4931 (17) + .3069 (85) = 139.42$$

cerrando a enteros tenemos 139 eslabones.

Ahora para obtener la distancia exacta tenemos:

$$E = \frac{(139 - .4931 (17) - .3069 (85)) .375}{1.9995} = 19.60 \text{ in} = 49.79 \text{ cm}$$

Capitulo 4

Traficabilidad.

4.-Traficabilidad

4.1- *Parámetros de Traficabilidad.*

Traficabilidad es la capacidad de los vehículos para marchar por diferentes caminos y obstáculos.

La relación de las ruedas en el vehículo que estamos diseñando es de 3 x 2, ya que tenemos tracción real en 2 de las tres llantas que estamos utilizando. La traficabilidad puede ser aumentada por diferentes medios de los cuales los más importantes son los sig:

- 1) Mejoramiento de las cualidades dinámicas.
- 2) Disminución de las presiones específicas.
- 3) Mejoramiento de las propiedades de adherencia.
- 4) Geometría del automovil.

4.2.-*Parámetros Geométricos.*

Entre los parámetros geométricos de traficabilidad podemos enumerar

- 1) Luz sobre el suelo del vehículo.
- 2) Angulo delantero y trasero de traficabilidad.
- 3) Radios longitudinal y transversal de traficabilidad.

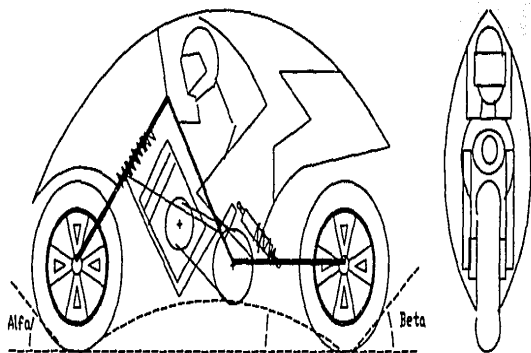
La luz sobre el suelo K es la distancia entre el punto más bajo del vehículo y el suelo, da la representación de las irregularidades máximas por las que puede pasar libremente el vehículo.

Los ángulo de traficabilidad determinan el paso del automovil por zanjas y montículos y también la pendiente máxima que el vehículo puede trepar sin hacer contacto con el obstáculo los angulos se definen entre la tangente y el punto de la carrocería que esta pueda tocar, hacia el frente y la parte de atrás.

Los radios de traficabilidad definen el contorno de los obstáculos que pueden ser superados por el vehículo sin rozarlos, estos radios deben ser trazados por arcos que toquen las ruedas en un punto tangente y los puntos más bajos del vehículo.

Para nuestro caso los parámetros geométricos están mostrados en la figura 4.1..

Parametros Geometricos de traficabilidad



Los angulos alfa y beta tienden a ser de 90 grados.

En Una Moto El radio Transversal de traficabilidad es infinito

Fig. 4.1.

Radio 1.50 m

Capítulo 5

Dirección

5.- Dirección.

El giro en los automóviles se puede realizar por los siguientes medios:

a) Cambiando la dirección de movimiento de las ruedas dirigidas.

b) Creando una diferencia de pares motores en las ruedas motrices.

c) Combinando ambos métodos.

Analizaremos el caso de giro con una rueda dirigida como se muestra en el esquema.

Adoptaremos que el giro se efectúa con un radio constante y velocidad de marcha estable y además los neumáticos no tienen elasticidad lateral. En estas condiciones podemos considerar que el giro del vehículo es alrededor de un eje constante (o) para hallar su posición solo es necesario determinar la intersección del eje axial a la llanta delantera y de las llantas traseras. el punto o en el que estos ejes se cruzan determina la posición de la proyección del eje de giro. La distancia o-O2 desde el centro de giro hasta el centro del puente trasero lo llamamos radio de giro. Lo cual está determinado por las siguientes ecuaciones y mostrado en la fig. 5.1.

$$R = L \operatorname{ctg} \alpha$$

donde:

L: Distancia entre ejes delantero y trasero.

α : Angulo de desviación de la rueda delantera.

Es importante señalar que este tipo de vehículo (motocicletas) cuando toman las curvas a altas velocidades, generalmente ya no

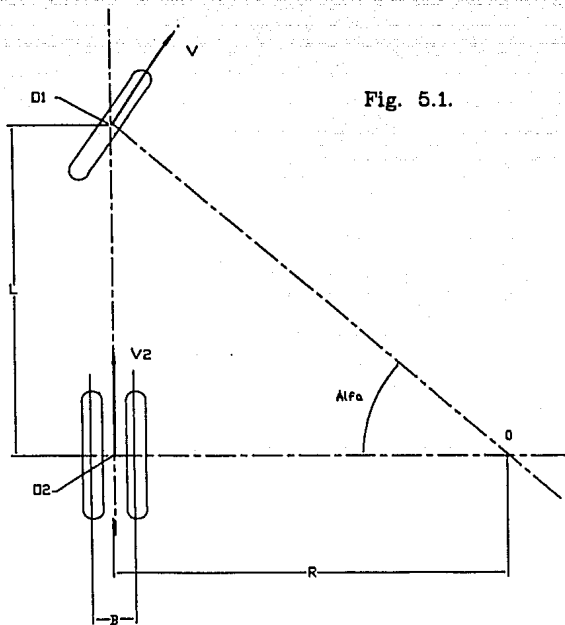


Fig. 5.1.

Geometria del giro con el volante virado.

es necesario el que la llanta delantera gire, ya que debido a la inclinación del vehículo y por lo tanto de la llanta se provoca una especie de efecto diferencial que a continuación intentamos explicar en la fig 5.2. y las sig. ecuaciones:

La velocidad tangencial entre los puntos a y b es diferente por lo cual tendremos.

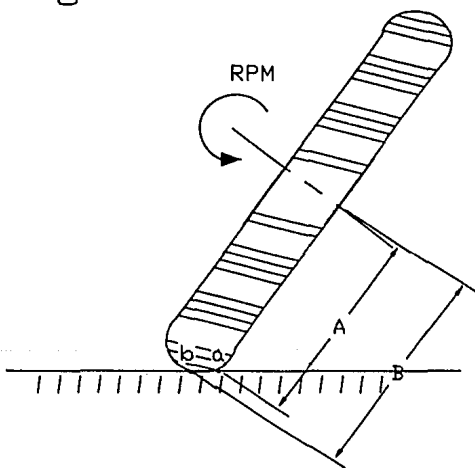
$$V_{tb} = \text{RPM} \times B \text{ y } V_{ta} = \text{RPM} \times A$$

Ahora si Las Rpm son iguales ya que son las de la llanta deducimos que:

$$\frac{V_{ta}}{A} = \frac{V_{tb}}{B}$$

Si sabemos que $A > B$ necesariamente $V_{tb} > V_{ta}$. Lo anterior provoca que la motocicleta de vuelta necesariamente.

Fig. 5.2.



La diferencia en las Velocidades Tangenciales Hace que la moto De vuelta sin girar el volante Inclusive.

Capítulo 6
Suspensión

SUSPENSION.

6.1. Oscilaciones y Suavidad de Marcha.

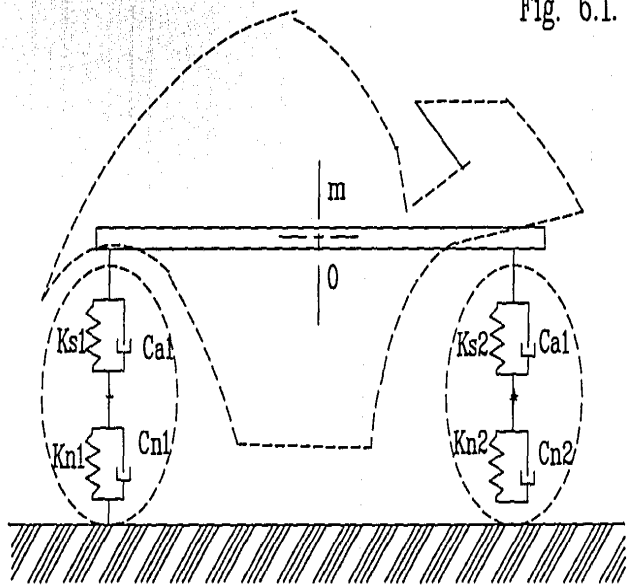
Una de las partes más importantes en el diseño automotriz es el que se refiere a la suavidad de marcha, la cual es parte fundamental para evitar que los pasajeros, las cargas y el vehículo mismo estén expuestos a vibraciones provenientes de las irregularidades del terreno o del desequilibrio de piezas, siendo las oscilaciones que producen estas últimas de alta frecuencia y cuyas vibraciones no influyen grandemente en el confort de los pasajeros estas son despreciadas en el análisis de la suavidad de marcha.

Analizando un sistema oscilatorio típico del automovil, mostrado en la fig. 6.1 este consta de masas expuestas a oscilaciones, de elementos elásticos, que amortiguan los choques y resistencias que obstaculizan las oscilaciones.

Las masas principales de los automoviles se dividen en suspendidas y no suspendidas. Siendo las primeras aquellas cuyo peso se transmite a los elementos elasticos de la suspension. En los automoviles las masas suspendidas son: La carrocería, el bastidor con los mecanismos fijados a él, y las cargas del vehículo. Las masas no suspendidas son las partes que constituyen la suspensión y las ruedas. Hay piezas que simultaneamente son suspendidas y no suspendidas, como son las orquillas y otros elementos de la suspension, que son generalmente los que unen un tipo de masa con el otro.

Debido a que los neumáticos tienen una característica de deformación elástica en una proporción pequeña, se puede decir,

Fig. 6.1.



considerando que el último eslabón del automóvil al piso son estos, que todas las masas del automóvil se encuentran suspendidas.

6.2. Coeficiente de Masas.

La relación entre las masas suspendidas y las no suspendidas se denomina coeficiente de masas amortiguadas y se encuentra definido por:

$$U_m = \frac{M}{m_1 + m_2}$$

Donde:

U_m = Coeficiente de masas amortiguadas.

m_1 = Masa Delantera sin amortiguar.

m_2 = Masa Trasera sin amortiguar.

M = Masa total Amortiguada.

Por Experimentación se sabe que este coeficiente para automóviles de tipo turismo se haya en los límites entre 6.5 y 7.5 a plena carga. El Valor de este coeficiente se considerará durante el desarrollo del proyecto.

Considerando las siguientes masas tenemos:

Elemento.	Masa.
-----------	-------

a) Masas Amortiguadas.

Piloto	80kg
Motor	20kg
Transmision	23kg
Estructura	25kg
Carroceria	10kg
Amortiguadores	7kg
Extra	20kg
Total.	185kg

b) Masas delanteras sin amortiguar.

Llanta delantera y mecanismos. 8kg

c) Masas Traseras sin amortiguar.

Llantas Traseras y mecanismos. 20kg

Por lo tanto:

$$U_m = \frac{185\text{kg}}{20\text{kg} + 8\text{kg}} = \frac{185\text{kg}}{28\text{kg}} = 6.6071$$

entonces: $6.5 < 6.6071 < 7.5$

Tendremos que se encuentra dentro del rango especificado.

6.3 Calculo de los elementos de la Suspension.

6.3.1. Distribución del peso.

Considerando que el vehiculo a diseñar tendra tracción trasera, decidimos por experiencia el darle una distribución de peso de 60 % atras y 40 % adelante.

6.3.2. Cálculo de los resortes.

El motivo de la selección de un resorte Helicoidal como elemento elástico en ambas suspensiones, es que las características de suavidad de marcha, espacio y estabilidad que proporcionan este tipo de elementos es ventajoso con respecto a las proporcionadas por otro tipo de elementos usados en estos sistemas, como son las muelles o ballestas o las barras de torsión.

6.3.2.1. Resortes Delanteros.

La suspension delantera va a constar de un sistema semejante

al que tienen las motocicletas, es decir un elemento de doble proposito, el amortiguador funciona como elemento estructural, soportando el peso del vehiculo y como elemento de amortiguación como se muestra en la figura 6.2.

Datos:

$W_{del} = M \times \text{Dist. peso} \times \text{Aceleración.}$

$$W_{del} = 185\text{kg} \times .4 \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 725.9400 \text{ Nw.}$$

Si suponemos que con el vehiculo a plena carga, un tercio de la carrera del amortiguador se comprime y si el amortiguador tiene 10 cm de carrera total tendremos que:

$$X = \frac{1}{3} \times \text{Carrera} = .33333 \times 10 \text{ cm} = 3.3333 \text{ cm}$$

$$F_r = X \times K = 3.3333 \text{ cm} \times K$$

Considerando dos amortiguadores.

$$F_{rT} = 2F_r$$

Del diagrama de cuerpo libre tendremos.

$$F_y = 0 + \hat{\quad}$$

$$F_{rT} \times \cos 45 - W_{del} = 0$$

$$2 \times 3.3333 \text{ cm} \times k \times .7071 - 725.9400 \text{ nw} = 0$$

Despejando.

$$k = \frac{725.9400 \text{ nw}}{2 \times 3.3333 \text{ cm} \times .7071} = \frac{725.9400 \text{ Nw}}{4.7139 \text{ cm}} = 153.9966 \text{ Nw/cm}$$

Para analisis posteriores necesitamos obtener una constante equivalente vertical suponiendo un solo resorte.

Tendremos:

$$X_{eq}$$

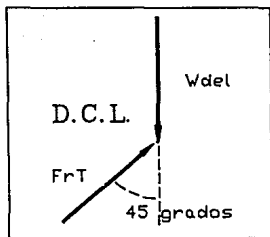
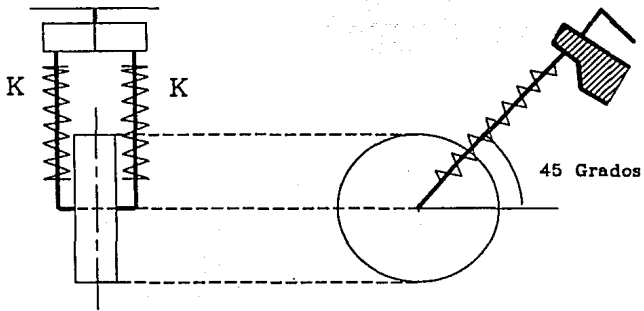
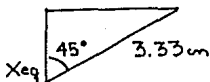


Fig. 6.2.

$$\cos 45 = \frac{X_{eq}}{3.3333 \text{ cm}}$$



Despejando:

$$X_{eq} = \cos 45 \times 3.3333 \text{ cm} = 2.3570 \text{ cm}$$

Posteriormente

$$K_{eqDel} = \frac{W_{del}}{X_{eq}} = \frac{725.9400 \text{ Nw}}{2.3570 \text{ cm}} = 307.9932 \text{ Nw/cm.}$$

6.3.2.2. Resortes Traseros.

Dentro del diseño de este vehiculo la parte más innovadora es la suspensión trasera en la cual trataremos de comprobar el funcionamiento de una suspensión Prototipo a la cual hemos denominado "doble llanta deslizante", con la cual pretendemos aumentar la superficie de contacto y con ello el agarre y estabilidad que se tiene en un vehiculo de este tipo actualmente.

Este sistema consiste en dos suspensiones tipo "swimarm" en paralelo con la unica diferencia de que los amortiguadores no son soportados a la estructura de manera convencional, sino que son soportados por un balancín simétrico que interrelaciona la posición con respecto a la vertical de la moto, el piso y la posición de las llantas, como se muestra la fig 6.3..

$$W_{tras} = M \times \text{Dist. Peso} \times \text{Aceleración}$$

$$W_{tras} = 185 \text{ Kg} \times .6 \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 1088.91 \text{ Nw}$$

Si suponemos que con el vehiculo a plena carga un tercio de la carrera de los amortiguadores se comprime, el brazo de la suspensión en ese instante esta en la posición horizontal y el

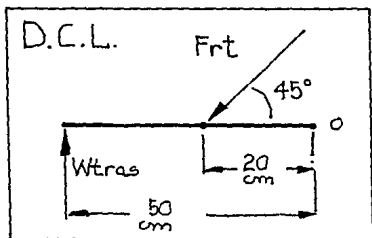
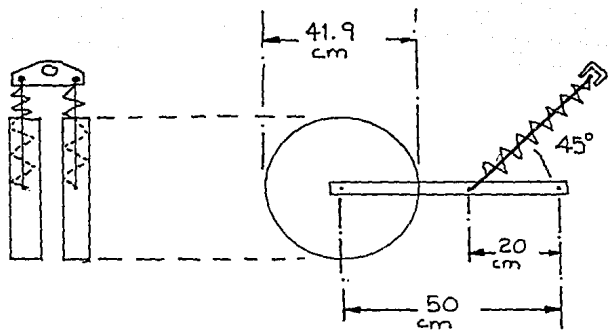


Fig. 6.3.

amortiguador tiene 10 cm de carrera total tendremos que:

$$X' = .3333 \times \text{carrera} = .3333 \times 10 \text{ cm} = 3.3330 \text{ cm}$$

ahora sabemos que:

$$F_r = K \times X' = 3.3330 \text{ cm} \times K$$

$$F_{rt} = 2 F_r = 6.6660 \text{ cm} \times K$$

Del D.C.L tenemos:

$$M_o = 0 \quad (+)$$

$$L \times W_{tras} - X_1 \times (6.6660 \text{ cm} \times K \times \cos 45) = 0$$

$$50 \text{ cm} \times 1088.91 - 20 \text{ cm} \times (6.6660 \text{ cm} \times K \times \cos 45) = 0$$

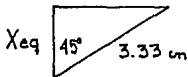
despejando K

$$K = \frac{54445.5 \text{ Nw cm}}{94.27 \text{ cm}^2} = 577.54 \text{ Nw/cm}$$

Para Análisis posteriores necesitamos obtener una constante equivalente vertical suponiendo un solo resorte.

Tendremos:

$$\cos 45 = \frac{X_{eq}}{3.3333 \text{ cm}}$$



Despejando:

$$X_{eq} = \cos 45 \times 3.3333 \text{ cm} = 2.3570 \text{ cm}$$

Posteriormente:

$$K_{eqtras} = \frac{W_{tras}}{X_{eq}} = \frac{1088.9100 \text{ Nw}}{2.3570 \text{ cm}} = 461.9898 \text{ Nw/cm.}$$

Para Encontrar la K_{eqtras} al centro de la llanta tendremos:

$$M_0 = 0 \quad (+$$

$$L \times K_{eqtras} = 20 \text{ cm} \times K_{eqtras}'$$

Despejando:

$$K_{eqtras} = \frac{20 \text{ cm} \times K_{eqtras}'}{50 \text{ cm}} = \frac{20 \text{ cm} \times 461.9898 \text{ Nw/cm}}{50 \text{ cm}} = 184.7959 \text{ Nw/cm}$$

6.3.3. Cálculo de las Constantes de amortiguación.

Analizando el sistema oscilatorio de un automovil con dos grados de libertad pudiendo así realizar oscilaciones angulares verticales y longitudinales y dejando a un lado la influencia de las masas sin amortiguar, tendremos un sistema como se muestra en la figura 6.4.

El segmento AB representa la carrocería del automovil, O es el centro de gravedad que se apoya en los puntos A y B que representan las suspensiones delantera y trasera; los coeficientes generales de rigidez para las suspensiones y los neumáticos respectivamente son iguales a c_1 y c_2 .

Consideremos que en el proceso de oscilaciones el segmento AB se desplazó de su posición neutral a una posición A'B'; con ello el centro O se desplazó cierto valor Z y ocupó la posición O' y además el segmento giró alrededor de O' un ángulo α . En el plano vertical, actúan las fuerzas y momentos siguientes en el centro O' está aplicada hacia abajo la suma de las fuerzas $G_m + P_j = G_m + m(d^2z/dt^2)$ siendo G_m el peso de las masas amortiguadas m y P_j la fuerza de inercia de dichas masas, en los puntos B' y A' respectivamente están aplicadas las fuerzas $P_1 = G_1 - c_1 z_1$ y $P_2 = G_2 - c_2 z_2$ siendo G_1 y G_2 los pesos que recaen sobre

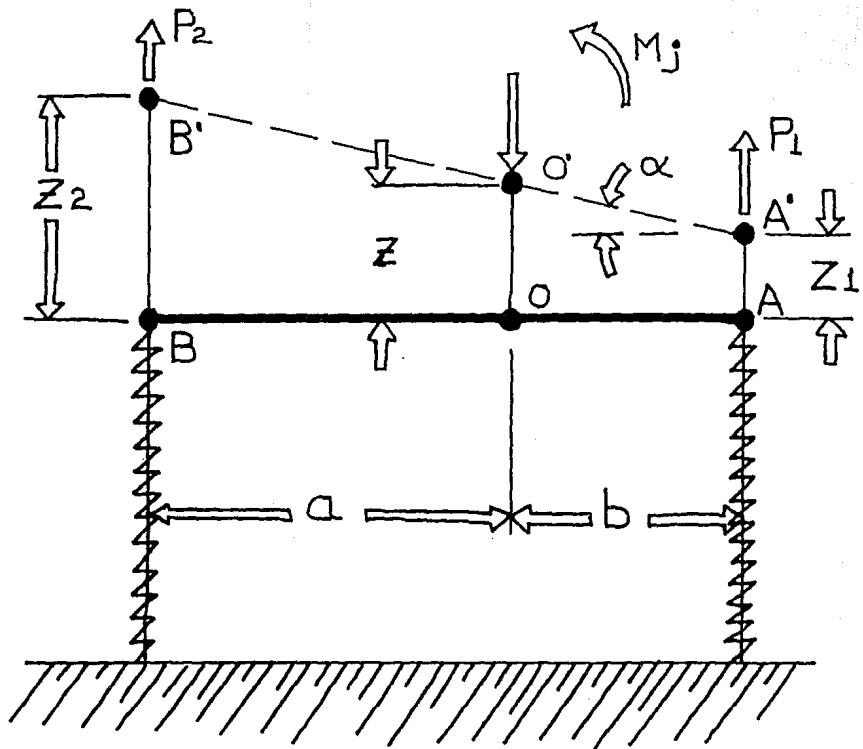


Fig. 6.4.

la suspensión delantera y trasera y z_1 y z_2 el desplazamiento en cada punto.

El momento $P_{2a}-P_{1b}$ que tiende a girar el sistema alrededor del eje horizontal que pasa por el punto O' perpendicular al plano vertical. El momento de inercia $M_i = m \times r^2 \times (d^2\alpha/dt^2)$, siendo r el radio de giro de las masas amortiguadas respecto al eje indicado, y α el ángulo de giro.

Las ecuaciones de equilibrio se expresa como:

$$(1) \quad G_{am} + m \frac{d^2z}{dt^2} = P_1 + P_2 = G_1 - c_1z_1 + G_2 - c_2z_2$$

donde teniendo en cuenta que $G_1 + G_2 = G_{am}$ tenemos:

$$m \frac{d^2z}{dt^2} + c_1z_1 + c_2z_2 = 0 \quad \text{eq(1)}$$

(2)

$$mr^2 \frac{d^2\alpha}{dt^2} = P_{2a} - P_{1b} = (G_2 - c_2z_2)a - (G_1 - c_1z_1)b$$

y puesto que $G_2a = G_1b$ entonces:

$$mr^2 \frac{d^2\alpha}{dt^2} + c_2z_2a - c_1z_1b = 0 \quad \text{eq(2)}$$

Analicemos ahora los desplazamientos verticales de los puntos

A y B:

$$z_1 = z - b \operatorname{tga} \approx z - ba$$

$$z_2 = z + a \operatorname{tga} \approx z + a\alpha$$

Diferenciando estas ecuaciones dos veces con respecto al tiempo obtenemos:

$$\frac{d^2z_1}{dt^2} = \frac{d^2z}{dt^2} - b \frac{d^2\alpha}{dt^2}$$

$$\frac{d^2z_2}{dt^2} = \frac{d^2z}{dt^2} + a \frac{d^2\alpha}{dt^2}$$

Sustituyendo en las ecuaciones la aceleración lineal (dz^2/dt^2) por su expresión en la ecuación (1) y la aceleración angular ($d^2\alpha/dt^2$) por su expresión en la ecuación (2) obtenemos:

$$m \frac{d^2z_1}{dt^2} + c_1 z_1 \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) + c_2 z_2 \left(1 - \frac{ab}{r^2} \right) = 0$$

$$m \frac{d^2z_2}{dt^2} + c_2 z_2 \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) + c_1 z_1 \left(1 - \frac{ab}{r^2} \right) = 0$$

Sustituyendo en la ecuación superior z_2 por su valor determinado de la ecuación inferior y en la ecuación inferior sustituimos z_2 por su valor que se obtiene de la ecuación superior y obtenemos:

$$\frac{d^2z_1}{dt^2} + \frac{ab - r^2}{a^2 + r^2} \times \frac{d^2z_2}{dt^2} + \frac{c_1(a+b)^2}{m(a^2+r^2)} z_1 = 0$$

$$\frac{d^2z_2}{dt^2} + \frac{ab - r^2}{b^2 + r^2} \times \frac{d^2z_1}{dt^2} + \frac{c_2(a+b)^2}{m(b^2+r^2)} z_2 = 0$$

De aquí concluimos que en cada una de las ecuaciones entran los desplazamientos z_1 y z_2 de donde se deduce que en el caso general las oscilaciones verticales de los ejes delantero y trasero del automóvil están relacionados.

Esto provoca que el automóvil tienda a realizar un movimiento rotacional alrededor del centro de masa (movimiento llamado Galopeo).

La manera de hacer que el movimiento de los ejes sea independiente uno del otro es haciendo que en cada una de las ecuaciones el término que relaciona una variable con la otra sea cero. Una forma de lograr esto es haciendo que:

$$ab=r^2$$

De esta manera el término de las ecuaciones se hace cero por que la resta de $ab-r^2 = 0$.

Esto logra que el centro de elasticidad del sistema oscilatorio coincida con el centro de masa, por lo que el análisis para encontrar las constantes de amortiguación se simplifique, esto nos permite calcularlas de una manera independiente.

6.3.3.1 Oscilaciones Naturales.

El hombre desde su niñez se acostumbra a las oscilaciones verticales que se generan al caminar; considerando que la frecuencia de estas oscilaciones se encuentra entre los límites de 67 a 89 oscilaciones por cada minuto; y sabiendo que oscilaciones de frecuencias menores producen en algunas personas mareo y que frecuencias mayores a 300 oscilaciones por minuto se sobrellevan de manera desagradable, tendremos que un rango de frecuencias en las que la mayoría de la gente se siente confortable está dentro de los límites de 60 a 90 oscilaciones por minuto; rango que generan la mayoría de los automóviles turismo actuales al estar en marcha. Por consiguiente un valor aceptable para nuestro prototipo debe estar dentro de estos valores.

6.3.3.2. Extinción de Oscilaciones.

El elemento que vamos a utilizar para la extinción de oscilaciones son amortiguadores del tipo hidráulico de doble efecto; en los que la resistencia durante la carrera de compresión es varias veces menor que durante la carrera de expansión; por lo tanto para evaluar el papel del amortiguador en la suspensión hacen falta índices que relacionen su característica con parámetros del sistema oscilatorio en que está instalado. Uno de estos índices es el factor de amortiguamiento h , $1/s$ determinado por:

$$h = \frac{Ca}{2m}$$

Donde:

Ca=Coeficiente de amortiguación en Nw . s/m

m=Masa Amortiguada en kg

Para relacionar el factor de amortiguamiento y la rigidez de la suspensión (la frecuencia w de las oscilaciones propias) se utiliza el indice adimensional:

$$\phi = \frac{h}{w}$$

que se denomina factor relativo de amortiguamiento de las oscilaciones verticales. En la nueva generación de automoviles este factor se haya en los limites de .15 a .3 .

6.3.3.3. Constante de amortiguación trasera.

Si consideramos $\phi=.2$, y $n=80$ osc/min Tendremos:

$$h = \phi \times w \text{ donde } w = 2\pi n = 2 \times 3.1416 \times 80 \text{ osc/min} = 502.6548 \text{ rad/min}$$

$$h = .2 \times 502.6548 \text{ rad/min} = 100.5310 \text{ 1/min} = 1.6755 \text{ 1/seg.}$$

$$Ca' = 2 \times h \times M_{\text{tras}} = 2 \times 1.6755 \text{ 1/seg} \times 185 \text{ kg} \times .6 = 371.9646 \text{ Kg/s}$$

Aplicando el proceso inverso para encontrar Ca proyectada tendremos:

$$Ca = 371.9646 \text{ kg/s} \times 50/20 / \cos 45 = 1315.0935 \text{ kg/s}$$

6.3.3.4. Constante de amortiguación delantera.

Si consideramos $\phi=.2$, y $n=80$ osc/min Tendremos:

$$h = \phi \times w \text{ donde } w = 2\pi n = 2 \times 3.1416 \times 80 \text{ osc/min} = 502.6548 \text{ rad/min}$$

$$h = .2 \times 502.6548 \text{ rad/min} = 100.5310 \text{ 1/min} = 1.6755 \text{ 1/seg.}$$

$$Ca' = 2 \times h \times M_{\text{tras}} = 2 \times 1.6755 \text{ 1/seg} \times 185 \text{ kg} \times .4 = 247.9740 \text{ Kg/s}$$

Aplicando el proceso inverso para encontrar Ca proyectada tendremos:

$$Ca = 247.9740 \text{ kg/s} / \cos 45 = 350.6882 \text{ kg/s}$$

Capitulo 7
Frenos

7.- Frenos.

El sistema de frenos que utilizaremos en nuestro diseño será del tipo de frenos de disco hidráulico, la razón es que este tipo de frenos tiene la capacidad de disipar el calor generado por la fuerza de frenado, ya que en la mayoría de los casos los frenos están en contacto con el aire, deben ser de acción reforzada para que las pérdidas del coeficiente de fricción por la temperatura no sea considerable. Como desventaja se tiene que necesitan presiones un poco mayores que los frenos de tambor. Los cojinetes de frenos de disco suelen ser de mayor espesor ya que el area de contacto con respecto a los frenos de tambor es menor.

Este sistema en las motocicletas ha sido importante en el diseño de los vehiculos, ya que la configuración de llantas las hace inestables al bloquear alguna de las ruedas, sin embargo actualmente se ha desarrollado un sistema de frenado que en ingles se denomina ABS, abreviación de las palabras inglesas (Anti Blocking System). Y cuyo principio consiste en mantener la fuerza de frenado en su mayor eficiencia, según lo muestran las curvas de frenado en la Figura 7.1.

Uno de los sistemas mencionados consiste en un sensor infrarrojo que relaciona la velocidad de giro de la llanta con la fuerza del freno aplicada por el piloto.

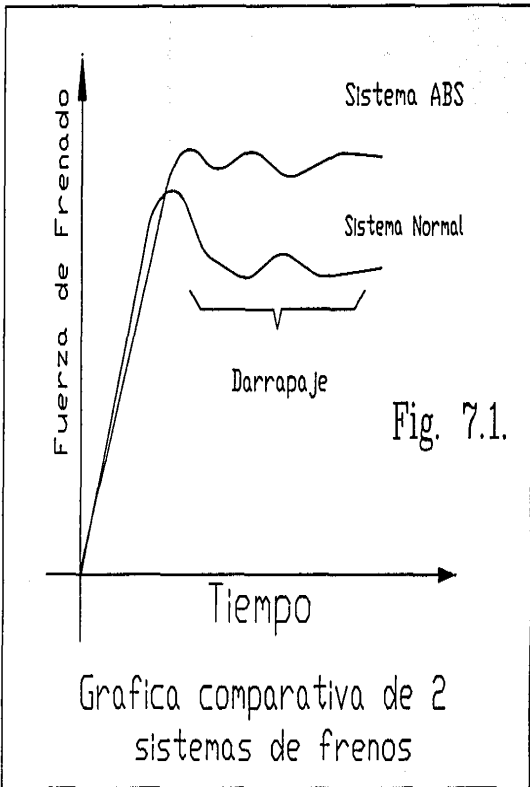
7.1.-Cálculo de frenos.

Literales a usar:

Pc:Presión en el Cilindro.

a:Distancia del centro de giro del disco al pistón de frenado.

d:Diámetro del pistón.



F, F': Fuerzas Normales aplicadas al disco.

μ : Coeficiente de Fricción.

$$F = P_c \times (d/2)^2 = F'$$

$$MF = (\mu F + \mu F')a = 2\mu P_c (d/2) a \quad (1)$$

$$MF = 2\mu Fa$$

Ahora Consideramos que tendremos una relación de 3.5:1 en el pedal de freno y considerando los diámetros standard del pistón tendremos que el diámetro del cilindro maestro es de 1/2" y el del cilindro del freno es de 1" de diámetro, tendremos que si se aplica una fuerza de 20 Kg obtenemos:

$$F_2 = 3.5 F_1 = 3.5 \times 20 \text{ Kg} = 70 \text{ Kg}$$

Donde:

F1: Fuerza Aplicada.

F2: Fuerza después de la palanca.

Luego:

$$\frac{F_3}{d_3} = \frac{F_2}{d_2}$$

Despejando:

$$F_3 = \frac{F_2 \times d_3}{d_2} = \frac{70 \text{ Kg} \times (2.54) \text{ cm}}{1.27 \text{ cm}} = 140 \text{ Kg}$$

Donde:

F2: Fuerza aplicada en el cilindro maestro.

d2: Diámetro del cilindro maestro.

F3: Fuerza en el pistón del disco.

d3: Diámetro del pistón del disco.

Sustituyendo en la ecuación (1) y sabiendo que F3=F obtenemos.

$$MF = 2(\mu)(F)a = 2 (0.4) (140 \text{ Kg}) (12.5 \text{ cm}) = 1400 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Analisis de fuerzas En el freno.

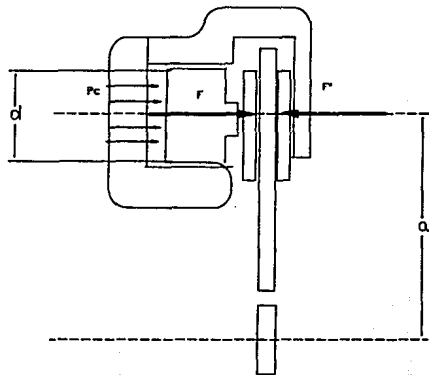
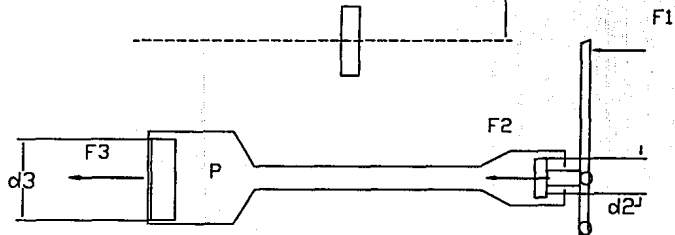


Fig. 7.2.



Donde μ se obtiene del código National Boureau Standard.

Sustituyendo Unidades MF= 13720 Nw-cm

Comparando este valor con el valor obtenido en el Máximo momento que absorbe la llanta antes de derrapar tendremos que este valor es de 16458 Nw-cm, por lo tanto podemos considerar que el sistema es aceptable, ya que la suposición inicial de 20 Kg aplicados en el pedal es conservadora.

Capítulo 8
Aerodinámica

8.-Aerodinámica.

Dentro del diseño actual de vehículos, una de las partes mas estudiadas es la que se refiere a la resistencia que el aire ejerce sobre los cuerpos en movimiento.

La gráfica adjunta, muestra una curva típica para un ensayo en el que se grafica la potencia necesaria contra la velocidad a la que se mueve. La resistencia a la rodadura, aumenta linealmente con la velocidad y la resistencia del aire aumenta en forma cuadrática con la velocidad.

Para poder determinar la amgnitud de esta resistencia, es necesario definir la forma de la carrocería de nuestro vehículo; para ello tendremos que tomar la base de los elementos mecánicos ya diseñados, dandonos las dimensiones aproximadas en la figura, en donde se muestran la posición aproximada de los elementos principales. La forma que escogimos por sus características aerodinámicas y por las características mecánicas dadas se acerca a una elipsoide con una relación de $L/d = 160/80=2$

Obteniendo un coeficiente según la tabla para un flujo laminar de 0.27.

Tomando en cuenta que la fuerza que ejerce el aire sobre el vehículo es:

$$F_x = 1/2 R V^2 C_d A_f$$

Siendo:

F_x : Fuerza ejercida por el aire

R : Densidad del aire

V : Velocidad del vehículo

C_d : Coeficiente de Resistencia

Af = Area frontal

El area frontal será:

Area = $P_1 ab$ si $a = 40/2$ y $b = 80/2$ por las dimensiones del vehiculo tenemos:

$$\text{Area} = 3.1416 \times 20 \times 40 = 2513.27 \text{ cm}^2$$

Ahora considerando que: $R = 1.2 \text{ kg/m}^3$

$$V = 10 - 30 - 60 - 100 \text{ Km/hr}$$

$$C_d = 0.27$$

$$A_f = .2513 \text{ m}^2$$

Por lo tanto:

$$F_x = 1/2 \times 1.2 \times .27 \times .2513 \times V^2 = .0407 V^2$$

$$10 \text{ Km/hr} = 2.77 \text{ m/s}$$

$$F_x = .0407 \times 2.77 = .3123 \text{ Nw}$$

$$30 \text{ Km/hr} = 8.33 \text{ m/s}$$

$$F_x = .0407 \times 8.33 = 2.8241 \text{ Nw}$$

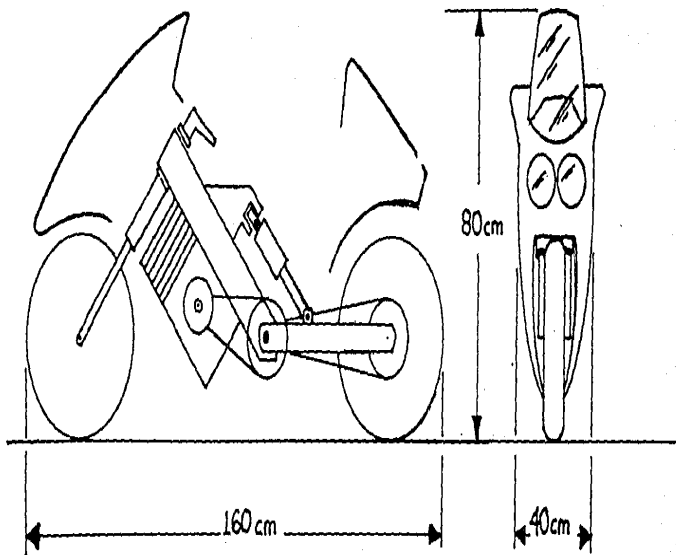
$$60 \text{ Km/hr} = 16.66 \text{ m/s}$$

$$F_x = .0407 \times 16.66 = 11.3055 \text{ Nw}$$

$$100 \text{ Km/hr} = 27.77 \text{ m/s}$$

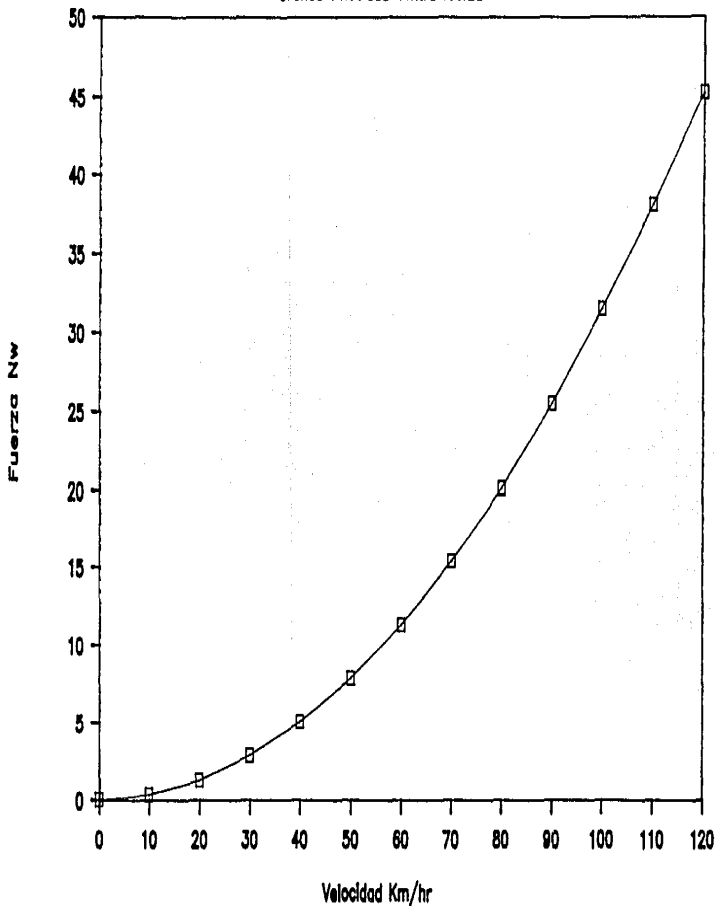
$$F_x = .0407 \times 27.77 = 31.40 \text{ Nw}$$

Graficando obtenemos la gráfica en la figura siguiente:



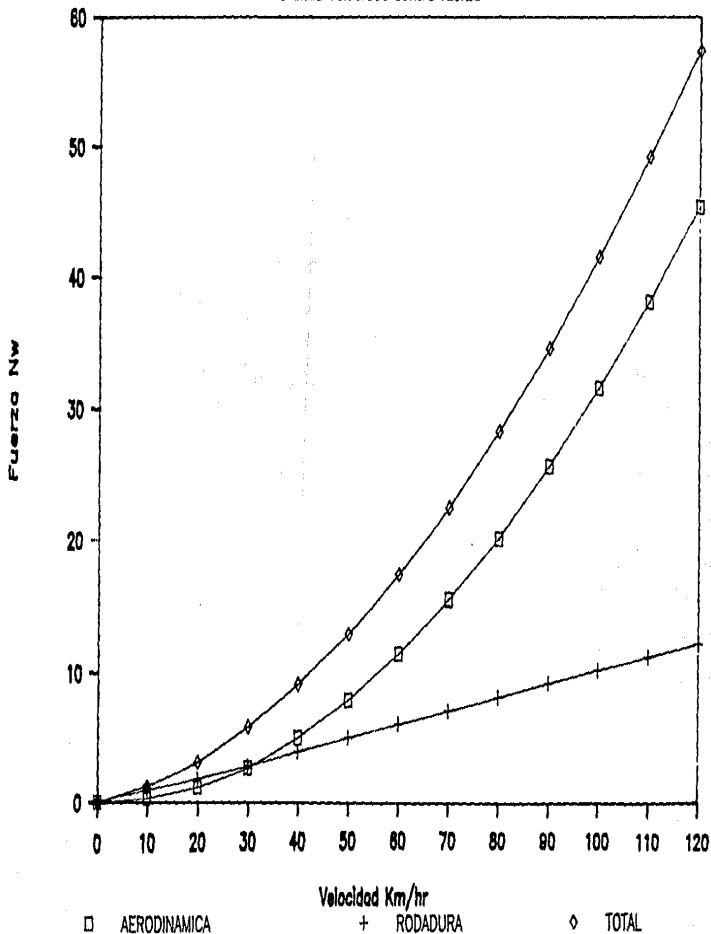
Grafica De Aerodinamica del vehiculo

Grafica Velocidad contra fuerza



Grafica Tipica De Resistencias

Grafica Velocidad contra fuerza



Conclusión

Conclusiones.

El trabajo nos enseña la importancia de las ecuaciones que simulan el comportamiento del vehículo, de esta manera es posible darnos cuenta de como se va a comportar el vehículo, de una manera general, evitando la necesidad de un exceso de experimentación, comprendiendo las fuerzas que actúan durante la marcha de cualquier vehículo, dándonos la pauta para poder diseñar el tipo de transmisión, en base a parámetros fijos, como puede ser en nuestro caso, el motor, que en base a su curva de potencia y torque, nos da como ya dijimos la pauta para diseñar mediante las ecuaciones de balance de tracción, primero los elementos mecánicos y posteriormente predecir de manera general el comportamiento del vehículo.

La importancia de las fuerzas que impulsan al vehículo tienen lugar en los elementos deformables que van en contacto, con el piso, y que todos conocemos como neumáticos. Aquí podemos darnos cuenta de que no solo las fuerzas normales actúan en la transmisión de la potencia sino que hay otras fuerzas, que se deben a los esfuerzos de deformación que se producen en el seno de estos elementos al momento en el que el vehículo es acelerado o enfrenado, y que pueden ser una limitante de la potencia que pueda ser transmitida o no al piso de una manera eficiente, entre otras cosas, no hace preguntarnos si realmente la fricción como lo dice la física clásica solo depende de la normal o no, pudiendo contestar a esto que en algunos casos en el que el cuerpo no es completamente rígido y liso este teorema puede ser cuestionado.

La transmisión es parte fundamental en los vehículos, debido a que las velocidades a las que trabajan la mayoría de los motores de combustión son muy grandes surgiendo la necesidad de reducir las Rpm entregadas, además de que el suministro de potencia y de torque entregados por este tipo de motores no es constante, sino que es función de la revoluciones, Debido a esto nosotros damos para este tipo de aplicación una alternativa al seleccionar un convertidor de par que ha demostrado ser eficiente en este tipo de aplicaciones. La manera de hacer que el vehículo tenga una marcha aceptable es haciendo un buen diseño de transmisión, como el que proponemos.

Traficabilidad, palabra importante en el diseño de automóviles que no es muy escuchada en el medio, aunque es palpable en todo vehículo, ya que debido a estos parámetros los vehículos se diferencian, es decir que un Jeep no tiene el mismo valor en los parámetros de traficabilidad que un auto de calle, aquí podemos ver la importancia de dichos parámetros, importancia que nos obliga a no descuidarlos en el diseño de cualquier tipo de vehículo.

Alguna vez nos hemos preguntado, porque los vehículos de dos ruedas viran sin necesidad de girar el volante, al hacer el análisis dinámico de las ruedas en las que por la diferencia de radios al inclinarse surge una diferencia en las velocidades tangenciales de la rueda, razón por la cual los vehículos de este tipo pueden ser conducidos sin necesidad de girar el volante.

Parte Medular de nuestro trabajo lo compone el tema de suspensión en el que proponemos un sistema completamente

innovador, y al que hemos denominado doble llanta deslizante y que aprovecha el máximo de ventajas del agarre, implementando una minoría en los problemas existentes en este tipo de vehículos, para esto hicimos un análisis de fuerzas con sus sistemas equivalentes, planteando ecuaciones que no solo sirven para nuestro caso sino para cualquier caso de suspensión, para esto echamos mano de equivalencias de sistemas, intentando reducir al mínimo las variables que intervienen en el diseño.

Frenos, palabra común que usamos a diario, y que no por esto deja de ser importante en cualquier tipo de vehículo, analizando las ventajas de los diferentes sistemas hicimos la selección de un sistema que ha probado ser muy eficiente y confiable en las aplicaciones de vehículo que se mueven y que se usa inclusive en los vehículos prototipo de las grandes firmas, el sistema antes mencionado es el sistema de frenos de disco accionado de manera hidráulica.

La aerodinámica en la actualidad es una de las partes medulares no solo en el diseño de vehículos sino también en el diseño de estructuras, por esto podemos ver que las fuerzas debidas a la fricción del aire contra otras superficies no puede ser despreciada, ya que a altas velocidades, la fuerza que ejerce el viento puede llegar a ser una limitante en el movimiento para nuestro caso de un vehículo prototipo.

En general podemos decir que el objetivo de establecer bases para el diseño y la construcción de un vehículo prototipo se ha cumplido de manera satisfactoria, remarcando aspectos nuevos y ecuaciones que en su gran mayoría son producto de la modelación de vehículos y que han mostrado describir de una manera aceptable el

comportamiento de estos.

La suspensión que proponemos es una idea innovadora que puede ser llevada a la práctica y que debe funcionar de una manera satisfactoria, según lo indican las ecuaciones, la experiencia, y porque no la corazonada y el sentido común.

TABLA 1.1.

TABLA DE ESPECIFICACIONES PARA CONVERTIDORES
DE PAR DE INDUSTRIAS SALSBURY.

MODELO	POLEA CONDUCTORA	POLEA CONDUCTIDA	ANCHO BANDA	ESTILO	RANGO RELACION		RANGO POTENCIA	
					LO	HI	2T	4T
700	700	700	.950	SS TS	3.95	1.00	15-25	8-16
705	700	705	.950	SS	3.95	1.00	15-25	8-16
770S	780S	770	1.18	SS TS	3.95	.76	15-30	8-16
775A	780A	775	1.18	SS	3.86	.87	15-30	8-16
775S	780S	775	1.18	SS	3.95	.76	15-30	8-16
780A	780A	780	1.18	TS	3.44	.76	15-30	8-16
780S	780S	780	1.18	TS	3.71	.69	15-30	8-16
790A	780A	790	1.18	SS TS	3.43	.61	15-30	8-16
790S	780A	790	1.18	SS TS	3.38	.54	15-30	8-16
815	810	850	1.25	TS	3.41	.69	20-45	N/A
910	910	850	1.25	TS	3.13	.78	20-45	N/A

Tablas 1.2. y 1.3.

Coefficiente de resistencia a la rodadura y coeficiente de adherencia de tractores.

Tipo de Camino	Tractores con neumáticos		Tractores de oruga	
De tierra seco	0,03-0,05	0,6-0,8	0,05-0,7	0,9-1,1
Tierras vírgenes baldío compacto	0,05-0,07	0,7-0,9	0,06-0,07	1,0-1,2
Baldío sin labrar 2-3 años, prados segado	0,06-0,08	0,6-0,8	0,06-0,07	0,9-1,1
Rastrojera	0,06-0,10	0,6-0,8	0,06-0,08	0,8-1,0
Campo labrado	0,12-0,18	0,5-0,7	0,08-0,10	0,6-0,8
Campo preparado para la siembra	0,16-0,18	0,4-0,6	0,09-0,12	0,6-0,7
Suelo turbo-pantano desaguado	-	-	0,11-0,14	0,4-0,6
Camino de nieve apisonada	0,03-0,04	0,3-0,4	0,06-0,07	0,5-0,7

Coefficiente de resistencia a la rodadura y el coeficiente de Adherencia de automoviles.

Tipo de camino	Coefficiente Resistencia	Coefficiente adherencia
Carretera asfaltada	0,015-0,020	0,6-0,75
Camino de grava-macadamizada	0,020-0,030	0,5-0,65
Pavimento de guijo	0,025-0,035	0,4-0,50
Camino de tierra seco	0,030-0,050	0,5-0,70
Camino de tierra despues de llover	0,050-0,150	0,35-0,50
Arena	0,100-0,300	0,65-0,75
Camino de nieve apisonada	0,030-0,040	0,3-0,35

Standard Selection Method for Dodge Roller Chain Drives

Follow Steps 1 to 8 below for drive selection. Also note the bold face headings on this page.

Step 1. Determine Class of Service—See table on page 50-58 for class of service for driven machine.

Step 2. Select Service Factor—Obtain the service factor from the table below.

Service Factor

Class of Service	Type of Input Power		
	Internal Combustion Engine with Hydraulic Drive	Electric Motor or Turbine	Internal Combustion Engine with Mechanical Drive
A	1.0	1.0	1.2
B	1.2	1.3	1.4
C	1.4	1.5	1.7

Step 3. Determine Design HP—Multiply the normal running HP by the service factor selected in Step 2 (divide this by 1.7 for double strand chain; by 2.5 for triple strand; by 3.3 for quadruple strand).

Step 4. Determine Size of Small Sprocket—Refer to the tables of HP Ratings on the following pages. Using the Design HP from Step 3 and the RPM of the high speed shaft, find the shortest pitch chain with a sprocket having: 1. HP rating equal to or greater than the Design HP; 2. Bore large enough to accommodate the high speed shaft diameter and 3. Satisfactory number of teeth.

Unless speeds are low, it is not advisable to use less than 17 teeth in the small sprocket. It is often preferable for the sake of quietness and long life to select a small sprocket with a greater number of teeth in a finer pitch, than to use a fewer number of teeth in a coarser pitch. Selection of the sprocket to operate at speeds somewhat below the recommended maximum will increase drive smoothness and quietness of operation.

Step 5. Calculate Speed Ratio—

$$\text{Speed Ratio} = \frac{\text{High speed shaft RPM}}{\text{Low speed shaft RPM}}$$

A speed ratio over 7 is generally not recommended for one chain drive. Very slow speed drives (up to 100 RPM of the small sprocket) are often practicable with as few as 9 or 10 teeth in the small sprocket, allowing ratios up to 12. Where the ratio exceeds 5, consider the possibility of using double-reduction drives to obtain maximum service life.

Step 6. Determine Size of Large Sprocket—Determine number of teeth by multiplying number of teeth in small sprocket by speed ratio. Large sprocket should not exceed 120 teeth. If a sprocket with a sufficiently near number of teeth is not listed, it will be necessary to select a small sprocket of a different size than originally selected. See ratios possible with stock sprockets on page 50-68.

Step 7. Determine the Center Distance—For the average application, a center distance of 30 to 50 pitches of the chain represents good practice. For pulsating loads, centers as short as 20 pitches of chain may be desirable. To permit the sprocket teeth to clear, the center distance must at least be slightly greater than one-half the sum of the outside diameters of the two sprockets.

It is desirable to have not less than 120° arc of contact on the smaller sprocket. The arc of contact is never less than 120° for speed ratios of 3 and less. To assure not less than 120° for speed ratios greater than 3, the center distance should be not less than the difference in sprocket diameters. After Step 8 below, if the calculated center distance for a snug chain is desired, see page 50-79.

Step 8. Calculate the Chain Length—See pages 50-79, 50-82 and 50-83.

Slow Speed Drives—Dodge roller chains may be selected on the basis of ultimate tensile strength and without regard to horsepower ratings where lineal speed of the chain is under 100 fpm and loading is uniform.

Where chain length is more than 50 pitches, the maximum applied load may be as great as ¼ of the tensile strength of the chain for speeds below 50 fpm and ¼ of the tensile strength for 50 to 100 fpm.

Hardened Teeth—The advantages gained by hardening the teeth of the small sprocket easily offset the hardening cost. Longer life, increased strength, equalized wear between small and large sprockets—all result in lower overall cost to the chain drive user. Hardened steel sprockets are recommended for use under the following conditions: 1. Slow speed, heavily loaded drives where chains and sprockets are selected on the basis of chain tensile strengths; 2. Moderate speed drives where sprockets have 17 teeth or less; 3. High speed drives where sprockets have 25 teeth or less; 4. When speed ratios exceed 4 to 1; 5. When drives are operating exposed to dirty or dusty surroundings.

Drive Position—The most favorable position for a roller chain drive is with the center line of the sprockets horizontal or at an angle up to about 60°. With small sprockets or low center distances, the slack side should be the lower span to avoid the possibility of the loose upper strand making contact with the tight lower strand. If this cannot be avoided, center distance adjustment or an idler sprocket should be provided.

Avoid vertical or nearly vertical drives if possible. If unavoidable, some form of center distance adjustment is essential to secure a snug fit of the chain.

On short horizontal drives it is desirable to have the slack side run on the bottom. With the slack side on the top, there is a tendency for it to be pushed out of proper tooth engagement. With normal centers and reasonably sized sprockets, the slack side may be either at the top or at the bottom.

Chain Adjustment—Center distance adjustment is desirable for all chain drives. If fixed centers are required, some form of slack adjustment should be provided. In the case of low speed ratio (3 or less) short center drives, center adjustment is not always necessary except for drives subject to impulse, load reversals or shock loads.

Additional Sprockets—An idler sprocket is generally recommended for a fixed center drive. Place on the slack side as close to the larger sprocket as feasible. If a drive has more than two sprockets or has an idler sprocket consult Dodge.

Chain length and center distance computations

A center distance equal to the diameter of the large sprocket plus one-half the diameter of the small sprocket is the suggested minimum for average applications.

An even number of pitches is desirable. However, if an odd number of pitches is required, offset links are provided.

These symbols are used for the following formulas:

a = desired sprocket centers in inches

E = exact sprocket centers in inches

g = pitch diameter of small sprocket in inches

G = pitch diameter of large sprocket in inches

N = actual length of chain in pitches

P = chain pitch in inches

p = number of teeth in small sprocket

T = number of teeth in large sprocket

To determine the sprocket centers and chain length of a given drive, calculate factor A using the formula:

$$A = \frac{G - g}{2}$$

Refer to Table 4 and select factors B, C and D corresponding to value A or the next higher value.

The number of pitches in the chain equals the sum of the pitches between sprockets and the pitches around the sprockets, or

$$\text{Number of pitches} = \frac{B \cdot a}{P} + C + D$$

The chain length should equal an even number of pitches so that the chain will couple without the use of an offset link. Therefore, select an even whole number nearest to the calculated number of pitches. Using this value as N, the exact sprocket centers is found by the following formula:

$$E = \frac{(N - C - D)P}{B}$$

Table 4 • Factors for sprocket centers and chain length

A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
0.0000	2.0660	5.0000	5.0000	1.9937	1.9598	4.381	5.029	3.9073	1.9410	2.712	5.778
0.0436	2.0000	4.986	5.014	2.0364	1.9581	4.347	5.653	3.9474	1.8378	3.028	6.782
0.0873	1.6599	4.972	6.028	2.0791	1.9563	4.333	6.667	3.9876	1.8341	3.694	6.306
0.1310	1.9598	4.958	5.042	2.1218	1.9545	4.319	5.681	4.0276	1.8308	3.681	6.318
0.1745	1.9597	4.944	5.056	2.1644	1.9526	4.306	5.694	4.0674	1.8271	3.667	6.333
0.2181	1.9595	4.931	5.069	2.2070	1.9507	4.292	5.708	4.1072	1.8235	3.653	6.347
0.2616	1.9593	4.917	5.083	2.2495	1.9487	4.278	5.722	4.1469	1.8199	3.639	6.361
0.3052	1.9591	4.903	5.097	2.2920	1.9468	4.264	5.736	4.1866	1.8163	3.625	6.375
0.3487	1.9588	4.889	5.111	2.3345	1.9447	4.250	5.750	4.2262	1.8126	3.611	6.389
0.3922	1.9585	4.875	5.125	2.3769	1.9427	4.236	5.764	4.2657	1.8089	3.597	6.403
0.4357	1.9581	4.861	5.139	2.4192	1.9406	4.222	5.778	4.3051	1.8052	3.583	6.417
0.4792	1.9577	4.847	5.153	2.4616	1.9385	4.208	5.792	4.3445	1.8014	3.569	6.431
0.5227	1.9573	4.833	5.167	2.5038	1.9363	4.194	5.806	4.3837	1.7976	3.556	6.444
0.5662	1.9569	4.818	5.181	2.5460	1.9341	4.181	5.819	4.4229	1.7937	3.542	6.458
0.6097	1.9563	4.804	5.194	2.5882	1.9319	4.167	5.833	4.4620	1.7899	3.528	6.472
0.6532	1.9557	4.790	5.208	2.6303	1.9297	4.153	5.847	4.5010	1.7860	3.514	6.486
0.6967	1.9551	4.776	5.222	2.6724	1.9273	4.139	5.861	4.5399	1.7820	3.500	6.500
0.7402	1.9545	4.762	5.236	2.7144	1.9249	4.125	5.875	4.5787	1.7780	3.486	6.514
0.7837	1.9538	4.748	5.250	2.7564	1.9225	4.111	5.889	4.6175	1.7740	3.472	6.528
0.8272	1.9531	4.734	5.264	2.7983	1.9201	4.097	5.903	4.6561	1.7700	3.458	6.542
0.8707	1.9524	4.720	5.278	2.8402	1.9176	4.083	5.917	4.6947	1.7659	3.444	6.556
0.9142	1.9516	4.706	5.292	2.8820	1.9151	4.069	5.931	4.7332	1.7618	3.431	6.569
0.9577	1.9508	4.692	5.306	2.9237	1.9126	4.055	5.944	4.7718	1.7576	3.417	6.583
1.0012	1.9500	4.678	5.320	2.9654	1.9100	4.042	5.958	4.8103	1.7535	3.403	6.597
1.0447	1.9492	4.664	5.334	3.0071	1.9074	4.028	5.972	4.8489	1.7492	3.389	6.611
1.0882	1.9484	4.650	5.348	3.0486	1.9048	4.014	5.986	4.8874	1.7450	3.375	6.625
1.1317	1.9476	4.636	5.362	3.0902	1.9021	4.000	6.000	4.9257	1.7407	3.361	6.639
1.1752	1.9468	4.622	5.376	3.1316	1.8994	3.986	6.014	4.9642	1.7364	3.347	6.653
1.2187	1.9460	4.611	5.389	3.1730	1.8966	3.972	6.028	5.0000	1.7321	3.333	6.667
1.2622	1.9452	4.597	5.403	3.2144	1.8939	3.958	6.042	5.0377	1.7277	3.319	6.681
1.3057	1.9444	4.583	5.417	3.2557	1.8910	3.944	6.056	5.0754	1.7233	3.306	6.694
1.3492	1.9436	4.569	5.431	3.2969	1.8882	3.931	6.069	5.1129	1.7188	3.292	6.708
1.3927	1.9428	4.556	5.444	3.3381	1.8853	3.917	6.083	5.1504	1.7143	3.278	6.722
1.4362	1.9420	4.542	5.458	3.3792	1.8824	3.903	6.097	5.1877	1.7098	3.264	6.736
1.4797	1.9412	4.528	5.472	3.4202	1.8794	3.889	6.111	5.2250	1.7053	3.250	6.750
1.5232	1.9404	4.514	5.486	3.4612	1.8764	3.875	6.125	5.2621	1.7007	3.236	6.764
1.5667	1.9396	4.500	5.500	3.5021	1.8733	3.861	6.139	5.2992	1.6961	3.222	6.778
1.6102	1.9388	4.486	5.514	3.5429	1.8703	3.847	6.153	5.3361	1.6916	3.208	6.792
1.6537	1.9380	4.472	5.528	3.5837	1.8672	3.833	6.167	5.3730	1.6868	3.194	6.806
1.6972	1.9372	4.458	5.542	3.6244	1.8640	3.819	6.181	5.4097	1.6821	3.181	6.819
1.7407	1.9364	4.444	5.556	3.6650	1.8608	3.805	6.194	5.4464	1.6773	3.167	6.833
1.7842	1.9356	4.431	5.569	3.7056	1.8576	3.792	6.208	5.4829	1.6725	3.153	6.847
1.8277	1.9348	4.417	5.583	3.7461	1.8544	3.778	6.222	5.5194	1.6678	3.139	6.861
1.8712	1.9340	4.403	5.597	3.7865	1.8511	3.764	6.236	5.5557	1.6630	3.125	6.875
1.9147	1.9332	4.389	5.611	3.8268	1.8478	3.750	6.250	5.5919	1.6581	3.111	6.889
1.9582	1.9324	4.375	5.625	3.8671	1.8444	3.736	6.264	5.6280	1.6532	3.097	6.903

BIBLIOGRAFIA.

Stepanov, Yu. A.

Motores de automovil.

Rusia, Editorial MIR.

655 p.

Chudakov, D.A.

Fundamentos de la teoría y el Cálculo de Tractores y automóviles.

Rusia, Ed. MIR

434 p.

Ruiz, Marco

100 años de Automovil.

España, Difusora Internacional.

280 p

Vega, Jose Luis.

El libro del automovil.

México, Ed. Impresora y editora Mexicana.

424 p

White, Frank M.

Mecánica de fluidos.

México, Mcgraw-hill.

757 p

Beer, Ferdinand P.

Mecánica vectorial para ingenieros.

México, Mcgraw-hill.

437 p.

Ogata, Katsuhiko.

Dinámica de sistemas.

México, Prentice-Hall.

619 p