

300617

32  
2 ej



# UNIVERSIDAD LA SALLE

Escuela de Ingeniería  
Incorporada a la U.N.A.M.

**DESARROLLO DE UN SISTEMA MECANICO PARA OBTENER  
AMORTIGUACION PROGRESIVA EN LA RUEDA  
TRASERA DE UNA MOTOCICLETA**

## **Tesis Profesional**

Que para obtener el título de:  
**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
(AREA MECANICA)**

**P r e s e n t a :**

**Marcos Jorge Parra Moreno**

México, D. F., 1986

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



## **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.

# C O N T E N I D O

## INTRODUCCION

Capítulo I.- Descripción del Vehículo

- a) Objetivo
- b) Definiciones

Capítulo II.- Antecedentes

Capítulo III.- Análisis Dinámico del Sistema Convencional

Capítulo IV.- Análisis Dinámico del Sistema Mono-Amortiguador

Capítulo V.- Análisis Comparativo entre los dos Sistemas

Capítulo VI.- Desarrollo de un Sistema Original de Eslabonamiento

Conclusiones

Bibliografía

## I N T R O D U C C I O N

El presente trabajo se enfoca primordialmente al análisis y a la síntesis de un sistema de suspensión trasera de una motocicleta destinada a usarse en caminos de terracería y en lugares donde la superficie del suelo es bastante irregular.

Antes de comenzar el análisis, es conveniente describir el vehículo en cuestión y conocer la evolución del sistema de suspensión desde su invención, hasta la actual mono-amortiguador. El primer y segundo capítulo comprenden lo anterior respectivamente, mientras que los restantes se dedican al análisis y síntesis de los dos últimos sistemas de suspensión trasera, que se han desarrollado hasta la fecha y a nivel mundial.

El tercer capítulo describe y analiza minuciosamente el sistema convencional de doble amortiguador, mientras que en el cuarto capítulo, el sistema mono-amortiguador es analizado de igual forma. En el capítulo siguiente se explica la necesidad de la progresividad de una suspensión para éste tipo de vehículos. Además se describen las ventajas y desventajas que ofrece cada sistema en particular. Durante esta fase de análisis, se crearon tres programas para computadora en lenguaje BASIC, con el objeto de conocer en forma directa, el comportamiento de cada sistema en forma particular, y están diseñados de tal manera que el usuario puede manejar los datos a su conveniencia, para poder determinar un sistema único, que se adapte a sus necesidades y condiciones de manejo.

Por último, en el sexto capítulo, se desarrolla un sistema original de suspensión trasera, a fin de generar una idea sólida para patentar este ventajoso sistema de mono-amortiguador sobre vehículos nacionales.

## CAPITULO I

### Descripción del Vehículo

Todos sabemos que la motocicleta es un vehículo motorizado de --- dos ruedas, cuya capacidad de carga es el equivalente al peso de dos - personas, pero el vehículo al cual se enfoca nuestro estudio, es una - motocicleta que transporta a una sola persona (conductor) sobre cami-- nos de terracería y/o sobre superficies naturales, para fines competi-- tivos.

En la actualidad existen dos modalidades competitivas dentro del- ramo motociclístico, los cuales son sobre y fuera de caminos pavimenta dos. Dentro de la segunda modalidad mencionada, comúnmente conocida - como "OFF-ROAD", se distinguen otras dos modalidades, las cuales se co rresponden al moto-cross y enduro. Ambas se realizan sobre terrenos - de superficie irregular, y en el caso del enduro, sobre terreno neta- mente natural.

Debido a lo anterior, y al desarrollo continuo de motores más pa tentes, es necesario incrementar el nivel de seguridad y manejo de di- chos vehículos, lo cual se logra mejorando el sistema de suspensión y- todos los demás componentes que a continuación se describen.

El primer componente esencial, es el chasis, ya que en este, se sujetan todos los demás componentes del vehículo, además es la estructura más fuerte y de mayor importancia, puesto que ésta determina el comportamiento dinámico de todos los componentes en conjunto. En la actualidad, este componente ha tenido significantes avances tecnológicos, debido a la continua búsqueda de alta resistencia con mayor ligereza. A menudo se le denomina como "cuadro" ó "bastidor".

Otro de los componentes básicos, es la suspensión delantera cuya finalidad es la de brindar comodidad y facilidad de manejo, evitando que las irregularidades del camino sean transmitidas directamente al chasis y por ende al conductor.

Al igual que el anterior y al cual enfocaremos esta obra, es la suspensión trasera.

Los siguientes componentes básicos son las ruedas, cuya función es la de sostener el vehículo sobre el terreno y aporta su calidad-circular para su desplazamiento. Normalmente la rueda trasera es la motriz y fija, mientras que la delantera es libre y determina la dirección del vehículo.

Dentro de este grupo, se define el sistema de frenos, ya que es tos se encuentran y forman parte de la rueda.

El motor es otro componente básico, puesto que genera la energía suficiente para impulsar el vehículo. Este componente, normalmente incluye la caja de velocidades o transmisión primaria, aunque-

existen modelos en donde estas dos partes (motor-transmisión) se encuentran por separado. La transmisión secundaria se realiza por medio de una cadena o por medio de una flecha "cardán" para transmitir la energía del motor a la rueda trasera. Claro está que dentro de este componente se consideran las partes auxiliares para su buen funcionamiento como lo son: el carburador, filtros, sistema de arranque, etc.

Por último está el sistema eléctrico y carrocería, cuyas funciones principales son: para el primero; surtir energía eléctrica a las diferentes partes del vehículo para iluminación del mismo, ya que por necesidad, al circular de noche, éste debe estar provisto tanto de luces de posición como de una luz principal para iluminar el camino por donde se transita. Para el segundo; es dar comodidad de manejo además de darle estética y protección a componentes auxiliares. En ocasiones la carrocería forma parte integral de un componente auxiliar-- importante funcional, como es el caso del tanque de gasolina.

a) Objetivo

El objetivo real del presente trabajo, se fundamenta principalmente en la necesidad de aumentar la seguridad y mejorar la manejabilidad de una motocicleta de fabricación nacional.

Uno de los problemas principales que se tienen en los vehículos de producción actual que afectan directamente en la seguridad del --- usuario, es la suspensión, siendo la correspondiente a la rueda trasera la que necesita de mayores cambios de diseño.



A nivel mundial, la suspensión trasera ha evolucionado enormemente, llegando incluso a perfeccionar el ventajoso sistema de mono-amortiguador.

Como se comprobará más adelante, dicho sistema ofrece varias ventajas técnicas, que satisfacen las necesidades ya mencionadas, por lo que se pensó desarrollar (sin llegar a una copia exacta) un sistema de mono-amortiguador original para patente nacional. Por lo tanto el objetivo se define de la siguiente manera:

Desarrollar un nuevo sistema mecánico de suspensión trasera, que contribuya a mejorar la manejabilidad y el comportamiento dinámico -- del vehículo sobre terrenos de superficie irregular.

b) Definiciones

**Mono-amortiguador.** - Dicese así al sistema de suspensión trasera de una motocicleta, en donde su utiliza un solo amortiguador.

**Amortiguador.** - Es un elemento mecánico-hidráulico, cuya función es evitar sacudidas bruscas causadas por las irregularidades del suelo por donde se transita. En el mundo del motociclismo, un amortiguador consta de 2 partes: 1) resorte y 2) amortiguador propiamente dicho. El primero es un elemento helicoidal de alambre de acero, cuya función principal

es la de absorber por un corto período de tiempo,-- la energía de choque de los neumáticos con el suelo. En el segundo, es un elemento que evita que la frecuencia de oscilación del resorte se prolongue-- a más de un período.

#### -Sistema Progresivo

Es aquél sistema en donde la relación entre el desplazamiento de la rueda y la del amortiguador aumenta, es decir, que si el brazo tuviera 21 pulg-- das de longitud y el amortiguador fuera montado sobre este brazo a 7 pulgadas a partir de un extremo-pivote, se conseguiría 3 pulgadas de desplazamiento de la rueda (situada en el extremo libre) por una-- pulgada de desplazamiento del amortiguador, y la relación de palancaje sería de 3 a 1. Para el siste-- ma progresivo esta relación aumenta ó disminuye de-- acuerdo con la posición de la rueda y el sentido-- del movimiento (si sube ó baja). La relación no varía para el sistema de palancaje descrito pero para un sistema progresivo, ésta varía de la siguiente manera: 3 a 1... 3.237 a 1... 3.917 a 1... 4.01 etc. y esta progresión se obtiene por medio de eslabona-- mientos y palancajes que determinaremos en los capí-- tulos siguientes:

La razón por la cual se intenta una progresión por un mecanismo, es la de elimi-- nar la manufactura de resortes no lineales y obtener que la suspensión sea blanda para pequeños brincos ó repeticiones de la rueda, y firme para resistir grandes sacudidas-- ó grandes desplazamientos de la rueda.

## CAPITULO II

### Antecedentes

El desenvolvimiento de la motocicleta tuvo lugar en el año de 1909, cuando se pretendió motorizar las bicicletas a fin de desarrollar vehículos para formar parte en el negocio de la transportación. Efectivamente, así surgió la motocicleta, se le adoptó a una bicicleta un motor únicamente, las demás características siguieron siendo las de una bicicleta, es decir, que carecía de un sistema de frenos tal que absorbiera la Energía Cinética adicional desarrollada por la máquina de combustión interna (motor); carecía también del sistema de suspensión tanto en la rueda delantera como en la rueda trasera; además el sistema de encendido del motor y la relación de transmisión era única ( sin caja de velocidades). Muchas otras discrepancias serán encontradas si las comparamos con las actuales motocicletas de hoy en día.

Posteriormente y dado que no existían caminos pavimentados, se empezó a desarrollar el vehículo tratando de obtener comodidad para el conductor, ya que las irregularidades del camino se transmitían directamente a éste, dificultando el control del mismo.

Esta evolución de sistemas de suspensión, comenzó introduciendo resortes en el asiento del conductor, haciéndolo de diferentes maneras según el propio diseño de cada fabricante, pero básicamente se producían los dos siguientes sistemas mostrados en las figuras (a y b) siguientes.

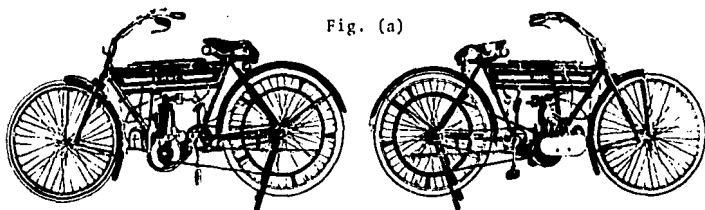
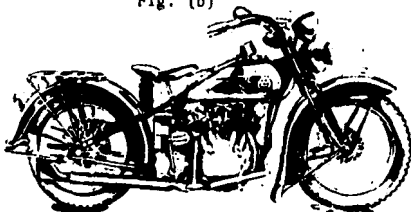


Fig. (a)

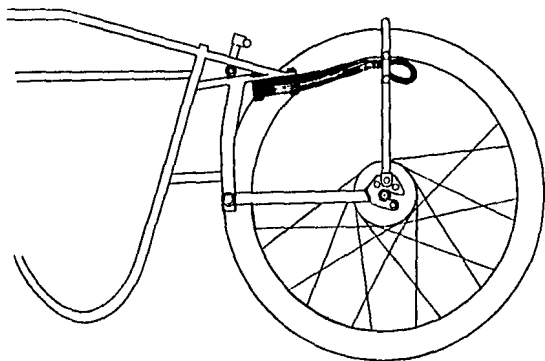
Fig. (b)



En la figura (a) los resortes del asiento trabajan a extensión -- mientras que en la figura (b) trabajan a compresión.

Los fabricantes europeos inventaron un sistema de suspensión -- tanto en la rueda delantera como en la rueda trasera, la cual consistía de hojas de acero elásticas comunmente llamadas "muelles". Para lograr el funcionamiento de este sistema en la rueda trasera, se colocó ésta al chasis por medio de un eslabón con el fin de que pivotara desde un punto estratégico del cuadro (parte inferior). En la parte superior del chasis se colocó (en forma horizontal y paralela-

al eslabón anterior), una hoja elástica en cuyo extremo libre se une por ambos lados al eje de la rueda. A continuación se muestra un modelo con la suspensión descrita y en la cual se observa que la rueda delantera sigue el mismo principio.



Este sistema de suspensión fue utilizado por la firma INDIAN en 1916 y por Excelsior en 1913.

El uso de asiento a base de resortes siguió requiriéndose aún con este sistema de suspensión, ya que además de no ser un buen sistema, las vibraciones del motor se detectaban fuertemente.

Posteriormente dicho sistema dejó de producirse debido a su gran costo y al aumento considerable de peso del vehículo.

Los resortes helicoidales pasaron a sustituir a los muelles en la parte delantera y en la rueda trasera se eliminó por completo.

En la década de los 20's, la tecnología dió un gran paso desde el punto de vista ciclístico, puesto que se le dió mayor importancia a situar el centro de gravedad lo más abajo posible del vehículo y de desarrollar motores de mayor potencia y sistemas de frenos, por ejemplo: la firma Henderson fabricó un vehículo con un motor de 4 cilindros en línea y con un sistema de frenos de tambor en ambas ruedas. Otros fabricantes desarrollaron motores de alta potencia (en su época) a menor costo como lo son los motores de 2 tiempos.

No fué sino hasta poco antes de la segunda guerra mundial cuando las ideas surgen repentinamente, y el mundo del motociclismo da un gran paso tecnológico, puesto que se empiezan a fabricar estos vehículos con motores supercargados con transmisión por cardán y sistema de amortiguación para la rueda trasera. Este último avance mencionado, dió lugar a nuevos diseños de estos vehículos, puesto que el asiento del conductor ya no necesitaría resortes, y esto daba lugar a la fabricación de asientos de una sola pieza destinados a alojar a 2 personas (conductor y pasajero). Cabe señalar que dichos avances se realizaron en América y Europa, mientras que en Japón se consideraba un atraso tecnológico (motociclístico) de 10 años.

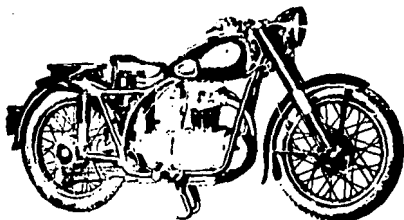
Al terminar la segunda guerra mundial, Japón se dedicó a la manufactura e investigación de este tipo de vehículos, siendo el primer fabricante HONDA, (fundada por el Sr. Ing. SOICHIRO HONDA), el --

cual comenzó su negocio fabricando ciclomotores de poca cilindrada y aprovechando los materiales de deshecho de guerra.

Los modelos japoneses siguieron su propio destino y diseño, aun que muchos de sus modelos eran copiados básicamente de los europeos y americanos. En el año de 1951 aproximadamente, los fabricantes japoneses detectaron la necesidad de proveer un sistema de suspensión a su producto, en un principio se enfocaron primordialmente en instalar este sistema a la rueda delantera, llegando a diseñar y manufacturar un sistema de suspensión con amortiguación incorporada al sistema de dirección semejante a la de hoy en día.

Posteriormente llegaron a la conclusión de que la rueda trasera necesitaba también de un sistema de amortiguación y suspensión a fin de aumentar la confiabilidad de manejo y reducir las probabilidades de fractura de chasis, y por ende los accidentes.

El sistema utilizado consistía en pivotar la rueda desde un punto del chasis por medio de un eslabón. En un extremo de éste se fijaba (con un solo grado de libertad en plano Y-Z) al chasis y en el otro extremo se fijaba la rueda y el amortiguador, éste a su vez y en su otro extremo se colocaba al chasis en posición vertical.

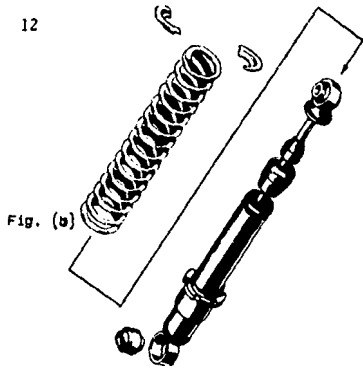
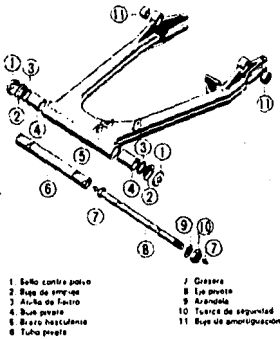


Cabe aclarar que las piezas mencionadas se colocaban en ambos lados de la rueda y que la amplitud del movimiento de la rueda era demasiado baja (75-100 mm). Nótese que la posición del amortiguador es vertical y de tamaño reducido.

A mediados de la década de los 50's, las motocicletas europeas ya habían desarrollado un sistema de suspensión de mayor confort para el conductor y el cual consistía en dos amortiguadores (uno en cada lado de la rueda) con su propio resorte. Este tipo de suspensión proveía mayor comodidad debido a que ésta permitía un mayor desplazamiento de la rueda además de absorber la energía de choque por medio del amortiguador a fin de no perder estabilidad en el manejo.

A continuación se ilustra el sistema descrito para mayor visualización y distinción de los anteriores.





Nótese cómo la rueda se fija al bastidor por medio de un eslabón (brazo oscilante) el cual se fija de manera articulada.

En la parte derecha de la figura, se fija la rueda por medio de un eje roscado en sus extremos y con tuercas a los lados. Los amortiguadores (figura b) son colocados en forma inclinada sujetando su extremo libre al chasis.

A principio de la década de los 60's, los principales fabricantes intentaron extender su mercado de motocicletas tratando de fabricar 2 tipos de vehículos, es decir, que no sólo se enfocaron en producir motocicletas para transporte sobre caminos pavimentados, sino que también se crearon nuevos diseños para uso en caminos de terracería y brechas. Esta idea surgió a raíz de una serie de estudios en base a las necesidades propias de cada uso, detectando que para un vehículo para transporte en zonas no pavimentadas (asfaltadas), era indispensable equipar a la motocicleta de una suspensión más eficiente y de mayor carrera en las ruedas, debido a la mayor cantidad de

obstáculos que se encuentran en los caminos "vírgenes". Además, para poder controlar la motocicleta en dichas circunstancias, ésta debería ser de menor peso y mayor altura, (de modo que ésta no golpee en su parte más baja) y diseño diferente de neumáticos.

Este nuevo tipo de vehículos es conocido hoy en día de diversas formas, ya que ha degenerado notablemente según el tipo de camino, es decir, para competencias en circuitos cerrados se le denomina "MOTO-CROSS" para pistas ó recorridos largos en los montes "ENDURO" etc.

Debido a la gran demanda de este vehículo como deporte, se ha estado invirtiendo gran cantidad de dinero para el desarrollo general y en especial para el mejoramiento de la suspensión.

El primer sistema montado a las motocicletas para el campo, fue similar al último descrito, pero con la única diferencia de su colocación, es decir, para la rueda trasera en particular era necesario aumentar el viaje de ésta, lo cuál se consiguió situando el mismo amortiguador de la figura (b) anterior a la mitad del brazo oscilante en ambos lados. Esto se debe al cambio de la relación de palancaje pasando de la relación anterior (que era de 1 a 1) a la actual de 2 a 1.

Lo anterior quiere decir que por 2 pulgadas de desplazamiento de la rueda posterior, se conseguía 1 pulgada de desplazamiento en el amortiguador.

va colocación de suspensión trasera: el sistema "monoshock", con un sólo ensamble de amortiguador montado horizontalmente debajo del asiento del vehículo y el tanque de gasolina.

La marca YAMAHA absorbió el diseño y en la temporada de Motocross en 1973 marcó una revolución en evolución con su radicalmente nuevo modelo YZ-250 Monocross la cual tuvo sobre 7 pulgadas de viaje en cada rueda (178 mm).

Posteriormente, en los años subsecuentes, el viaje de la suspensión fué incrementada hasta llegar a estandarizarla en doce pulgadas (300 mm) de desplazamiento para ambas ruedas del vehículo. Rutas suaves con estrechas curvas podrían permitir una mayor agilidad y suspensión de viaje corta (280 mm) para ser competitivo. Mientras tanto para caminos ásperos donde la estabilidad no es importante en curvas, una suspensión más larga 13 pulgadas (320 mm) podría justificar las ventajas descritas.

Es importante señalar que el mejor compromiso para las condiciones de Motocross es obtener un viaje de suspensión trasera de 12 pulgadas (300 mm). Esta afirmación es basada por una serie de pruebas experimentales, como es el caso del Equipo Suzuki, el cual trató de aumentar el viaje de la suspensión hasta 15 pulgadas para llegar a concluir que para esta magnitud en el viaje de la rueda trasera, era demasiado difícil y torpe de conducir.

Al principio, los sistemas de suspensión trasera de largo viaje

no trabajaron correctamente, debido a que las unidades amortiguadoras no estaban diseñadas para las cargas a las que serían sujetas, pero-- las suspensiones con largo viaje sin un buen control amortiguante si-- gue trabajando mejor que una suspensión corta. En la actualidad el-- problema ha sido resuelto con el refinamiento del amortiguador "de -- carbón type" provisto de una unidad que puede absorber las cargas im-- puestas por la suspensión de largo viaje.

Regresando al diseño de doble amortiguador, éste requería un nue-- vo diseño de resortes más duros y de constante variable, pues en ese-- entonces se deseaba que la suspensión fuera suave para pequeños des-- plazamientos de rueda y firme para los grandes brincos.

Los grandes motociclistas argumentaban sobre la suavidad de mar-- cha que ofrecía este sistema y fué entonces que fué adoptado por la-- gran mayoría de fabricantes de motocicleta en el mundo incluyendo Mé-- xico.

Lamentablemente en México se sigue utilizando este sistema hoy-- en día, mientras que los grandes fabricantes de otros países han desa-- rrollado 4 sistemas diferentes de suspensión trasera que han impacta-- do al mundo entero por las grandes ventajas que ofrecen.

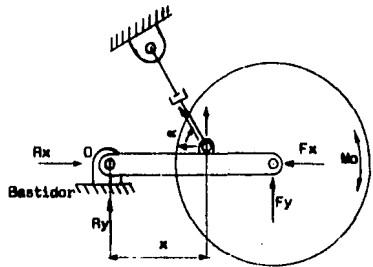
En los capítulos siguientes analizaremos cuidadosamente estos-- últimos sistemas y trataremos de mejorar a fin de lograr el objetivo-- que se ha fijado en el principio de este estudio.

## CAPITULO III

### Análisis Dinámico del Sistema Convencional

El sistema convencional de suspensión trasera, es aquél que está provisto por dos amortiguadores montados por un extremo al brazo oscilante y por el otro al chasis de la motocicleta. Estos se localizan en ambos lados de la rueda (una por lado).

En la figura siguiente se muestra el diagrama de cuerpo libre de la suspensión en cuestión.



Este diseño se originó a partir de la necesidad de aumentar el viaje de la rueda trasera conservando el tipo original ó convencional de brazo oscilante y amortiguadores.

El camino que se siguió para lograrlo, fue mover la posición de montaje del amortiguador hacia adelante en dirección al punto de pivote del brazo oscilante. El tope del ensamble del amortiguador debe ser siempre inclinando hacia el frente del vehículo y nunca permitir ir más allá de la perpendicular (en relación al brazo oscilante) cuando la suspensión es comprimida.

Para poder analizar el sistema convenientemente, iniciaremos situando el amortiguador derecho (vertical) a la altura del eje de la rueda sobre el brazo oscilante (figura 2) y el viaje del vástago del amortiguador sea equivalente al viaje de la rueda trasera, la relación de palancaje de la suspensión sería de 1:1. Para este sistema la carrera del amortiguador determina el viaje de la rueda trasera.

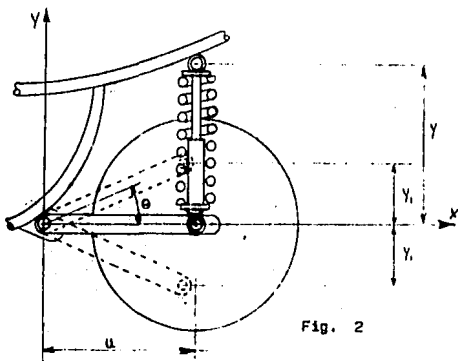


Fig. 2

Para el sistema mostrado en la figura anterior, construir un --- amortiguador con 12 pulgadas de viaje en el vástago para obtener las mismas 12 pulgadas (estandarizadas) en la carrera de la rueda posterior, no es práctico debido a la longitud resultante y peso del amortiguador requerido. Pero esto no sería la única solución al problema, también podemos pensar en establecer la medida del amortiguador en su estado de extensión que según la figura anterior es  $Y+Y_1$ , y en su estado de compresión sería  $Y-Y_1$ . De aquí observamos que el desplazamiento total permisible de la rueda sobre el plano XY es de  $2 Y_1$ .

Pero:

$$\text{Sen } \theta = \frac{Y_1}{u}$$

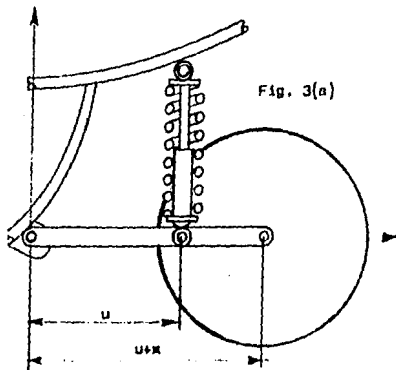
$$Y_1 = u \text{ Sen } \theta$$

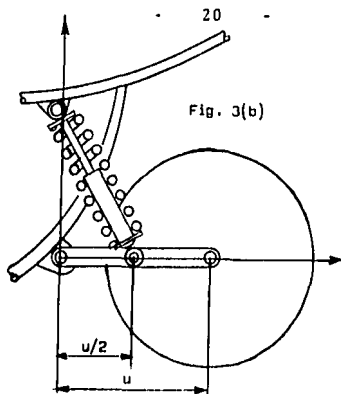
$$\theta = \text{arc sen } \frac{Y_1}{u}$$

De las ecuaciones anteriores observamos que si  $\theta$  aumenta, la dimensión  $Y_1$  también aumenta y por ende el desplazamiento de la rueda trasera. Lo mismo sucede cuando la dimensión  $U$  crece.

Dichas alternativas no nos conducen a ninguna solución adecuada puesto que, para el primer caso, la magnitud del ángulo  $\theta$  se encuentra restringida por las dimensiones propias del amortiguador, y para el segundo caso, nos alteraría la dinámica del conjunto motocicleta puesto que se modificaría la distancia entre ejes de las ruedas de diseño, afectando la maniobrabilidad en curvas,

En este último caso, la variación ascendente de  $U$  puede presentarse en 2 direcciones; la primera en dirección contraria al sentido indicado del eje  $X$ , el cual es limitado debido al volumen que ocupa el motor, y la segunda, sobre el sentido indicado del eje  $X$  con las limitantes ya mencionadas. Este razonamiento dió lugar a la idea de posicionar en diferente lugar el amortiguador. Esto es que, en vez de alargar el brazo oscilante, se recorrió hacia adelante la posición del amortiguador (figura 3 (b)) obteniendo las siguientes ventajas.





- El viaje de desplazamiento de la rueda trasera aumenta en proporción a la disminución de la distancia U
- El diseño original del brazo oscilante no cambió
- Se conservaron las características dimensionales del amortiguador (ahorro en peso)
- Se logró el objetivo fijado al principio del capítulo
- La relación de palancaje del brazo oscilante aumenta
- Se consigue un efecto progresivo

La relación de palancaje en el brazo oscilante se debe mantener so  
bre el área comprendida entre 2:1 que es lo común para suspensiones tra  
seras convencionales de doble amortiguador, ya que, una relación más al  
ta imparte demasiada fuerza al amortiguador, afectando su confiabilidad  
y funcionamiento, llegando a aminorar la sensibilidad para pequeños des  
plazamientos de la rueda trasera. El bastidor y el brazo oscilante tam



bién tienen que ser más fuertes y mas pesados para poder resistir el incremento de la fuerza de carga, debido a la relación mencionada.

La posición del amortiguador sobre el brazo oscilante entre la - rueda trasera y el punto de pivotaje del mismo, es un factor determi- nante para la relación de palancaje, sin embargo el ángulo con que el amortiguador es montado al bastidor, también afectará en la relación de palancaje y cómo variaría ésta en cualquier punto del arco que -- describe el viaje de la rueda trasera.

El cálculo de la relación de palancaje del brazo oscilante se -- realiza por medio de la siguiente expresión.

R.P.B. = Longitud del brazo oscilante

Distancia desde el punto pivote del brazo oscilante a - la línea central del amortiguador tomada en ángulo rec- to.

Donde el numerador es una dimensión constante

La magnitud del denominador se determina mediante lo siguiente.

Por tanto:

$$d = \sqrt{X^2 + Y^2}$$

donde:

$$X = \frac{m_1 X_1 - Y_1}{m_1 + 1/m_1}$$

Pero:

$$m = \frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1} ; Y = - \frac{X}{m_1}$$

$$X = \frac{\frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1} X_1 - Y_1}{\frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1} + \frac{1}{X_2 - X_1}} = \frac{\tan \alpha X_1 - Y_1}{\tan \alpha + \frac{1}{\tan \alpha}}$$

$$Y = - \frac{X}{\frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1}} = - \frac{X}{\tan \alpha}$$

READY

BUN, MULA  
TWENTY

READY

BUN MULA  
PROGRAMA PARA GRAFICAR LA PRECISION DEL SISTEMA CONVENCIONAL

CUAL ES LA INCLINACION DEL AMORTIGUADOR CON RESPECTO AL BRAZO OSCILANTE ?  
 ALA (EN GRADOS) 13.7 40  
 CUAL ES LA LONGITUD DEL BRAZO OSCILANTE ?  
 LONG (EN MM) 15 43 536  
 CUAL ES EL ANGULO (EN GRADOS) QUE FORMA EL BRAZO OSCILANTE CON  
 LA HORIZONTAL CUANDO LOS AMORTIGUADORES SE ENCUENTRAN EN SU  
 MAXIMA EXTENSION ? SI ES NEGATIVO MARCAR EL SIGNO  
 ANGA 47 -40  
 CUAL ES LA LONGITUD TOTAL DE LOS AMORTIGUADORES EN EXTENSION ?  
 LONG. AMOT. 47 440  
 CUAL ES LA DISTANCIA DEL OJEN AL PUNTO DE UNION DEL AMORTIGUADOR  
 CON EL BRAZO OSCILANTE ?  
 D 47 377

LAS COORDENADAS INICIALES DEL EXTREMO SUPERIOR DEL AMORTIGUADOR SON  
 COORDENADA X= 200 350.000 COORDENADA Y= 120.000  
 LAS COORDENADAS DEL PUNTO SUPLENEN DEL AMORTIGUADOR SON  
 COORDENADA X= 100.312 COORDENADA Y= 269.034  
 POSICION DE LA RUEDA

EN MILIMETROS		R.P.R. RELACION DE PALANCAJE
-110.007	0	1.07119
-105.007	0	1.06819
-100.007	0	1.07773
-95.007	0	1.0702
-90.007	0	1.06628
-85.007	0	1.05553
-80.007	0	1.04639
-75.007	0	1.03836
-70.007	0	1.03049
-65.007	0	1.02266
-60.007	0	1.02000
-55.007	0	1.01661
-50.007	0	1.02395
-45.007	0	1.03159
-40.007	0	1.03936
-35.007	0	1.04719
-30.007	0	1.05513
-25.007	0	1.06313
-20.007	0	1.07118
-15.007	0	1.07932
-10.007	0	1.08755
-05.007	0	1.09587
00.007	0	1.10429
05.007	0	1.11279
10.007	0	1.12139
15.007	0	1.13000
20.007	0	1.13862
25.007	0	1.14726
30.007	0	1.15591
35.007	0	1.16458
40.007	0	1.17326
45.007	0	1.18195
50.007	0	1.19065
55.007	0	1.19936
60.007	0	1.20808
65.007	0	1.21681
70.007	0	1.22555
75.007	0	1.23430
80.007	0	1.24306
85.007	0	1.25183
90.007	0	1.26061
95.007	0	1.26940
100.007	0	1.27820
105.007	0	1.28701
110.007	0	1.29583
115.007	0	1.30466
120.007	0	1.31350
125.007	0	1.32235
130.007	0	1.33121
135.007	0	1.34008
140.007	0	1.34896
145.007	0	1.35785
150.007	0	1.36675
155.007	0	1.37566
160.007	0	1.38458
165.007	0	1.39351
170.007	0	1.40245
175.007	0	1.41140
180.007	0	1.42036
185.007	0	1.42933
190.007	0	1.43831
195.007	0	1.44730
200.007	0	1.45630
205.007	0	1.46531
210.007	0	1.47433
215.007	0	1.48336
220.007	0	1.49240
225.007	0	1.50145
230.007	0	1.51051
235.007	0	1.51958
240.007	0	1.52866
245.007	0	1.53775
250.007	0	1.54685
255.007	0	1.55596
260.007	0	1.56508
265.007	0	1.57421
270.007	0	1.58335
275.007	0	1.59250
280.007	0	1.60166
285.007	0	1.61083
290.007	0	1.62001
295.007	0	1.62920
300.007	0	1.63840
305.007	0	1.64761
310.007	0	1.65683
315.007	0	1.66606
320.007	0	1.67530
325.007	0	1.68455
330.007	0	1.69381
335.007	0	1.70308
340.007	0	1.71236
345.007	0	1.72165
350.007	0	1.73095
355.007	0	1.74026
360.007	0	1.74958
365.007	0	1.75891
370.007	0	1.76825
375.007	0	1.77760
380.007	0	1.78696
385.007	0	1.79633
390.007	0	1.80571
395.007	0	1.81510
400.007	0	1.82450
405.007	0	1.83391
410.007	0	1.84333
415.007	0	1.85276
420.007	0	1.86220
425.007	0	1.87165
430.007	0	1.88111
435.007	0	1.89058
440.007	0	1.90006
445.007	0	1.90955
450.007	0	1.91905
455.007	0	1.92856
460.007	0	1.93808
465.007	0	1.94761
470.007	0	1.95715
475.007	0	1.96670
480.007	0	1.97626
485.007	0	1.98583
490.007	0	1.99541
495.007	0	2.00500
500.007	0	2.01460
505.007	0	2.02421
510.007	0	2.03383
515.007	0	2.04346
520.007	0	2.05310
525.007	0	2.06275
530.007	0	2.07241
535.007	0	2.08208
540.007	0	2.09176
545.007	0	2.10145
550.007	0	2.11115
555.007	0	2.12086
560.007	0	2.13058
565.007	0	2.14031
570.007	0	2.15005
575.007	0	2.15980
580.007	0	2.16956
585.007	0	2.17933
590.007	0	2.18911
595.007	0	2.19890
600.007	0	2.20870
605.007	0	2.21851
610.007	0	2.22833
615.007	0	2.23816
620.007	0	2.24800
625.007	0	2.25785
630.007	0	2.26771
635.007	0	2.27758
640.007	0	2.28746
645.007	0	2.29735
650.007	0	2.30725
655.007	0	2.31716
660.007	0	2.32708
665.007	0	2.33701
670.007	0	2.34695
675.007	0	2.35690
680.007	0	2.36686
685.007	0	2.37683
690.007	0	2.38681
695.007	0	2.39680
700.007	0	2.40680
705.007	0	2.41681
710.007	0	2.42683
715.007	0	2.43686
720.007	0	2.44690
725.007	0	2.45695
730.007	0	2.46701
735.007	0	2.47708
740.007	0	2.48716
745.007	0	2.49725
750.007	0	2.50735
755.007	0	2.51746
760.007	0	2.52758
765.007	0	2.53771
770.007	0	2.54785
775.007	0	2.55800
780.007	0	2.56816
785.007	0	2.57833
790.007	0	2.58851
795.007	0	2.59870
800.007	0	2.60890
805.007	0	2.61911
810.007	0	2.62933
815.007	0	2.63956
820.007	0	2.64980
825.007	0	2.66005
830.007	0	2.67031
835.007	0	2.68058
840.007	0	2.69086
845.007	0	2.70115
850.007	0	2.71145
855.007	0	2.72176
860.007	0	2.73208
865.007	0	2.74241
870.007	0	2.75275
875.007	0	2.76310
880.007	0	2.77346
885.007	0	2.78383
890.007	0	2.79421
895.007	0	2.80460
900.007	0	2.81500
905.007	0	2.82541
910.007	0	2.83583
915.007	0	2.84626
920.007	0	2.85670
925.007	0	2.86715
930.007	0	2.87761
935.007	0	2.88808
940.007	0	2.89856
945.007	0	2.90905
950.007	0	2.91955
955.007	0	2.93006
960.007	0	2.94058
965.007	0	2.95111
970.007	0	2.96165
975.007	0	2.97220
980.007	0	2.98276
985.007	0	2.99333
990.007	0	3.00391
995.007	0	3.01450
1000.007	0	3.02510

EL PROGRAMA HA CONCLUIDO, ESPERE TE HALLA SERVIDO

READY

PCIMAND FILE ABORTED

Lo anterior se deduce de lo siguiente:

-Para el sistema mostrado en la figura 4, la ec. de la recta que forma la línea central del amortiguador es:

$$Y - Y_1 = m_1 (X - X_1) \quad \text{donde: } m_1 = \frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1} \quad \text{--- (1)}$$

-La Ec. de la recta que se intersecta con la anterior en forma perpendicular y que pasa por el punto 0 es:  $Y = m_2 X$

$$\text{Siendo } m_2 = -\frac{1}{m_1} \quad \therefore \quad Y = -\frac{1}{m_1} X \quad \text{--- (2)}$$

-Encontrando las coordenadas del punto de intersección entre éstas 2 rectas (1) y (2) tenemos:

$$\text{Haciéndolas simultáneas: } m_1 (X - X_1) + Y_1 = -\frac{1}{m_1} X$$

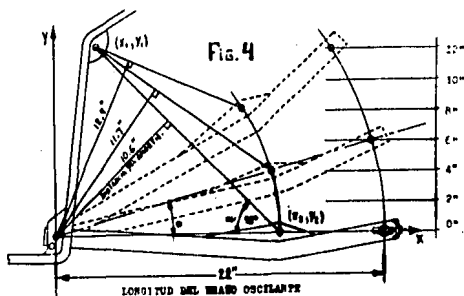
$$m_1 X - m_1 X_1 + Y_1 + \frac{X}{m_1} = 0 \quad \Rightarrow \quad X \left( m_1 + \frac{1}{m_1} \right) - m_1 X_1 + Y_1 = 0$$

$$X = \frac{m_1 X_1 - Y_1}{\left( m_1 + \frac{1}{m_1} \right)} \quad ; \quad Y = -\frac{X}{m_1}$$

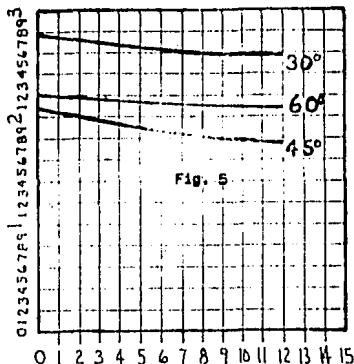
En la figura se observa como el ángulo comprendido entre la línea central del amortiguador y el brazo oscilante varía a medida que varía la posición de la rueda trasera. Este cambio en el ángulo del amortiguador trae a consecuencia la variación de la distancia perpendicular de éste al pivote del brazo oscilante y por ende un cambio en la relación de palanaje (R.P.B.).

En resumen, las longitudes de los amortiguadores, posiciones de montaje y ángulos de montaje sobre el brazo oscilante, producirán diferentes relaciones de palanaje, es decir, que, producirán un efecto -- progresivo.

La gráfica que se muestra en la figura 5 muestra como la relación de palancaje varía en función de la posición de la rueda trasera en un sistema de suspensión trasera de doble amortiguador. Las tres líneas representan el cambio (R.P.B.) de algunas motocicletas comunes con sus amortiguadores posicionados a  $30^{\circ}$ ,  $45^{\circ}$  y  $60^{\circ}$ .



Las gráficas mostradas pueden ser obtenidas por computadora cuya codificación es la siguiente, la cual se extiende en forma general para obtener cualquier curva de progresión para los diferentes ángulos, posiciones de montaje y longitud del amortiguador.



```

01) REA GRAFICAS DE PROGRESION DE SUSPENSION TRASERA CONVENCIONAL
02) PRINT "PROGRAMA PARA GRAFICAR LA PROGRESION DEL SISTEMA CONVENCIONAL"
03) PRINT
04) PRINT
05) PRINT "CUAL ES LA INCLINACION DEL AMORTIGUADOR CON RESPECTO AL BRAZO OSCILANTE ?"
06) INPUT "ALFA (EN GRADOS) ES=":A
07) PRINT "CUAL ES LA LONGITUD DEL BRAZO OSCILANTE ?"
08) INPUT "LONG (EN MM) ES " :L
09) PRINT "CUAL ES EL ANGULO (EN GRADOS) QUE FORMA EL BRAZO OSCILANTE CON"
10) PRINT "LA HORIZONTAL, CUANDO LOS AMORTIGUADORES SE ENCUENTRAN EN SU"
11) PRINT "MAXIMA EXTENSION ?" SI ES NEGATIVO MARCAR EL SIGNO "
12) INPUT "THETA =" :IC
13) PRINT "CUAL ES LA LONGITUD TOTAL DE LOS AMORTIGUADORES EN EXTENSION ?"
14) INPUT "LONG. AMORT. " :JE
15) PRINT "CUAL ES LA DISTANCIA DEL ORIGEN AL PUNTO DE UNION DEL AMORTIGADOR"
16) PRINT "CON EL BRAZO OSCILANTE ?"
17) INPUT "R =" :JR
17) PRINT
17) PRINT
18) LET C1 = C * (PI/180)
19) LET Y2 = R * SIN (C1)
20) LET X2 = R * COS (C1)
21) PRINT "LAS COORDENADAS INICIALES DEL EXTREMO INFERIOR DEL AMORTIGADOR SON:"
22) PRINT "COORDENADA X2=":X2,"COORDENADA Y2=":Y2
23) LET X2 = (-1)*(X2 + ABS (C2))
24) LET A1 = (A2 * PI)/180
25) LET S = E^2 * TAN (A1)^2
26) LET T = 1 + TAN (A1)^2
27) LET Y1 = SQR(S/T) * Y2
28) LET X1 = (Y1 - Y2)/TAN (A1) + X2
29) PRINT "LAS COORDENADAS DEL PUNTO SUPERIOR DEL AMORTIGADOR SON:"
30) PRINT "COORDENADA X1=":X1,"COORDENADA Y1=":Y1
31) PRINT "POSICION DE LA RUEDA" TAB (90)" R.P.G."
32) PRINT " EN MILIMETROS " ; TAB (85)" RELACION DE PALANCAJE"
33) LET G = B * SIN (C1)
34) FOR K = G TO G+300 STEP 5
35) LET F9 = A/B
36) LET I9 = F9/SQR(1-F9^2)
37) LET A3 = ATN (I9)
38) LET Y2 = R * SIN (A3)
39) LET X2 = R * COS (A3)
40) LET Z = (Y2-Y1)/(X2-X1)
41) LET I1 = (X2*X1)-Y1
42) LET Z2 = I/(I/Z)
43) LET X = I1/Z2
44) LET Y = (-I) * (X/Z2)
45) LET D = SQR (X^2 + Y^2)
46) LET J = D/D
47) LET J = J*50
48) PRINT ATAB (J/2)" ; TAB (90) ; J/50
49) NEXT K
49) PRINT
50) PRINT " EL PROGRAMA HA CONCLUIDO, ESPERO TE HALLA SERVIDO"
51) END

```

En conclusión, la necesidad de aumentar el viaje de la rueda -- trasera determinó una nueva era en el diseño de suspensiones, debido a que el efecto progresivo era justamente lo que siempre se había -- deseado, y en particular si ésta decrece la R.P.B. desde el estado-- de extensión del amortiguador hasta su completa compresión.

Todas las suspensiones traseras diseñadas correctamente tienen este efecto decreciente en la relación de palancaje, permitiendo al amortiguador y resorte realizar mayor trabajo conforme avanza el pro-- ceso de compresión. Esto permite que la suspensión sea más suave pa-- ra pequeños brincos cuando ésta se encuentra cerca de su completa ex-- tensión, y firme para grandes brincos que provoquen su completa com-- presión. La suspensión es sensitiva a la posición en proporción al-- resorte y al amortiguador. Los diferentes ángulos del amortiguador-- determinan la progresión de la relación de palancaje, siendo  $45^{\circ}$  el-- ángulo ideal, ya que provee un mayor cambio en la progresión.

Cabe mencionar que la progresividad puede también obtenerse me-- diante resortes de paso y/o diámetro de alambre variable, las cuales pueden ser utilizados en un sistema de suspensión progresiva, pero -- esto puede no parecer importante para tener una suspensión requeri-- da, además estos resortes requieren mayor número de espiras, lo --- cual significa mayor peso y están espuestas a mayor esfuerzo de rup-- tura.

Algunos resortes progresivos son utilizados con la suspensión-- en cuestión, pero su grado de progresión no es tan alto.

Donde una suspensión progresiva prueba su valor, es en el amortiguador (propriadamente dicho) cuya acción es sensitiva a la velocidad de desplazamiento del vástago, mas no a la posición. El amortiguador debe ser también sensitivo a la posición a fin de evitar que la suspensión golpee fuertemente en el fondo del amortiguador.

## CAPITULO IV

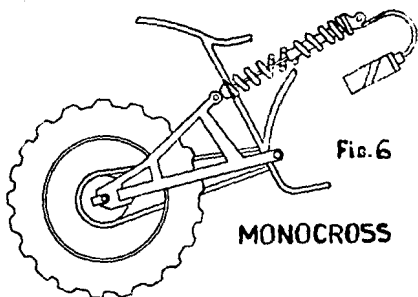
### Análisis Dinámico del Sistema Mono - Amortiguador

El sistema monoshock es el sistema de suspensión trasera que está provisto de un solo amortiguador montado (directa ó indirectamente) por un extremo, al bastidor y por el otro al brazo oscilante. Este se localiza en un lugar estratégico del vehículo, comúnmente en la parte central entre el motor y la rueda trasera.

A principios de la década de los 80's, las 4 compañías japonesas más importantes en el mundo motociclístico, comenzaron a cambiar su sistema de suspensión trasera al sistema monoshock, debido a la búsqueda continua de sistemas que ganaran un ancho Rango de Relación de Palancaje Progresivo.

La primera Compañía en adoptar este sistema fué Yamaha con el diseño Monocross (figura 6) en 1973 el cual llegó a perfeccionarlo obteniendo un alto grado de sofisticación en 1980. Las principales ventajas de este sistema fueron: menor peso y diseño rígido del brazo oscilante, pero su desventaja fué que la posición del amortiguador afectaba el centro de gravedad por la posición alta en el bastidor y tenía un efecto progresivo demasiado pobre.

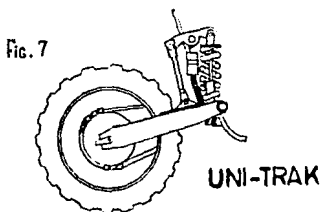




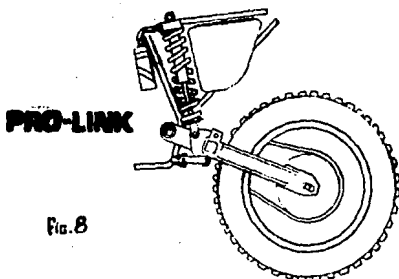
Kawasaki fué la primer compañía manufacturera en introducir un diseño Monoshock usando una geometría variable de eslabonamientos para ganar una ancho rango de relación de Palancaje Progresivo. Este cambio fué cerca del 40%, mientras que el sistema convencional de doble-amortiguador era menor del 20%. Kawasaki patentó el sistema bajo el nombre de UNI-TRAK, el cual destacó por la posición vertical del amortiguador localizado en el bastidor detrás del motor.

La figura 7 muestra el sistema UNI-TRAK, a fin de visualizar el funcionamiento de su mecanismo, el cual consiste en unir un Balancín pivotado en la parte superior del cuadro, con el brazo oscilante mediante un eslabón.

Dicho Balancín transmite las fuerzas directamente al amortiguador sobre su extremo superior; mientras que el extremo inferior se une directamente al bastidor.



Por otra parte, el equipo HONDA introdujo a sus vehículos un sistema de suspensión trasera completamente nuevo, con una relación de palancaje variable y con un solo amortiguador, al cual se le denominó PRO-LINK (figura 8). Este es un diseño similar al UNI-TRAK de Kawasaki con la diferencia de que éste no requiere de largos eslabones para transmitir las fuerzas al amortiguador, lo cual se traduce en ligereza y confiabilidad. Además el sistema PRO-LINK también permite un fácil y rápido ajuste de precarga del resorte.



Por último, Suzuki introdujo su propio diseño de monoshock con el sistema de Relación de Palancaje Variable, al cual se le llamó "FULL FLOATER" (Sistema de Suspensión Flotante) y es más semejante al diseño de Kawasaki pero con un perfeccionamiento considerable. En de un simple balancín que requería extensos tirantes y soportes en el bastidor, Suzuki Full Floater utilizó un pivote axial del ancho del cuadro para sujetar un balancín, el cual se une rígidamente por 2 eslabones al brazo oscilante (uno de cada lado) figura (9). El diseño de la suspensión flotante dió a Suzuki un bastidor considerablemente ligero y más rígido que los anteriores sistemas.

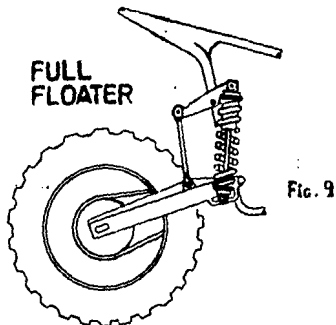


Fig. 9

Dentro de los cuatro sistemas monoshock mencionados, sólo uno ofrece mayores ventajas funcionales sobre los demás, siendo éste el correspondiente a HONDA, es decir, el PRO-LINK.

Debido a lo anterior, enfocaré tanto el presente capítulo como los siguientes restantes, al análisis y determinación del movimiento mínimo del amortiguador a fin de cumplir con el objetivo fijado al principio del presente trabajo.

El sistema PRO-LINK es un sistema de eslabonamiento de cuatro barras (figura 10) siendo el brazo oscilante No. 2 el eslabón impulsor, la barra marcada con el número 3 es el eslabón acoplador (y lo más importante en el sistema), la barra marcada con el número 4 es el seguidor, por último, la barra 1 es el eslabón de referencia y el cual corresponde a una barra fija en la estructura del chasis de la motocicleta

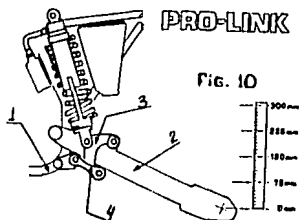
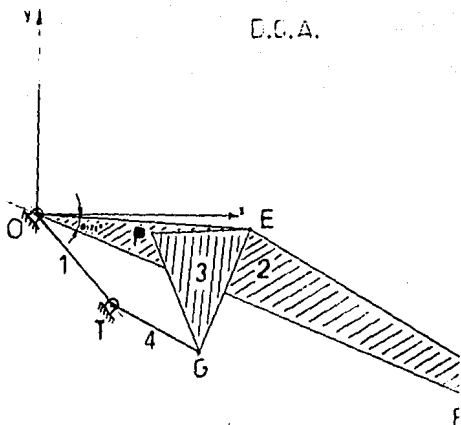


FIG. 10

Para facilitar el análisis de este sistema, dibujaré un diagrama de cuerpo aislado amplificado, a fin de visualizar perfectamente los cuatro eslabones que componen el sistema.

D.C.A.



Es importante definir el punto más interesante del sistema y el cual describe la trayectoria del amortiguador siendo éste el correspondiente al punto "P" anterior de la barra 3.

Para poder determinar el comportamiento de dicho punto es necesario determinar las dimensiones de cada barra y el rango de acción de trabajo en que trabajan. Para esto fué necesario medir directamente sobre un sistema físico donde se obtuvieron los siguientes datos.

$$DT = 76.32 ; OE = 149 ; EG = 94 ; EP = 46 ; PG = 75$$

$$TG = 69.7 ; OR = 580 \quad \Delta\theta = 31^\circ$$

A continuación (figura 11) se muestra el eslabonamiento de 4 barras en una posición indeterminada pero respetando las dimensiones mencionadas a escala. Sobre esta figura comenzaremos a analizar el sistema de modo de encontrar la posición del punto de acoplador P a partir de un ángulo conocido de la manivela en particular,  $\theta_2$ , el cual corresponde en otro sistema de coordenadas del D.C.A. a la inclinación del brazo oscilante con respecto a la horizontal.

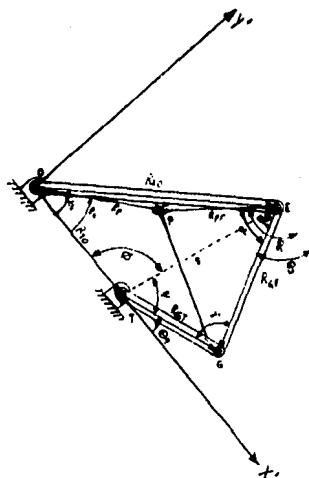


Fig. 11 (a)

El análisis se comenzará a partir del sistema coordinado de la figura 11 (a) para luego interpretar los resultados sobre los ejes - indicados en la figura 11 (b).

Por tanto notamos que la ecuación de cierre de circuito es la siguiente:

$$R_{eo} + R_{ge} = R_{to} + R_{gt}$$

y la posición del punto P está dada por la ecuación de diferencia de posición

$$R_p = R_{eo} + R_{pe}$$

Si S es la distancia diagonal ET. Se puede escribir la ley de los cosenos para el triángulo OET. En términos de las longitudes de los eslabones y los ángulos definidos en dicha figura, se tiene

$$S^2 = (R_{ge})^2 + (R_{gt})^2 - 2 R_{ge} R_{gt} \cos \gamma$$

$$S^2 = (R_{oe})^2 - (R_{ot})^2 = -2 R_{oe} R_{ot} \cos \delta$$

$$\cos \gamma = - \frac{S^2 - R_{ge}^2 - R_{gt}^2}{2 R_{ge} R_{gt}} \Rightarrow \gamma = \cos^{-1} \frac{R_{ge}^2 + R_{gt}^2 - S^2}{2 R_{ge} R_{gt}}$$

De la misma manera se puede localizar la magnitud de los dos - ángulos  $\delta, \psi$ . Quedando de la siguiente manera:

$$\delta = \cos^{-1} \frac{R_{to}^2 + S^2 - R_{eo}^2}{2 R_{to} S}; \quad \psi = \cos^{-1} \frac{R_{ot}^2 + S^2 - R_{oe}^2}{2 R_{ot} S}$$

En base a los resultados anteriores y al supuesto de que las magnitudes de  $\theta$  y  $\psi$  son menores a  $180^\circ$ ; como lo señala la figura 3, podremos encontrar los ángulos desconocidos  $\theta_3$  y  $\theta_4$  de la siguiente manera.

$$\theta_4 = 180^\circ - \phi - \psi$$

$$\alpha = \cos^{-1} \frac{R_{PE}^2 + R_{OE}^2 - R_{OG}^2}{2 R_{PE} R_{OE}} = \text{Constante}$$

$$\theta_3 = \theta_2 + \alpha \quad \text{Pero: } \theta_2 = \gamma - \theta_4$$

$$R_P \underline{L_{\theta_3}} = R_{LO} \underline{L_{\theta_2}} - R_{PE} \underline{L_{\theta_4}} = R_{LO} (\cos \theta_2 i + \sin \theta_2 j) - R_{PE} (\cos \theta_4 i + \sin \theta_4 j)$$

Para poder asignar un valor directo al ángulo  $\theta_2$  sobre el sistema de coordenadas marcado en el dibujo ó diagrama de cuerpo libre, a partir del ángulo formado entre la horizontal y la línea central del brazo oscilante  $\theta_1$ , es necesario expresarlo en una ecuación que esté en función del ángulo mencionado y es la siguiente.

$$\theta_2 = T_5 - \theta_1 + H \quad \text{Donde: } T_5 = \sin^{-1} \left( \frac{X_T}{R_{OT}} \right)$$



$$H = \cos^{-1} \frac{R_{OR}^2 + R_{OE}^2 - R_{ER}^2}{2 R_{OR} R_{OE}}$$

siendo constantes los dos ángulos  $T_5$  y  $H$

$\theta_1$  es el ángulo formado entre lo horizontal y la línea central - del brazo oscilante cuando la motocicleta se encuentra en posición - estática y sin peso.

$\theta_1$  decrecerá a medida que la rueda trasera se desplaza hacia -- arriba.

Para este caso  $\theta_1$  será positivo en el cuarto cuadrante y negativo cuando pase al 1er. cuadrante.

la magnitud de  $R_p$  es:  $R_p = \sqrt{X_1^2 + Y_1^2}$

Siendo  $X_1 = (R_{EO} \cos \theta_2 - R_{OE} \cos \theta_5) i$

y  $Y_1 = (R_{EO} \sin \theta_2 - R_{OE} \sin \theta_5) j$

cuyo ángulo de posición  $\theta_6$  es:  $\theta_6 = \tan^{-1} \frac{Y_1}{X_1}$

Es conveniente recordar que tanto las magnitudes y ángulos como los coordenados  $(X_1, Y_1)$  calculados hasta este momento, corresponden al sistema de coordenadas  $X' Y'$  de la figura anterior, por lo que es necesario interpretar la posición del punto P dentro del sistema de coordenadas rectangulares iniciales  $(X, Y)$  de la figura 11 (b).

Entonces:

El ángulo del vector  $R_{op}$  es:  $\theta_g = T_5 + \theta_6$

y las coordenada del punto P son:  $X_2 = R_p \cos (\theta_g)$

$Y_2 = R_p \text{ sen } (\theta_g)$

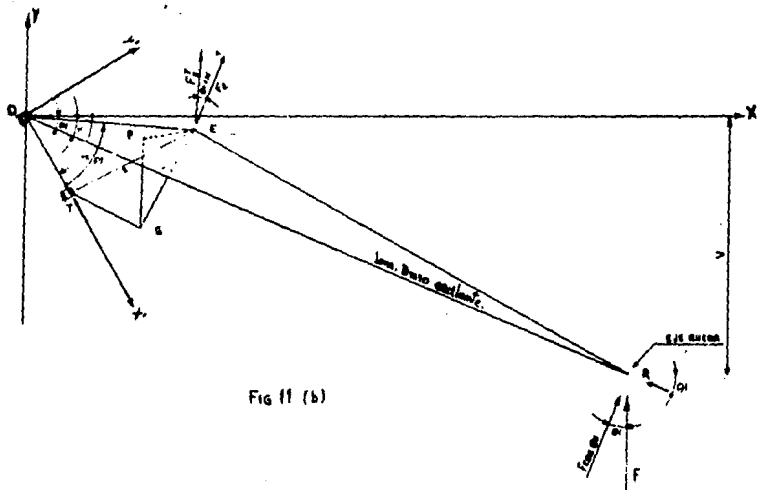


Fig 11 (b)

Hasta este momento, se ha determinado la posición del punto P - (dentro de un sistema de coordenadas cartesianas) para una sola y - única posición de la rueda trasera.

Nuestro objetivo es analizar el comportamiento de P para cada posición diferente de la rueda trasera, pero debido a la gran cantidad de operaciones que hay que realizar para obtener la posición P y a la gran variedad de posiciones que pudiera tener la rueda trasera dentro de un rango de acción (sobre el eje  $Y$ ) de 300 mm, se pensó en realizar un programa para computadora tal que realice las operaciones ya descritas e imprima la posición de P para cada posición diferente de la rueda trasera.

Este programa se ha codificado en lenguaje BASIC y es el siguiente:

Para poder "correr" el programa, es necesario proporcionarle los datos que se preguntan en el mismo, que en realidad son las dimensiones de los eslabones que se desean en un sistema en particular. Esto es, que la codificación se realizó de tal manera que se pueden variar las magnitudes y ángulos de posición de cada eslabón-componente del sistema, a fin de que el usuario pueda cambiar dichas variables y buscar un resultado que se adapte a sus necesidades de diseño. O bien para conocer el comportamiento de la suspensión de una motocicleta ya diseñada, a la cual es imposible modificar las dimensiones de los eslabones debido al estrecho espacio que se le haya destinado para su funcionamiento.

```

313 RUN WAPFICAS DE PROGRESION DE SUSPENSION TRASERA *UNDSHCCA
022 PRINT *PROGRAMA PARA DETERMINAR LA POSICION DEL PUNTO P*
033 PRINT *DE LA FIG. 11, A PARTIR DEL ANGULO DE INCLINACION*
043 PRINT *DEL BRAZO OSCILANTE CON RESPECTO A LA HORIZONTAL*
053 PRINT
063 PRINT *LA POSICION DEL PUNTO P SE DARA EN COORDENADAS RECTANGULARES*
073 PRINT
083 PRINT
090 PRINT *OBSERVA BIEN LA FIG. 11, LAS MEDIDAS QUE A CONTINUACION SE DE*
103 PRINT *PREUNTAN, CORRESPONDEN A DICHA FIGURA, POR LO QUE CIRCUNDA*
113 PRINT *DE ANIDAD CORRECTAMENTE LA MEDIDA REAL DE CADA SEGMENTO EN *
123 PRINT *PARTICULAR.*
133 PRINT
143 INPUT * LA DISTANCIA L1 ES *P101
153 INPUT * LA DISTANCIA L2 ES *P102
163 INPUT * LA DISTANCIA L3 ES *P103
173 INPUT * LA DISTANCIA L4 ES *P104
183 INPUT * LA DISTANCIA L5 ES *P105
193 INPUT * LA DISTANCIA L6 ES *P106
203 INPUT * LA DISTANCIA L7 ES *P107
213 INPUT * LA LONGITUD DEL BRAZO OSCILANTE ES *P108
223 INPUT * EL ANGULO INICIAL theta 1 EN GRADOS ES *P109
233 INPUT * LA CUADRADADA S DEL PUNTO T ES *P110
243 LET J=0
253 LET M1=C11*2+Q1*2-E2*2)/(2*L1+32)
263 LET M2=S4*(1-M1)*2/P1
273 LET N = ATN(M2)
283 LET Z = (PI + 360/P109)
293 LET W = L1 * SIN (Z)
303 LET V1 = W/D1
313 LET V2 = V1/S2R (1-V1*2)
323 LET T1 = ATN (V2)/(P102)
333 PRINT *COORDENADA X DEL PUNTO P: TAB(C33) * COORDENADA Y DEL PUNTO P: TAB(C43) * POSICION DE LA RUEDA *TAB(C53)*DISTANCIA RECORRI
DA*
343 PRINT * EN MILEMETROS * TAB(C33) * EN MILEMETROS * TAB(C43) * EN MILEMETROS *TAB(C53)*P30 P EN ESTE INI
C63A43C3
353 FOR A = V TO V+360 STEP 5
363 LET A = A/11
373 LET Z1 = 360/(1-A*2)
383 LET A1 = ATN (Z1)
393 LET Z2 = ATN(A1*625/5)
403 LET S = SQR ((Z2*2+D1*2)-(2*D1*P101+COS(A2)))
413 LET D = (C11*2+T1*2-S*2)/(2*P101*101)
423 LET D1 = SQR (1-D*2/P1)
433 LET G = ATN (D1) + PI
443 LET G5 = D1*2+S*2-D1*2)/(2*P101*5)
453 IF G5 > 0 THEN W=0
463 LET G4 = SQR (1+G5*2)/G5
473 LET P = ATN (G4)*PI
483 GO TO S10
493 LET G4 = SQR (1-G5*2)/G5
503 LET P = ATN (G4)
513 LET C1 = C11*2+S*2-C11*2)/(2*P101*5)
523 LET S4 = S4*(1-C1)*2/P1
533 LET Z = ATN (C1)
543 LET B = PI-M1
553 LET A3 = G=0
563 LET A7 = (P1*2+E1*2-G1*2)/(2*P101*P1)
573 LET J0 = SQR (1-A7*2)/A7
583 LET A1 = ATN (J0)
593 LET A5 = PI-(A3+A4)
603 LET C11 = (C108*2)H02 - C02(A5)P101
613 LET T1 = (S108*2)H02 - S104(A5)P101
623 LET A = SQR (A1*2 + T1*2)
633 LET A0 = T1 + ATN (T1/A1)
643 LET C01 = A + COS (A1)
653 LET T0 = A + SIN (A1)
663 IF J0=0 THEN W=0
673 LET S3=0.2
683 LET T3=PI
693 LET N = SQR ((A2-133)*2 + (T3-T0)*2)
703 PRINT TAB(C103)A2;TAB(C104)T2;TAB(C105)A1;TAB(C106)T3;TAB(C107)A5;TAB(C108)J0
713 LET J = J+1
723 LET C33A2
733 LET T3=PI
743 NEXT A
753 FOR I = V TO V+360 STEP 5
763 LET J0 = SQR (1)
773 LET Z1=360/(5+J0*2)
783 LET J0 = ATN (Z1)
793 LET J0 = C0 + 180/P11
803 LET N = 2*PI - B0
813 PRINT *EL DESPLAZAMIENTO ANGULAR DEL BRAZO OSCILANTE POR CADA S MM. DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL*
823 PRINT *DE LA RUEDA TRASERA ES *P114*GRADOS*
833 LET A0 = -J
843 NEXT I
853 PRINT
863 PRINT *EL PROGRAMA HA CONCLUIDO, GRACIAS*
873 PRINT *LOS RESULTADOS IMPRESOS TE SERAN DE UTILIDAD PARA EL SIGUIENTE PROGRAMA*
883 END

```

READY

NUM. FOTO

INSTR

READY

NUM FOTO

PREGUNTA PARA DETERMINAR LA POSICION DEL PUNTO P DE LA FIG. 23, A PARTIR DEL ANGULO DE INCLINACION DEL BRAZO OSCILANTE CON RESPECTO A LA HORIZONTAL

LA POSICION DEL PUNTO P SE DARA EN COORDENADAS RECTANGULARES

CONSEJA ASES LA FIG. 11, LAS MEDIDAS QUE A CONTINUACION SE LE PRESENTAN, CORRESPONDEN A DICHA FIGURA, PDA LO QUE CONCERNIENDO DE ABRIR CORRECTAMENTE LA MEDIDA REAL DE CADA SEGMENTO EN PARTICULAR.

- LA DISTANCIA JT ES 57 78.32
- LA DISTANCIA JE ES 57 54.9
- LA DISTANCIA EG ES 57 94
- LA DISTANCIA EP ES 57 94
- LA DISTANCIA PG ES 57 75
- LA DISTANCIA TG ES 57 83.1
- LA DISTANCIA ET ES 57 90.9

EL ANGULO DEL BRAZO OSCILANTE ES 57 500  
EL ANGULO INICIAL IMEJA Y EN GRADOS ES 57 - 22  
LA COORDENADA X DEL PUNTO T ES 57 40

COORDENADA Y DEL PUNTO P                      COORDENADA X DEL PUNTO P

EN MILIMETROS	EN MILIMETROS	POSICION DE LA RUEDA EN MILIMETROS	DISTANCIA RECORRIDA POR P EN ESTE INTERVALO
103.800	-12.8000	-253.272	0
102.787	-14.7870	-253.272	1.15761
101.760	-17.1602	-253.272	2.15829
101.006	-19.0322	-253.272	3.19085
101.591	-19.0071	-193.272	4.15919
101.064	-18.1239	-193.272	5.16883
101.764	-17.1640	-193.272	6.16186
103.001	-16.4027	-193.272	7.16079
102.000	-10.4000	-173.272	8.16582
101.917	-9.4762	-173.272	9.16403
101.950	-7.95949	-173.272	10.16000
101.973	-6.74112	-173.272	11.16000
101.970	-5.57150	-173.272	12.17500
101.957	-4.50922	-173.272	13.17500
101.940	-3.22807	-173.272	14.17502
101.917	-2.05076	-173.272	15.17557
101.872	-0.87089	-173.272	16.17500
101.814	0.30613	-173.272	17.17500
101.743	1.48455	-173.272	18.17512
101.663	2.68626	-173.272	19.17555
101.569	3.83963	-173.272	20.17500
101.463	4.82611	-173.272	21.17500
101.340	5.22149	-173.272	22.17500
101.215	7.61	-173.272	23.17500
101.072	10.00021	-173.272	24.17500
101.910	9.19210	-173.272	25.17500
102.751	10.7063	-173.272	26.17500
102.572	12.1622	-173.272	27.17500
102.381	13.5609	-173.272	28.17500
102.170	14.8799	-173.272	29.17500
101.943	16.1202	-173.272	30.17500
101.755	16.2800	-173.272	31.17500
101.606	16.3529	-173.272	32.17500
101.464	16.4027	-173.272	33.17500
101.340	20.4127	-173.272	34.17500
101.194	21.4282	-173.272	35.17500
101.015	21.0007	-173.272	36.17500
99.9000	21.0462	-173.272	37.17500
99.7600	21.0701	-173.272	38.17500
99.6100	20.9776	-173.272	39.17500
99.4300	20.8668	-173.272	40.17500
99.2400	20.7403	-173.272	41.17500
99.0200	20.6012	-173.272	42.17500
98.7700	20.4526	-173.272	43.17500
98.5000	20.3006	-173.272	44.17500
98.2100	20.1500	-173.272	45.17500
97.9000	20.0015	-173.272	46.17500
97.5700	19.8556	-173.272	47.17500
97.2200	19.7123	-173.272	48.17500
96.8700	19.5715	-173.272	49.17500
96.5000	19.4330	-173.272	50.17500
96.1100	19.2967	-173.272	51.17500
95.7100	19.1625	-173.272	52.17500
95.3000	19.0303	-173.272	53.17500
94.8700	18.9001	-173.272	54.17500
94.4300	18.7718	-173.272	55.17500
94.0000	18.6453	-173.272	56.17500
93.5700	18.5207	-173.272	57.17500
93.1400	18.3980	-173.272	58.17500
92.7100	18.2771	-173.272	59.17500
92.2800	18.1580	-173.272	60.17500
91.8500	18.0407	-173.272	61.17500
91.4200	17.9252	-173.272	62.17500
91.0000	17.8115	-173.272	63.17500
90.5800	17.6995	-173.272	64.17500
90.1500	17.5892	-173.272	65.17500
89.7200	17.4806	-173.272	66.17500
89.3000	17.3737	-173.272	67.17500
88.8700	17.2684	-173.272	68.17500
88.4500	17.1647	-173.272	69.17500
88.0200	17.0625	-173.272	70.17500
87.6000	16.9618	-173.272	71.17500
87.1700	16.8626	-173.272	72.17500
86.7500	16.7648	-173.272	73.17500
86.3200	16.6684	-173.272	74.17500
85.9000	16.5734	-173.272	75.17500
85.4700	16.4798	-173.272	76.17500
85.0500	16.3876	-173.272	77.17500
84.6200	16.2968	-173.272	78.17500
84.2000	16.2074	-173.272	79.17500
83.7700	16.1193	-173.272	80.17500
83.3500	16.0326	-173.272	81.17500
82.9200	15.9472	-173.272	82.17500
82.5000	15.8632	-173.272	83.17500
82.0700	15.7805	-173.272	84.17500
81.6500	15.6991	-173.272	85.17500
81.2200	15.6190	-173.272	86.17500
80.8000	15.5401	-173.272	87.17500
80.3700	15.4624	-173.272	88.17500
79.9500	15.3859	-173.272	89.17500
79.5200	15.3105	-173.272	90.17500
79.1000	15.2363	-173.272	91.17500
78.6700	15.1632	-173.272	92.17500
78.2500	15.0912	-173.272	93.17500
77.8200	15.0203	-173.272	94.17500
77.4000	14.9504	-173.272	95.17500
76.9700	14.8816	-173.272	96.17500
76.5500	14.8138	-173.272	97.17500
76.1200	14.7470	-173.272	98.17500
75.7000	14.6812	-173.272	99.17500
75.2700	14.6164	-173.272	100.17500

EL DESPLAZAMIENTO ANGULAR DEL BRAZO OSCILANTE POR CADA S MM. DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL DE LA CUERDA TRANSERA ES:  $\theta = \frac{1}{2} \left( \frac{2L}{h} \right)^{-1}$  GRADOS  
EL DESPLAZAMIENTO ANGULAR DEL BRAZO OSCILANTE POR CADA S MM. DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL DE LA CUERDA TRANSERA ES:  $\theta = \frac{1}{2} \left( \frac{2L}{h} \right)^{-1}$  GRADOS

EL PROGRAMA HA COMPLETADO SU EJECUCION Y LOS RESULTADOS IMPRESOS SE VERAN DE UTILIDAD PARA EL SIGUIENTE PROGRAMA

READY

COMANDO FILE APPENDED

También el programa está diseñado para que obtenga la posición del punto P a partir de un ángulo inicial  $\theta_1$  (Que es el ángulo que se forma entre el eje de las abscisas (figura 11 (b)) y la línea central del brazo oscilante (OR)) el cual corresponde al ángulo que se forma cuando la motocicleta se encuentra vertical y sin peso. Y a partir de este ángulo, calculará la distancia V, que no es más que la coordenada vertical del centro de la rueda trasera a la cual comenzará a restarle 5mm a dicha magnitud. hasta llegar a restarle los 300mm, que en capítulos anteriores se consideró como lo más ideal para el desplazamiento amortizante de la rueda trasera. Esto es, que por cada 5 mm de desplazamiento de la rueda, calculará la posición P. Por lo tanto el programa imprimirá en forma de tabla; la posición de la rueda; las coordenadas (X,Y) del punto P para cada posición de la rueda respectivamente; la distancia recorrida por el punto "P" -- por cada 5 mm de ascenso de la rueda trasera; más aparte imprimirá el desplazamiento angular del brazo oscilante por cada 5 mm de ascenso de la rueda.

Todos los resultados que imprime el programa son, los necesarios para poder calcular la relación de palancaje en cada punto del sistema.

Ya que la relación de palancaje se deduce de lo siguiente:

$$\text{Trabajo en R} = \text{Trabajo en P} \quad \text{---} \quad \textcircled{1}$$

$$\text{Por definición: Trabajo} = \text{fuerza} \times \text{distancia} \quad \text{---} \quad \textcircled{2}$$

de la figura 11 (b); el movimiento con respecto al punto O ( $M_O$ ) es:

$$M_O = (F \cos \theta_1) (OR)$$

donde F es la fuerza de empuje que se origina cuando la motocicleta atraviesa un obstáculo a determinada velocidad

Y  $F \cos \theta_1$  es la componente perpendicular al brazo oscilante que produce el momento y a la cual le llamaremos  $F_y$  para fines de cálculo.

Por lo tanto, sustituyendo la ec. (2) en (1)

$$(F_y) (\Delta\theta_1) (OR) = (F_p) (\Delta p) (\cos \delta)$$

donde=

$(\Delta\theta_1)$  = Desplazamiento angular del brazo oscilante

$(OR)$  = Longitud del brazo oscilante

$(OR)(\Delta\theta_1)$  = Distancia que recorre el punto R

$(F_p)$  = Fuerza que se ejerce en el punto P.

$(\Delta p)$  = Distancia recorrida por el punto P

$\Delta\theta_1$  = N (resultado que calcula el programa anterior)

$\Delta p$  = M (resultado que calcula el programa anterior)

Por lo tanto la relación de palancaje de  $\frac{FP}{FY} = \frac{(OR)(\Delta\theta_1)}{(\Delta p)(\cos \delta)}$

donde  $\delta =$  ángulo comprendido entre el vector fuerza en P y el vector desplazamiento en P

$$N = \text{Sen}^{-1} \frac{\Delta V}{L \cdot l} ; \quad M = \sqrt{(X_3 - X_2)^2 + (Y_3 - Y_2)^2}$$

Para el cálculo del ángulo " $\delta$ ", tomaremos como referencia la figura 12. De donde se observa que el vector fuerza depende de la posición del amortiguador, ya que ésta actúa directamente sobre el mismo, es decir, que la línea de acción ó dirección del vector fuerza es la misma que tiene la línea central del amortiguador.

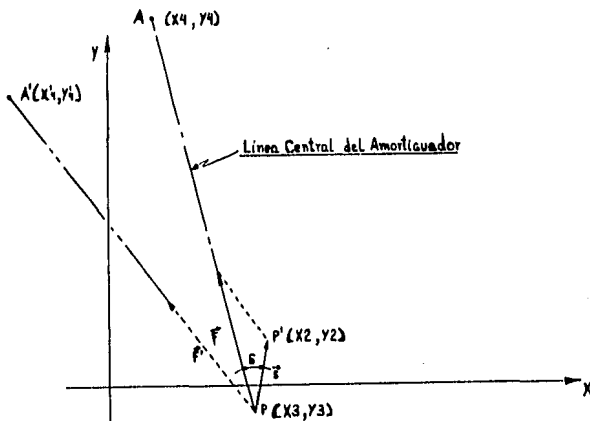


FIG. 12



A consecuencia de esto, deducimos que la variación de la posición del amortiguador, acarrea una variación en la dirección de la fuerza, y por consiguiente una variación del ángulo "δ", lo cual -- afecta directamente en la relación de palancaje. Así pues, es necesario determinar el punto de fijación del extremo superior del amortiguador para poder determinar la relación real de palancaje de un sistema de suspensión trasera monoshock de 4 eslabonamientos tipo PRO-LINK.

De la figura 12, como hemos dicho, las coordenadas ( $Y_4, Y_4$ ) del punto superior del amortiguador, deben ser conocidas ó establecidas desde un principio. Entonces, el ángulo "δ" se calcula de la siguiente manera.

Primero es necesario determinar las magnitudes de las distancias  $\overline{PA}$ ,  $\overline{PP'}$  y  $\overline{AP'}$ , las cuales se conocen mediante lo siguiente.

$$PA = \sqrt{(X_4 - X_3)^2 + (Y_4 - Y_3)^2} \quad PP' = \sqrt{(X_2 - X_3)^2 + (Y_2 - Y_3)^2}$$

luego:  $AP' = \sqrt{(X_4 - X_2)^2 + (Y_4 - Y_2)^2}$

Por medio de la ley de cosenos determinamos "δ"

$$(AP')^2 = (PA)^2 + (PP')^2 - 2(PA)(PP') \cos \delta$$

$$\delta = \cos^{-1} \frac{(PA)^2 + (PP')^2 - (AP')^2}{2(PA)(PP')}$$

Con las ecuaciones anteriores, podemos conocer la relación de palancaje del punto "P" con respecto a la del punto "R" para cada posición de la rueda trasera, a partir de las longitudes de los eslabones y posición del amortiguador conocidos.

Si observamos los resultados del programa anterior, notaremos que la magnitud del vector desplazamiento  $PP'$ , no permanece constante, es decir, que por cada 5 mm de desplazamiento vertical de la rueda trasera, la magnitud y dirección del vector  $PP'$  cambia, aumentando (en este caso) en forma no lineal. Esto implicaría realizar sucesivamente las operaciones anteriores con diferente valor del vector  $PP'$  a fin de conocer la relación de palancaje que se produce para cada posición de la rueda trasera.

Para evitar esta labor tediosa, se reestructuró el programa anterior con el objeto de que realizara estas últimas operaciones para cada posición y magnitud del vector  $PP'$  e imprimiera en forma de gráfica, la variación de la relación de palancaje en relación a la variación de la posición de la rueda trasera.

El programa está codificado de tal manera que en el extremo izquierdo de la hoja de impresión, anotará el valor (en mm) de la ordenada correspondiente de la rueda trasera, la cual decrece ó crece (según sea el caso) a razón de 5 mm. En la parte central de la hoja, imprimirá un asterisco, el cual lo posiciona según el valor de la relación de palancaje que se produce en el instante que la rueda adquiere la posición indicada sobre el mismo renglón de la columna izquierda. Por último, en la parte derecha, anotará el valor real de la relación de palancaje.



```

303 REM GRÁFICAS DE PROYECCIÓN DE SUSPENSIÓN TRANSER MONOCROMA
304 PRINT "PROGRAMA PARA DETERMINAR LA POSICIÓN DEL PUNTO P"
305 PRINT "DE LA FIG. 11, A PARTIR DEL ANGULO DE INCLINACIÓN"
306 PRINT "DEL BRAZO OSCILANTE CON RESPECTO A LA HORIZONTAL"
307 PRINT
308 PRINT "LA POSICIÓN DEL PUNTO P SE DARA EN COORDENADAS RECTANGULARES"
309 PRINT
310 PRINT "OBSERVA BIEN LA FIG. 11, LAS MEDIDAS SON A CONTINUACIÓN DE SE"
311 PRINT "DE ANCHUR C, APLICAMENTE LA MEDIDA REAL DE CADA SEGMENTO EN "
312 PRINT "PARTICULAR."
313 PRINT
314 INPUT " LA DISTANCIA OE ES "A11
315 INPUT " LA DISTANCIA OF ES "A12
316 INPUT " LA DISTANCIA EG ES "A13
317 INPUT " LA DISTANCIA EP ES "A14
318 INPUT " LA DISTANCIA PG ES "A15
319 INPUT " LA DISTANCIA TG ES "A16
320 INPUT " LA DISTANCIA EG ES "A17
321 INPUT " LA LONGITUD DEL BRAZO OSCILANTE ES "L1
322 INPUT " EL ANGULO INICIAL META 1 EN GRADOS ES "A18
323 INPUT " LA COORDENADA X DEL PUNTO T ES "A19
324 INPUT "CUAL ES LA COORDENADA "X" DEL EXTREMO SUPERIOR DEL AMORTIGUADOR?"
325 INPUT "CUAL ES LA COORDENADA "Y" DEL EXTREMO SUPERIOR DEL AMORTIGUADOR?"
326 LET J=0
327 LET H=(L1*(COS(A18)-E1)/A11)/((2*L1+J))
328 LET M=A12*(1-H)/A11
329 LET E=L1*(1-H)/A11
330 LET Y=L1*(1-H)/A11
331 LET J=J+1
332 LET J=J+1
333 LET J=J+1
334 LET J=J+1
335 LET J=J+1
336 LET J=J+1
337 LET J=J+1
338 LET J=J+1
339 LET J=J+1
340 LET J=J+1
341 LET J=J+1
342 LET J=J+1
343 LET J=J+1
344 LET J=J+1
345 LET J=J+1
346 LET J=J+1
347 LET J=J+1
348 LET J=J+1
349 LET J=J+1
350 LET J=J+1
351 LET J=J+1
352 LET J=J+1
353 LET J=J+1
354 LET J=J+1
355 LET J=J+1
356 LET J=J+1
357 LET J=J+1
358 LET J=J+1
359 LET J=J+1
360 LET J=J+1
361 LET J=J+1
362 LET J=J+1
363 LET J=J+1
364 LET J=J+1
365 LET J=J+1
366 LET J=J+1
367 LET J=J+1
368 LET J=J+1
369 LET J=J+1
370 LET J=J+1
371 LET J=J+1
372 LET J=J+1
373 LET J=J+1
374 LET J=J+1
375 LET J=J+1
376 LET J=J+1
377 LET J=J+1
378 LET J=J+1
379 LET J=J+1
380 LET J=J+1
381 LET J=J+1
382 LET J=J+1
383 LET J=J+1
384 LET J=J+1
385 LET J=J+1
386 LET J=J+1
387 LET J=J+1
388 LET J=J+1
389 LET J=J+1
390 LET J=J+1
391 LET J=J+1
392 LET J=J+1
393 LET J=J+1
394 LET J=J+1
395 LET J=J+1
396 LET J=J+1
397 LET J=J+1
398 LET J=J+1
399 LET J=J+1
400 LET J=J+1
401 LET J=J+1
402 LET J=J+1
403 LET J=J+1
404 LET J=J+1
405 LET J=J+1
406 LET J=J+1
407 LET J=J+1
408 LET J=J+1
409 LET J=J+1
410 LET J=J+1
411 LET J=J+1
412 LET J=J+1
413 LET J=J+1
414 LET J=J+1
415 LET J=J+1
416 LET J=J+1
417 LET J=J+1
418 LET J=J+1
419 LET J=J+1
420 LET J=J+1
421 LET J=J+1
422 LET J=J+1
423 LET J=J+1
424 LET J=J+1
425 LET J=J+1
426 LET J=J+1
427 LET J=J+1
428 LET J=J+1
429 LET J=J+1
430 LET J=J+1
431 LET J=J+1
432 LET J=J+1
433 LET J=J+1
434 LET J=J+1
435 LET J=J+1
436 LET J=J+1
437 LET J=J+1
438 LET J=J+1
439 LET J=J+1
440 LET J=J+1
441 LET J=J+1
442 LET J=J+1
443 LET J=J+1
444 LET J=J+1
445 LET J=J+1
446 LET J=J+1
447 LET J=J+1
448 LET J=J+1
449 LET J=J+1
450 LET J=J+1
451 LET J=J+1
452 LET J=J+1
453 LET J=J+1
454 LET J=J+1
455 LET J=J+1
456 LET J=J+1
457 LET J=J+1
458 LET J=J+1
459 LET J=J+1
460 LET J=J+1
461 LET J=J+1
462 LET J=J+1
463 LET J=J+1
464 LET J=J+1
465 LET J=J+1
466 LET J=J+1
467 LET J=J+1
468 LET J=J+1
469 LET J=J+1
470 LET J=J+1
471 LET J=J+1
472 LET J=J+1
473 LET J=J+1
474 LET J=J+1
475 LET J=J+1
476 LET J=J+1
477 LET J=J+1
478 LET J=J+1
479 LET J=J+1
480 LET J=J+1
481 LET J=J+1
482 LET J=J+1
483 LET J=J+1
484 LET J=J+1
485 LET J=J+1
486 LET J=J+1
487 LET J=J+1
488 LET J=J+1
489 LET J=J+1
490 LET J=J+1
491 LET J=J+1
492 LET J=J+1
493 LET J=J+1
494 LET J=J+1
495 LET J=J+1
496 LET J=J+1
497 LET J=J+1
498 LET J=J+1
499 LET J=J+1
500 LET J=J+1
501 LET J=J+1
502 LET J=J+1
503 LET J=J+1
504 LET J=J+1
505 LET J=J+1
506 LET J=J+1
507 LET J=J+1
508 LET J=J+1
509 LET J=J+1
510 LET J=J+1
511 LET J=J+1
512 LET J=J+1
513 LET J=J+1
514 LET J=J+1
515 LET J=J+1
516 LET J=J+1
517 LET J=J+1
518 LET J=J+1
519 LET J=J+1
520 LET J=J+1
521 LET J=J+1
522 LET J=J+1
523 LET J=J+1
524 LET J=J+1
525 LET J=J+1
526 LET J=J+1
527 LET J=J+1
528 LET J=J+1
529 LET J=J+1
530 LET J=J+1
531 LET J=J+1
532 LET J=J+1
533 LET J=J+1
534 LET J=J+1
535 LET J=J+1
536 LET J=J+1
537 LET J=J+1
538 LET J=J+1
539 LET J=J+1
540 LET J=J+1
541 LET J=J+1
542 LET J=J+1
543 LET J=J+1
544 LET J=J+1
545 LET J=J+1
546 LET J=J+1
547 LET J=J+1
548 LET J=J+1
549 LET J=J+1
550 LET J=J+1
551 LET J=J+1
552 LET J=J+1
553 LET J=J+1
554 LET J=J+1
555 LET J=J+1
556 LET J=J+1
557 LET J=J+1
558 LET J=J+1
559 LET J=J+1
560 LET J=J+1
561 LET J=J+1
562 LET J=J+1
563 LET J=J+1
564 LET J=J+1
565 LET J=J+1
566 LET J=J+1
567 LET J=J+1
568 LET J=J+1
569 LET J=J+1
570 LET J=J+1
571 LET J=J+1
572 LET J=J+1
573 LET J=J+1
574 LET J=J+1
575 LET J=J+1
576 LET J=J+1
577 LET J=J+1
578 LET J=J+1
579 LET J=J+1
580 LET J=J+1
581 LET J=J+1
582 LET J=J+1
583 LET J=J+1
584 LET J=J+1
585 LET J=J+1
586 LET J=J+1
587 LET J=J+1
588 LET J=J+1
589 LET J=J+1
590 LET J=J+1
591 LET J=J+1
592 LET J=J+1
593 LET J=J+1
594 LET J=J+1
595 LET J=J+1
596 LET J=J+1
597 LET J=J+1
598 LET J=J+1
599 LET J=J+1
600 LET J=J+1
601 LET J=J+1
602 LET J=J+1
603 LET J=J+1
604 LET J=J+1
605 LET J=J+1
606 LET J=J+1
607 LET J=J+1
608 LET J=J+1
609 LET J=J+1
610 LET J=J+1
611 LET J=J+1
612 LET J=J+1
613 LET J=J+1
614 LET J=J+1
615 LET J=J+1
616 LET J=J+1
617 LET J=J+1
618 LET J=J+1
619 LET J=J+1
620 LET J=J+1
621 LET J=J+1
622 LET J=J+1
623 LET J=J+1
624 LET J=J+1
625 LET J=J+1
626 LET J=J+1
627 LET J=J+1
628 LET J=J+1
629 LET J=J+1
630 LET J=J+1
631 LET J=J+1
632 LET J=J+1
633 LET J=J+1
634 LET J=J+1
635 LET J=J+1
636 LET J=J+1
637 LET J=J+1
638 LET J=J+1
639 LET J=J+1
640 LET J=J+1
641 LET J=J+1
642 LET J=J+1
643 LET J=J+1
644 LET J=J+1
645 LET J=J+1
646 LET J=J+1
647 LET J=J+1
648 LET J=J+1
649 LET J=J+1
650 LET J=J+1
651 LET J=J+1
652 LET J=J+1
653 LET J=J+1
654 LET J=J+1
655 LET J=J+1
656 LET J=J+1
657 LET J=J+1
658 LET J=J+1
659 LET J=J+1
660 LET J=J+1
661 LET J=J+1
662 LET J=J+1
663 LET J=J+1
664 LET J=J+1
665 LET J=J+1
666 LET J=J+1
667 LET J=J+1
668 LET J=J+1
669 LET J=J+1
670 LET J=J+1
671 LET J=J+1
672 LET J=J+1
673 LET J=J+1
674 LET J=J+1
675 LET J=J+1
676 LET J=J+1
677 LET J=J+1
678 LET J=J+1
679 LET J=J+1
680 LET J=J+1
681 LET J=J+1
682 LET J=J+1
683 LET J=J+1
684 LET J=J+1
685 LET J=J+1
686 LET J=J+1
687 LET J=J+1
688 LET J=J+1
689 LET J=J+1
690 LET J=J+1
691 LET J=J+1
692 LET J=J+1
693 LET J=J+1
694 LET J=J+1
695 LET J=J+1
696 LET J=J+1
697 LET J=J+1
698 LET J=J+1
699 LET J=J+1
700 LET J=J+1
701 LET J=J+1
702 LET J=J+1
703 LET J=J+1
704 LET J=J+1
705 LET J=J+1
706 LET J=J+1
707 LET J=J+1
708 LET J=J+1
709 LET J=J+1
710 LET J=J+1
711 LET J=J+1
712 LET J=J+1
713 LET J=J+1
714 LET J=J+1
715 LET J=J+1
716 LET J=J+1
717 LET J=J+1
718 LET J=J+1
719 LET J=J+1
720 LET J=J+1
721 LET J=J+1
722 LET J=J+1
723 LET J=J+1
724 LET J=J+1
725 LET J=J+1
726 LET J=J+1
727 LET J=J+1
728 LET J=J+1
729 LET J=J+1
730 LET J=J+1
731 LET J=J+1
732 LET J=J+1
733 LET J=J+1
734 LET J=J+1
735 LET J=J+1
736 LET J=J+1
737 LET J=J+1
738 LET J=J+1
739 LET J=J+1
740 LET J=J+1
741 LET J=J+1
742 LET J=J+1
743 LET J=J+1
744 LET J=J+1
745 LET J=J+1
746 LET J=J+1
747 LET J=J+1
748 LET J=J+1
749 LET J=J+1
750 LET J=J+1
751 LET J=J+1
752 LET J=J+1
753 LET J=J+1
754 LET J=J+1
755 LET J=J+1
756 LET J=J+1
757 LET J=J+1
758 LET J=J+1
759 LET J=J+1
760 LET J=J+1
761 LET J=J+1
762 LET J=J+1
763 LET J=J+1
764 LET J=J+1
765 LET J=J+1
766 LET J=J+1
767 LET J=J+1
768 LET J=J+1
769 LET J=J+1
770 LET J=J+1
771 LET J=J+1
772 LET J=J+1
773 LET J=J+1
774 LET J=J+1
775 LET J=J+1
776 LET J=J+1
777 LET J=J+1
778 LET J=J+1
779 LET J=J+1
780 LET J=J+1
781 LET J=J+1
782 LET J=J+1
783 LET J=J+1
784 LET J=J+1
785 LET J=J+1
786 LET J=J+1
787 LET J=J+1
788 LET J=J+1
789 LET J=J+1
790 LET J=J+1
791 LET J=J+1
792 LET J=J+1
793 LET J=J+1
794 LET J=J+1
795 LET J=J+1
796 LET J=J+1
797 LET J=J+1
798 LET J=J+1
799 LET J=J+1
800 LET J=J+1
801 LET J=J+1
802 LET J=J+1
803 LET J=J+1
804 LET J=J+1
805 LET J=J+1
806 LET J=J+1
807 LET J=J+1
808 LET J=J+1
809 LET J=J+1
810 LET J=J+1
811 LET J=J+1
812 LET J=J+1
813 LET J=J+1
814 LET J=J+1
815 LET J=J+1
816 LET J=J+1
817 LET J=J+1
818 LET J=J+1
819 LET J=J+1
820 LET J=J+1
821 LET J=J+1
822 LET J=J+1
823 LET J=J+1
824 LET J=J+1
825 LET J=J+1
826 LET J=J+1
827 LET J=J+1
828 LET J=J+1
829 LET J=J+1
830 LET J=J+1
831 LET J=J+1
832 LET J=J+1
833 LET J=J+1
834 LET J=J+1
835 LET J=J+1
836 LET J=J+1
837 LET J=J+1
838 LET J=J+1
839 LET J=J+1
840 LET J=J+1
841 LET J=J+1
842 LET J=J+1
843 LET J=J+1
844 LET J=J+1
845 LET J=J+1
846 LET J=J+1
847 LET J=J+1
848 LET J=J+1
849 LET J=J+1
850 LET J=J+1
851 LET J=J+1
852 LET J=J+1
853 LET J=J+1
854 LET J=J+1
855 LET J=J+1
856 LET J=J+1
857 LET J=J+1
858 LET J=J+1
859 LET J=J+1
860 LET J=J+1
861 LET J=J+1
862 LET J=J+1
863 LET J=J+1
864 LET J=J+1
865 LET J=J+1
866 LET J=J+1
867 LET J=J+1
868 LET J=J+1
869 LET J=J+1
870 LET J=J+1
871 LET J=J+1
872 LET J=J+1
873 LET J=J+1
874 LET J=J+1
875 LET J=J+1
876 LET J=J+1
877 LET J=J+1
878 LET J=J+1
879 LET J=J+1
880 LET J=J+1
881 LET J=J+1
882 LET J=J+1
883 LET J=J+1
884 LET J=J+1
885 LET J=J+1
886 LET J=J+1
887 LET J=J+1
888 LET J=J+1
889 LET J=J+1
890 LET J=J+1
891 LET J=J+1
892 LET J=J+1
893 LET J=J+1
894 LET J=J+1
895 LET J=J+1
896 LET J=J+1
897 LET J=J+1
898 LET J=J+1
899 LET J=J+1
900 LET J=J+1
901 LET J=J+1
902 LET J=J+1
903 LET J=J+1
904 LET J=J+1
905 LET J=J+1
906 LET J=J+1
907 LET J=J+1
908 LET J=J+1
909 LET J=J+1
910 LET J=J+1
911 LET J=J+1
912 LET J=J+1
913 LET J=J+1
914 LET J=J+1
915 LET J=J+1
916 LET J=J+1
917 LET J=J+1
918 LET J=J+1
919 LET J=J+1
920 LET J=J+1
921 LET J=J+1
922 LET J=J+1
923 LET J=J+1
924 LET J=J+1
925 LET J=J+1
926 LET J=J+1
927 LET J=J+1
928 LET J=J+1
929 LET J=J+1
930 LET J=J+1
931 LET J=J+1
932 LET J=J+1
933 LET J=J+1
934 LET J=J+1
935 LET J=J+1
936 LET J=J+1
937 LET J=J+1
938 LET J=J+1
939 LET J=J+1
940 LET J=J+1
941 LET J=J+1
942 LET J=J+1
943 LET J=J+1
944 LET J=J+1
945 LET J=J+1
946 LET J=J+1
947 LET J=J+1
948 LET J=J+1
949 LET J=J+1
950 LET J=J+1
951 LET J=J+1
952 LET J=J+1
953 LET J=J+1
954 LET J=J+1
955 LET J=J+1
956 LET J=J+1
957 LET J=J+1
958 LET J=J+1
959 LET J=J+1
960 LET J=J+1
961 LET J=J+1
962 LET J=J+1
963 LET J=J+1
964 LET J=J+1
965 LET J=J+1
966 LET J=J+1
967 LET J=J+1
968 LET J=J+1
969 LET J=J+1
970 LET J=J+1
971 LET J=J+1
972 LET J=J+1
973 LET J=J+1
974 LET J=J+1
975 LET J=J+1
976 LET J=J+1
977 LET J=J+1
978 LET J=J+1
979 LET J=J+1
980 LET J=J+1
981 LET J=J+1
982 LET J=J+1
983 LET J=J+1
984 LET J=J+1
985 LET J=J+1
986 LET J=J+1
987 LET J=J+1
988 LET J=J+1
989 LET J=J+1
990 LET J=J+1
991 LET J=J+1
992 LET J=J+1
993 LET J=J+1
994 LET J=J+1
995 LET J=J+1
996 LET J=J+1
997 LET J=J+1
998 LET J=J+1
999 LET J=J+1
1000 LET J=J+1

```

```

548 LET B = PI-P-B
549 LET A3 = C-B
550 LET A7 = (PI*(A3+1)-2-C1-2)/(2*PI*PI)
551 LET J24 = SQR (A3-2)*PI
552 LET A8 = ATN (J24)
553 LET A5 = PI-(A3+A8)
554 LET A11 = (COS(A5)*A12 - COS(A5)*A11)
555 LET Y1 = (COS(A5)*A12 - SIN(A5)*A11)
556 LET X = SQR (X1^2 + Y1^2)
557 LET A9 = TB * ATN (Y1/X1)
558 LET A10 = B + COS (A9)
559 LET Y2 = B + SIN (A9)
560 IP J23 THEN A9
561 LET A3=A2
562 LET W = SQR ((X2-A3)^2 + (Y2-Y1)^2)
563 LET C5 = SQR((X2 - A3)^2 + (Y2 - Y1)^2)
564 LET C6 = SQR((X2 - A3)^2 + (Y2 - Y1)^2)
565 LET P6 = (C1^2 + A2^2 - W^2)/(2*C5*C6)
566 LET P5 = SQR(1-P6^2)*P6
567 LET P8 = ATN (P5)
568 LET L2 = (L1 + PI)/C6 + COS(P8)
569 LET L3 = L2/2
570 LET L3 = L3*PI/180
571 PRINT TAB(7);INT(TAB(10+L3))"="TAB(100);L2;TAB(10);L3;PI/180
712 LET J = J+1
722 LET J=J+2
732 LET J=J+2
742 LET J=J+2
752 LET J=J+2
762 LET J=J+2
772 LET J=J+2
782 LET J=J+2
792 LET J=J+2
802 LET J=J+2
812 LET J=J+2
822 LET J=J+2
832 LET J=J+2
842 LET J=J+2
852 LET J=J+2
862 LET J=J+2
872 LET J=J+2
882 LET J=J+2
892 LET J=J+2
902 LET J=J+2
912 LET J=J+2
922 LET J=J+2
932 LET J=J+2
942 LET J=J+2
952 LET J=J+2
962 LET J=J+2
972 LET J=J+2
982 LET J=J+2
992 LET J=J+2
1000 PRINT "EL PROGRAMA HA CONCLUIDO, GRACIAS"
1001 PRINT "LOS RESULTADOS IMPRESOS SE SERAN DE UTILIDAD PARA EL SIGUIENTE PROGRAMA"
1002 END

```

READY

UN TOTO  
PROGRAMA PARA DETERMINAR LA POSICION DEL PUNTO P  
DE LA FIG. 11, A PARTIR DEL ANGULO DE INCLINACION  
DE ARAZO OSCILANTE CON RESPECTO A LA HORIZONTAL  
LA POSICION DEL PUNTO P SE DARA EN COORDENADAS RECTANGULARES

CONSERVA EN LA FIG. 11, LAS MEDIDAS QUE A CONTINUACION SE TE  
PRESENTAN, CORRESPONDEN A DICHA FIGURA POR LO QUE CONCIERNE  
DE ANOTAR CORRECTAMENTE LA MEDIDA CUAL DE CADA SEGMENTO EN  
PRATICAR.

LA DISTANCIA OT ES \*7 70.32  
LA DISTANCIA DE OS \*7 109  
LA DISTANCIA EG ES \*7 94  
LA DISTANCIA IP ES \*7 60  
LA DISTANCIA PG ES \*7 75  
LA DISTANCIA TG ES \*7 64.7  
LA DISTANCIA ES \*7 400  
EL ANGULO DEL ARAZO OSCILANTE ES \*7 500  
EL ANGULO INICIAL THETA 1 EN GRADOS ES \*7 -22  
LA COORDENADA X DEL PUNTO 1 ES \*7 40  
CUAL ES LA COORDENADA Y<sup>2</sup> DEL EXTREMO SUPERIOR DEL AMORTIGUADOR 2  
CUAL ES LA COORDENADA Y<sup>2</sup> DEL EXTREMO SUPERIOR DEL AMORTIGUADOR 3  
POSICION DE LA RUEDA GRAFICA PROGRESIVA  
EN MILIMETROS (PP/PP)

RELACION DE PRINCIPALES  
(PP/PP) (PP/PP)

DEFINITION BY 0 AT LINE 603  
DEFINITION BY 0 AT LINE 604  
DEFINITION BY 0 AT LINE 605  
DEFINITION BY 0 AT LINE 607

-212.272 \*  
-207.272 \*  
-202.272 \*  
-197.272 \*  
-192.272 \*  
-187.272 \*  
-182.272 \*  
-177.272 \*  
-172.272 \*  
-167.272 \*  
-162.272 \*  
-157.272 \*  
-152.272 \*  
-147.272 \*  
-142.272 \*  
-137.272 \*  
-132.272 \*  
-127.272 \*  
-122.272 \*  
-117.272 \*  
-112.272 \*  
-107.272 \*  
-102.272 \*  
-97.2710 \*  
-92.2710 \*  
-87.2710 \*  
-82.2710 \*  
-77.2710 \*  
-72.2710 \*  
-67.2710 \*  
-62.2710 \*  
-57.2710 \*  
-52.2710 \*  
-47.2710 \*  
-42.2710 \*  
-37.2710 \*  
-32.2710 \*  
-27.2710 \*  
-22.2710 \*  
-17.2710 \*  
-12.2710 \*  
-7.27102 \*  
-2.27102 \*  
2.72010 \*  
7.72010 \*  
12.7202 \*  
17.7202 \*  
22.7202 \*  
27.7202 \*  
32.7202 \*  
37.7202 \*  
42.7202 \*  
47.7202 \*  
52.7202 \*  
57.7202 \*  
62.7202 \*  
67.7202 \*  
72.7202 \*  
77.7202 \*  
82.7202 \*

G C  
0.05701 210093  
0.03006 21197  
0.0175 213037  
0.0934 21704  
0.57324 21703  
0.56303 217034  
0.5313 220510  
0.51354 221956  
0.47422 222524  
0.47516 223454  
0.43653 2244  
0.42771 225341  
0.41920 226201  
0.40104 227119  
0.38284 228137  
0.36460 229196  
0.34713 230207  
0.33030 231251  
0.31317 232427  
0.29604 233479  
0.27861 234827  
0.26082 236101  
0.24334 237379  
0.22573 238727  
0.20800 239701  
0.18035 240177  
0.15283 240770  
0.12449 241000  
0.11621 242702  
0.09776 244027  
0.07882 245137  
0.06004 246302  
0.04074 247679  
0.0211 248060  
0.00107 249393  
0.98059 251219  
3.95043 253349  
3.92013 254720  
3.91979 255303  
3.90219 256009  
3.86003 256412  
3.84321 260016  
3.81005 261391  
3.77342 262615  
3.74579 263740  
3.73692 264707  
3.70632 265000  
3.6741 272179  
3.63951 275132  
3.60340 277911  
3.56661 280901  
3.5223 283903  
3.4767 287429  
3.42607 291017  
3.372 29456  
3.31102 300222  
3.24248 306036  
3.1644 314019  
3.07306 325913

EL PROGRAMA HA CONCLUIDO, ESPERAR  
LOS RESULTADOS IMPRESOS TE SIEMPRE DE UTILIDAD PARA EL SIGUIENTE PROGRAMA

READY

Nótese que en la gráfica obtenida, la relación de palancaje disminuye en forma no lineal a medida que asciende la rueda trasera. - Esto indica que el sistema es progresivo. Esto es que, para los primeros milímetros de desplazamiento vertical de la rueda, la rela --- ción de palancaje será máxima y por ende la fuerza en P será mayor.- Conforme avanza la rueda, la fuerza en P irá disminuyendo hasta lle- gar al límite del desplazamiento de la rueda, donde la fuerza en P - será mínima.

## CAPITULO V

### Análisis Comparativo entre los dos Sistemas

En el presente capítulo, se desarrollará una breve comparación entre el sistema de suspensión convencional y el actual mono-amortiguador desde el punto de vista funcional, pero antes de eso, explicaré la necesidad de un sistema de suspensión progresiva en un vehículo de 2 ruedas.

Supongamos un cuerpo en movimiento (motocicleta y conductor, en este caso) que se traslada de un lugar a otro a velocidad constante. Durante el trayecto, el cuerpo experimenta fuerzas externas actuando sobre él. Un ejemplo de estas fuerzas es la aceleración lateral ó tangencial que se produce cuando se hace virar el vehículo durante una curva, o choques del vehículo contra el pavimento cuando éste no es uniforme ó irregular. Si el vehículo no está provisto de un sistema de suspensión, la motocicleta y el conductor serían forzados a tratar completamente con los impactos de abruptos cambios de elevación. Esto pudiera causar que la motocicleta se mantuviera fuera del piso más del tiempo, provocando que el conductor tienda a separarse del vehículo, afectando así, la seguridad del mismo.

El monto de la energía generada por el vehículo cuando acierta en un obstáculo (un hoyo), depende de la altura del brinco y de la masa del conjunto moto-conductor, y si estos dos factores permanecen

constantes, la energía que pudiera ser absorbida, es constante. La energía no se irá, parte de ésta será absorbida por el bastidor y otra parte por el mismo conductor, pudiendo causar deformaciones -- y/o rupturas en el primero y descontrol para el segundo.

El trabajo, función ó tarea de la suspensión es ésta, disipar la energía generada de impacto, con el más pequeño efecto posible sobre el chasis y conductor.

Es muy común que en el mundo motociclístico y en el automovilismo moderno se utilicen resortes y amortiguadores montados en paralelo para constituir el sistema de suspensión.

Es importante enfatizar, que los resortes son usados para contrarrestar la fuerza de gravedad, es decir, para retener el vehículo arriba y mantener el viaje de la suspensión completo. Los resortes no absorben energía, solamente la almacenan por un corto período de tiempo.

Los amortiguadores son usados para disponer de la energía de impacto mencionada, a fin de transformarla en energía calorífica y disipar a la atmósfera. Esta transferencia de energía hacia el medio circulante se realiza forzando el fluido hidráulico a través de un sistema de pequeños orificios. La energía requerida para mover el vástago del amortiguador, está relacionado con la viscosidad del aceite, la medida de los orificios y la velocidad relativa entre ambos.



La fuerza de amortiguación aumenta con el cuadrado de la velocidad relativa entre el aceite y el orificio. Los amortiguadores modernos cuentan con seis y ocho resortes de carga sensitivos a la velocidad de flujo del aceite; la mitad es usada para absorber energía durante el proceso de compresión, y la otra mitad para el proceso de rebote (regreso).

Como se ve, el amortiguador no influye en lo absoluto en un sistema de suspensión progresiva, ya que, como se dijo, son sensitivos a la velocidad de desplazamiento del vástago, más no a la posición del mismo.

La razón por la cual, los amortiguadores progresivos no son usados en motocicletas, es por su elevado costo de manufactura; ya que estarían provistos con 6 a 8 válvulas esenciales sensitivas a la presión dentro de éste, más la misma cantidad de válvulas sensitivas al desplazamiento para igualar los resortes altamente progresivos.

La experiencia ha demostrado que la mejor suspensión, es aquella que es suave durante las primeras pulgadas de desplazamiento de la rueda, a fin de seguir las pequeñas irregularidades del terreno y no perder adherencia ni tracción. Después de esta etapa, la suspensión deberá ser más rígida (en la parte media) para obtener mayor manejabilidad y deberá ser cada vez más rígida conforme el desplazamiento de la rueda avanza. Esto es para evitar el golpe en el fondo de la carrera del amortiguador y obtener una respuesta adecuada en los saltos violentos y agujeros más profundos.

A toda suspensión que cumpla con lo anterior, se le llama "sistema progresivo". En el sistema convencional pudiera funcionar como se describe, instalando 2 ó 3 resortes en serie ó resortes progresivos en combinación, etc. pero con este sistema jamás sería lo bastante apropiado para solventar el problema.

Ahora bien; en base a la descripción anterior de una suspensión ideal, podremos considerar las ventajas y/o desventajas de los sistemas de suspensión trasera ya analizados. En primer lugar se mencionarán las ventajas y desventajas respectivamente del sistema convencional para que, posteriormente se realice de igual forma, para el Sistema Monoshock patentado por HONDA y el cual se distingue con el nombre de PRO-LINK.

## 1.- Sistema de Suspensión Trasera Convencional

### 1.1- Ventajas

En realidad las ventajas que ofrece cada sistema, depende del tipo y uso de vehículo al cual se le intenta adaptar el sistema, pero, para no desviarnos del objetivo, hablaremos concretamente de un sistema de suspensión trasera para motocicletas ligeras destinadas a usarse sobre caminos de tierra.

Una de las principales ventajas del sistema convencional es la de su fácil acceso para fines de reposición.

Otra es que debido a su geometría de posicionamiento de los amortiguadores, permite al brazo oscilante ser más sencillo de manufacturar y no exige un material sumamente especial para su producción. El número de piezas requeridas para su "buen funcionamiento" es mínimo.

Todo esto podemos traducirlo en menor costo de manufactura, que a decir verdad, a mi manera de pensar no es una ventaja. Esto es, si se aumenta el costo de manufactura de una parte dinámica con el fin de aumentar el nivel de seguridad del usuario, el incremento en el costo se justifica grandemente, ya que a fin de cuentas, lo que cualquier compañía vende dentro de su producto, es la seguridad hacia el usuario. Claro está que esta relación costo/beneficio debe caer dentro de cierto rango de aceptación, ya que sería imposible aumentar infinitamente el costo para ganar pocos milímetros en el desplazamiento de la rueda.

Por último, el mantenimiento que pudiese requerir este sistema, es mínimo.

## 1.2 Desventajas

Como principal desventaja que se encuentra en el sistema de doble amortiguador, es que éstos nunca funcionan de la misma manera, -- por tanto la adherencia y el confort son sacrificados. En segundo lugar, los amortiguadores requieren de un desplazamiento considerable -- del vástago para obtener una "carrera" amplia en la rueda, lo cual --

afecta en el buen funcionamiento del mismo, debido a que el fluido-- contenido en éste, es forzado con mayor regularidad contra los orifi-- cios, provocando que sus visosidad disminuya en un corto período de-- tiempo. Esto provoca que la fuerza de amortiguación se reduzca con-- siderablemente y diferente en cada amortiguador.

Como tercer punto desventajoso, es que se obtiene una progre-- sión muy pobre.

Por último, debido a que los amortiguadores se sujetan directa-- mente sobre el brazo oscilante, la cantidad de masa que se desplaza-- durante una oscilación del mismo, aumenta, provocando que la inercia del sistema no flotante sea mayor, lo cual dificulta el trabajo al re-- sorte para regresar la rueda inmediatamente a su posición normal. -- Perdiendo así, tracción en pequeños brincos repetitivos.

## 2.- Sistema de Suspensión Trasera Mono-Amortiguador

### 2.1 Ventajas

Como se ha demostrado en capítulos anteriores, con el sistema -- de suspensión trasera monoshock, se obtiene un mayor desplazamiento-- radial de la rueda y una mayor progresión, debido al complejo sistema de 4 barras y a la situación ventajosa del amortiguador.

Este sistema de eslabonamiento, permite al amortiguador trabajar con menos sollicitaciones de esfuerzo, ya que desplazamientos grandes--

en la rueda, se traducen en pequeños desplazamientos del vástago del amortiguador y por lo tanto su regularidad funcional es menor, permitiéndole mantener constante su fuerza de amortiguación.

La posición del amortiguador ayuda a mejorar la estabilidad y la frenada, ya que se localiza más cerca del centro de gravedad, permitiéndole además realizar una suspensión más robusta y compacta y localizar el asiento a menor altura con relación al suelo.

Se obtiene una mejor respuesta de amortiguación en los saltos y agujeros más profundos y evita el golpe en el fondo de la carrera del amortiguador.

Se reduce el peso de la masa no flotante con su consiguiente reducción de la inercia, para permitir a la rueda seguir las irregularidades del terreno a fin de no perder adherencia. Además, si la fuerza de inercia se reduce, las magnitudes de las reacciones en el bastidor se aminoran.

CAPITULO VIDesarrollo de un Sistema Original de Eslabonamiento

El presente capítulo, lo dedicaré exclusivamente a la síntesis de un eslabonamiento de 4 barras, tal que sea adaptable a un sistema de suspensión trasera de una motocicleta y el cual ofrezca todas las ventajas de un sistema de mono-amortiguador.

En el capítulo anterior se mencionaron estas ventajas que, durante todo el proceso de síntesis, se tomarán en cuenta intuitivamente en cada paso de desarrollo del mismo.

Cabe recordar que existe sólo un punto en todo el sistema de 4 barras que es de mayor interés, el cual corresponde al punto P, situado en cualquier lugar geométrico del eslabón acoplador, dicho punto debe generar una trayectoria determinada, la cual debe asemejarse a una recta.

Dada la dificultad de sintetizar un mecanismo de 4 barras que -- con el cual se obtenga una recta precisa, e invariable, se tendrá que establecer, como primer paso, una ecuación que represente la curva a describir por dicho punto, ya que, para la sintetización de los eslabones en conjunto, es necesario conocer la trayectoria deseada.

La ecuación algebraica de una curva del acoplador es, en gene---

ral, del sexto orden, de donde es posible hallar curvas con una gran variedad de formas y características interesantes. Pero como la trayectoria deseada debe asemejarse a una recta, podemos simplificar la ecuación de sexto orden a una ecuación de una circunferencia de radio sumamente grande y entonces utilizar solamente una pequeña parte de ésta.

Hasta el momento, se ha definido claramente, que la ecuación de la curva, que debe describir un punto P cualquiera del eslabón acoplador, debe pertenecer a la familia de las cónicas, siendo la ecuación de la circunferencia la ideal para efectos del desplazamiento requerido.

La ecuación general de una circunferencia de radio R y centro C ( $\alpha, \beta$ ) fuera del origen es la siguiente.

$$(X - \alpha)^2 + (Y - \beta)^2 = R^2$$

Como es de saberse, la ecuación anterior no sirve hasta que los valores correspondientes a las coordenadas del centro y la dimensión del radio sean establecidas, ya que debemos definir la parte de la circunferencia que se desea utilizar. La magnitud del radio determinará la curvatura del desplazamiento.

Para determinar estos factores, se puede situar el centro de la circunferencia sobre el eje de las abscisas de un sistema coordinado cuyo origen corresponda con el centro de pivotaje del eslabón impulsor (brazo oscilante) y tomar la sección derecha ó izquierda de la --

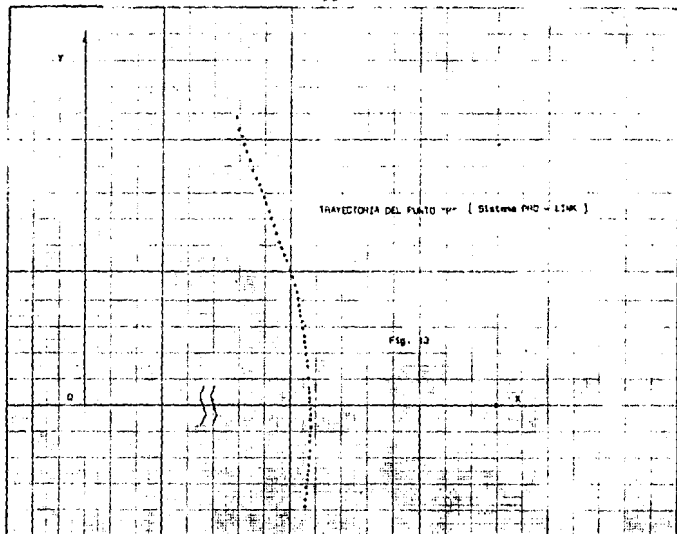
circunferencia como la trayectoria del punto P. Pero esto da lugar a la formulación de las siguientes preguntas. ¿Cuál sería la dimensión de  $\alpha$ ? ¿Cuál sería la dimensión de R? Para determinar la distancia del centro de la circunferencia al origen del sistema, y la dimensión del radio, de tal manera que no interfiera con ningún componente de la suspensión, se tendría que realizar una serie de experimentos físicos con dimensiones tomadas al azar, hasta encontrar una curva aceptable, que se desarrolle sobre un lugar preciso, en donde su trayectoria no se vea obstaculizada por ningún elemento físico perteneciente al mismo sistema.

Como esta labor tediosa, se considera poco eficiente e inexacta, creo conveniente hacer referencia al sistema de eslabonamiento analizado en el capítulo IV anterior, con el objeto de asemejar la trayectoria que este describe.

Dicha trayectoria podemos conocerla, graficando todos los puntos por donde pasa el punto P de la figura 11. Las coordenadas de cada punto son dato, ya que el programa que fué diseñado para su análisis (mostrado en la misma sección), calcula e imprime la posición de P (en coordenadas rectangulares) para cada posición diferente de la rueda.

La figura 13 muestra que la trayectoria que describe P en aquel sistema, puede considerarse como un segmento de una circunferencia, cuyo centro se localiza a la izquierda del origen del sistema coordinado.





Para localizar el punto  $C(\alpha, \beta)$  de la circunferencia, es suficiente tener 2 puntos conocidos, pertenecientes a la misma.

De la tabla de resultados del programa anterior se escojen 2 puntos al azar. En este caso seleccionamos los puntos T (89.51, 54.42) - y K (103.09, - 19.48), las cuales corresponden a los puntos máximo, - mínimo de la trayectoria de referencia.

Si T y K pertenecen a la circunferencia entonces:

$$R = CT = CK$$

la pendiente de la recta que une los puntos T y K es:

$$m_{TK} = \frac{54.42 + 19.48}{89.51 - 103.09} = -5.44$$

$$m_{\perp} = -\frac{1}{m_{TK}}$$

La pendiente de la recta perpendicular a la recta TK es recíproca y de signo contrario  $m_{\perp} = +0.1837618$  la cual debe pasar por el punto medio, siendo este.

Z ( $X_3, Y_3$ )

$$X_3 = \frac{X_1 + X_2}{2} = \frac{89.51 + 103.09}{2} = 96.3$$

$$Y_3 = \frac{Y_1 + Y_2}{2} = \frac{54.42 + 19.48}{2} = 36.95$$

Como el punto C ( $\alpha, \beta$ ) debe localizarse sobre la bisectriz entonces

$$m_{\perp} = \frac{\beta - 17.47}{\alpha - 96.3} = 0.1837 \quad \therefore \quad \beta = 0.1837\alpha - 0.226$$

Pero:

$$CT^2 = (\alpha - 89.51)^2 + (\beta - 54.42)^2$$

y si:

$$R = 430$$

entonces:

$$\alpha^2 - 179.02\alpha + 8010.25 + \beta^2 - 108.84\beta + 2961.53 = 184900$$

$$\alpha^2 - 179.02\alpha + (0.1837\alpha - 0.226)^2 - 108.84(0.1837\alpha - 0.226) = 173928.22$$

$$\alpha^2 - 179.02\alpha + 0.0337\alpha^2 - 0.083\alpha - 20\alpha = 173903.57$$

$$1.033\alpha^2 - 199.1\alpha - 173903.57 = 0$$

$$\alpha = \frac{199.1 - \sqrt{(199.1)^2 - 4(1.033)(-173903.57)}}{2(1.033)} ; \alpha = -325.1$$

Sustituyendo:  $\beta = (0.1837)(-325.1) - 0.226 ; \beta = -59.99$

$$R = \sqrt{(89.51 + 325.1)^2 + (54.42 + 59.99)^2} ; R = 430$$

Por lo tanto la ec de la circunferencia queda definida como:

$$(X + 325.1)^2 + (Y + 59.94) = 184900$$

despejando Y tenemos

$$\textcircled{2} \text{ ————— } Y = \sqrt{(184900) - (X + 325.1)^2} - 59.94$$

La trayectoria del punto P, debe recorrer un segmento de la circunferencia cuya ecuación ha sido ya determinada. Los límites del segmento son libres en cuanto a la dirección de Y, pero en la dirección del eje X deberá limitarse entre 89 y 104 a fin de no obstaculizar la función del amortiguador.

Uno de los problemas del diseño de eslabonamiento consiste en seleccionar un conjunto de puntos de precisión para utilizarlos en la síntesis, de tal modo que se minimice el error estructural.

Por lo tanto, el mejor espaciamento de estos puntos es el llamado "espaciamento de Chebychev". Para "n" puntos en el intervalo  $X_0 \leq X \leq X_{n+1}$  el espaciamento Chebychev es:

$$j = 1, 2, 3, \dots, n$$

$$X_j = 1/2 (X_0 + X_{n+1}) - 1/2 (X_{n+1} - X_0) \cos \frac{\pi(2j-1)}{2n} \quad \text{--- (3)}$$

en donde  $X_j$  son los puntos de precisión

Aplicando la teoría de Chebychev en nuestra síntesis tenemos:

como intervalo  $89 \leq X \leq 104$

El eslabonamiento debe generar la función determinada (2) y es la siguiente  $Y = \sqrt{(184900) - (X + 325.1)^2} - 59.94$  para el intervalo mencionado, usando 4 puntos de precisión. Entonces, partiendo de la ec. 3, los cuatro valores de X son:

$$X_1 = 1/2 (89 + 104) - 1/2 (104 - 89) \cos \frac{\pi(2-1)}{(2)(4)}$$

$$X_2 = 1/2 (193) - 1/2 (15) \cos \frac{\pi(4-1)}{8}$$

$$X_3 = 96.5 - (7.5) \cos \frac{\pi(6-1)}{8}$$

$$X_4 = 96.5 - (7.5) \cos \frac{\pi(8-1)}{8}$$

Resultado

$$X_1 = 89.57$$

$$X_2 = 93.63$$

$$X_3 = 99.37$$

$$X_4 = 103.43$$

Los valores correspondientes de  $Y$  se encuentran sustituyendo los valores de  $X_j$  en la ecuación (6) y son:

$$Y_1 = \sqrt{(184900) - (89.57 + 325.1)^2} - 59.94$$

$$Y_2 = \sqrt{(184900) - (93.63 + 325.1)^2} - 59.94$$

$$Y_3 = \sqrt{(184900) - (99.37 + 325.1)^2} - 59.94$$

$$Y_4 = \sqrt{(184900) - (103.43 + 325.1)^2} - 59.94$$

Resultado:

$Y_1 = 53.85$	$C_1 (103.43, -24.41)$
$Y_2 = 37.86$	$C_2 (99.37, 8.8)$
$Y_3 = 8.8$	$C_3 (93.63, 37.86)$
$Y_4 = -24.41$	$C_4 (89.57, 53.85)$

Con los datos deducidos hasta el momento, se puede comenzar a sintetizar un eslabonamiento de 4 barras, usando el método de reducción de la posición del punto, de tal modo que un punto trazador del acoplador recorra la trayectoria previamente especificada cuando el eslabonamiento se mueve.

El método utilizado permite elegir hasta seis puntos de precisión, pero en nuestro caso, utilizaremos únicamente los 4 anteriores, ya que, no se requiere de gran precisión en la generación de la trayectoria especificada.

Es importante aclarar, que el método es gráfico y que, por lo tanto, la síntesis puede o no tener éxito, lo cual quiere decir que la solución se obtendrá en el primer ó décimo intento ó "n"-intentos. El resultado final puede o no ser una aproximación de la trayectoria deseada.

Para sintetizar un eslabonamiento de tal manera que el acoplador pase por los cuatro puntos de precisión, se localizan los puntos  $C_1, C_2, C_3, C_4$ , de la trayectoria deseada, sobre un sistema de ejes coordenados. Luego eligiendo  $C_1$  y  $C_3$ , primero se localiza el apoyo del eslabón seguidor, en cualquier punto sobre la mediatriz  $C_{13}$ . De nominado a este punto como  $O_4$  y tomándolo como centro, trácese un arco circular con cualquier radio  $R$ . A continuación, haciendo centros en  $C_1$  y  $C_3$  y cualquier otro radio  $r$ , márquense pequeños arcos que se intersecten con el arco de radio  $R$ . Estas dos intersecciones definen los puntos  $A_1$  y  $A_3$  del eslabón de entrada (impulsor). Construyase la mediatriz  $a_{13}$  de  $A_1, A_3$  y obsérvese que pasa por  $O_4$ . Localícese el apoyo  $O_2$  del eslabón de entrada sobre cualquier punto de la mediatriz  $a_{13}$ . Esto ofrece una oportunidad de elegir una longitud conveniente para el oscilador de entrada. Usese ahora  $O_2$  como centro y trácese el círculo de la manivela pasando por  $A_1$  y  $A_3$ . Los puntos,  $A_2$  y  $A_4$  de este círculo se obtienen marcando pequeños arcos de radio  $r$  una vez más con centro en  $C_2$  y  $C_4$ . Esto completa la primera fase de la síntesis; se han localizado los pivotes  $O_2$  y  $O_4$  de los eslabones de entrada y salida respectivamente, en relación con la trayectoria deseada y, por ende, se ha definido la distancia  $O_2 O_4$  también - se ha definido la longitud del elemento de entrada y se localizaron sus posiciones relativas a los cuatro puntos de precisión de la trayectoria.

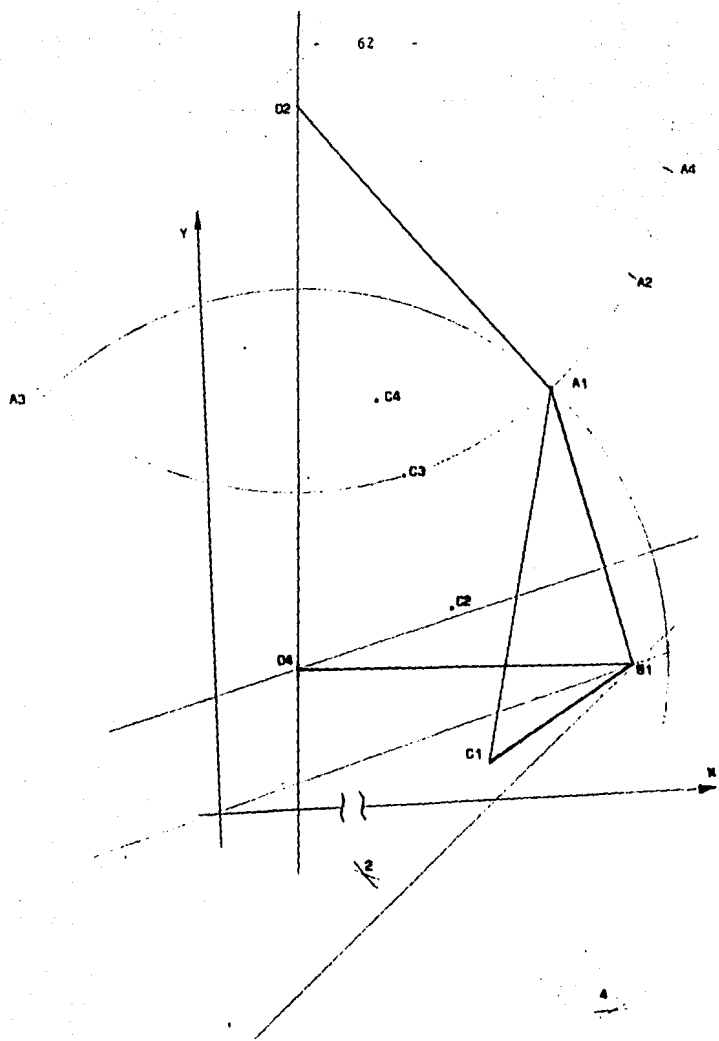
La siguiente tarea consiste en localizar el punto de sujeción -- del acoplador y el elemento de salida, al cual lo identificaremos con la letra  $B_1$ .

Antes de dar principio al paso final, obsérvese que el eslabonamiento ha quedado definido. Se tomaron 4 decisiones: la ubicación de  $O_4$ , los radios  $R$  y  $r$  y la ubicación de  $O_2$ . En consecuencia, hay una infinidad de soluciones posibles, una de las cuales será la precisa para cumplir con nuestro objetivo.

En relación a la figura (14), localícese el punto 2 haciendo que sean congruentes a los triángulos  $C_2A_2O_4$  y  $C_1A_1O_2$ . Localícese el punto 4 haciendo que sean congruentes  $C_4A_4O_4$  y  $C_1A_1O_4$ . Los puntos 4 y 2 y  $O_4$  están sobre el círculo, cuyo centro es  $B_1$ .

De donde  $B_1$  se encuentra en la intersección de las mediatrices de  $O_4O_2$  y  $O_4O_4$ . Una vez localizado  $B_1$ , se pueden dibujar los eslabones en su sitio y el mecanismo se prueba para ver si describe la trayectoria prescrita.

Siguiendo el procedimiento anterior se obtuvieron varios mecanismos diferentes, los cuales no satisfacen completamente la trayectoria prevista y otros por su geometría no permiten la aplicación de grandes esfuerzos. Después de un análisis del método, se generó un eslabonamiento a partir de las necesidades de posicionamiento del sistema sobre el bastidor del vehículo, logrando un sistema adecuado y sin problemas de posicionamiento. A continuación se muestra el mecanismo desarrollado.





Cabe señalar que la magnitud de los eslabones se puede variar, siempre y cuando la razón de la variación es la misma en cada uno de ellos, ya que, de lo contrario se alteraría el mecanismo, y la trayectoria del punto C. Esto permite que el sistema se adapte a las necesidades de acoplamiento de un vehículo en particular.

La verificación del sistema se puede realizar mediante la construcción de un mecanismo físico de madera, cartón u otro material -- que sea fácil de trabajar. Pero para conocer exactamente su comportamiento y graficar con exactitud su trayectoria, creo conveniente -- realizar otro programa para computadora en lenguaje BASIC a fin de -- facilitar el cálculo de las coordenadas de C, para cada posición -- diferente de la rueda trasera. Además sería útil para la verificación de la variación razonable de la relación de palancaje, es decir, de su efecto progresivo.

A continuación se muestra dicho programa, el cual arrojó los resultados que le siguen, en base a las medidas tomadas directamente a escala del sistema anterior de eslabonamientos.



18401

108 48-64

PROGRAMA PARA DIAGNOSTICAR EL COMPORTAMIENTO PROGRESIVO DEL SISTEMA DEJANALIZADO EN EL PRESENTE CAPITULO, A PARTIR DE LAS MEDIDAS A ESCALA TOMADAS DIRECTAMENTE SOBRE EL DISQUO.

OBSERVAR QUE LAS MEDIDAS DE CADA EILACION SE COMPENSA EL MICA - MISMO AS DATO PARA EL PROGRAMA, POR LO QUE ESTAS MEDIDAS PUE - DEN SER VARIADAS A FIN DE OBTENER LA CURVA DE PROGRESION DESER - DA.

PARA SE REFERIRSE AL DISCO INTERIOR PARA ANOTAR CORRECTAMENTE LAS MEDIDAS QUE A CONTINUACION SE LE PREGUNTA.

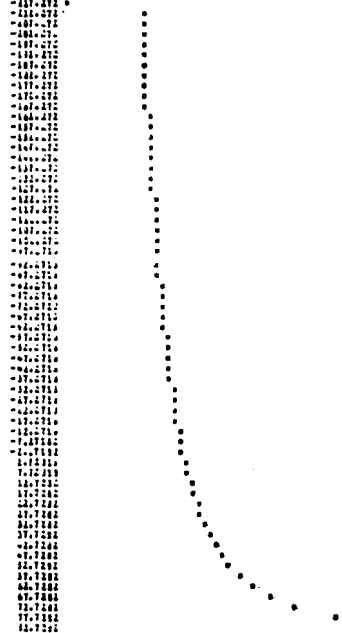
- LA DISTANCIA 32-24 ES DE 167
- A DISTANCIA 22-01 ES DE 143
- A DISTANCIA 25-01 ES DE 80
- A DISTANCIA 25-21 ES DE 120
- A DISTANCIA 31-01 ES DE 40
- A DISTANCIA 24-01 ES DE 11
- A DISTANCIA 31-00 ES DE 600
- A LONGITUD DEL BRAZO OSCILANTE ES DE 580
- EL ANGULO INICIAL THETA EN GRADOS ES DE -22
- LA COORDENADA X DEL PUNTO 24 ES DE 30
- LA COORDENADA Y DEL EXTREMO SUPERIOR DEL AMORTIGUADOR ES DE
- LA COORDENADA X DEL EXTREMO SUPERIOR DEL AMORTIGUADOR ES DE

POSICION DE LA TUBERIA  
EN MILIMETROS

GRAFICA PROGRESIVA  
(PP/PP)

RELACION DE PALANCAJE  
(PP/PP)

DIVISION BY 0 AT LINE 673  
DIVISION BY 3 AT LINE 674  
DIVISION BY 0 AT LINE 676  
DIVISION BY 0 AT LINE 677



(PP/PP)	(PP/PP)
0	0
0.23770	-100190
0.23966	-301200
0.24069	-102282
0.24201	-079326
0.24370	-060072
0.24575	-055481
0.24800	-056070
0.25026	-057937
0.25257	-059860
0.25490	-061846
0.25724	-063882
0.25961	-065969
0.26200	-068100
0.26441	-070284
0.26684	-072512
0.26929	-074794
0.27176	-077128
0.27425	-079516
0.27676	-081958
0.27929	-084454
0.28184	-087004
0.28441	-089608
0.28700	-092266
0.28961	-094978
0.29224	-097744
0.29489	-100564
0.29756	-103438
0.30026	-106366
0.30300	-109348
0.30576	-112384
0.30855	-115474
0.31137	-118618
0.31421	-121816
0.31708	-125068
0.31998	-128374
0.32291	-131734
0.32587	-135148
0.32886	-138616
0.33188	-142138
0.33492	-145714
0.33799	-149344
0.34109	-153028
0.34421	-156766
0.34736	-160558
0.35054	-164404
0.35374	-168304
0.35697	-172258
0.36022	-176266
0.36350	-180328
0.36680	-184444
0.37013	-188614
0.37349	-192838
0.37688	-197116
0.38030	-201448
0.38374	-205834
0.38721	-210274
0.39071	-214768
0.39424	-219316
0.39780	-223918
0.40139	-228574
0.40501	-233284
0.40866	-238048
0.41234	-242866
0.41605	-247738
0.41979	-252664
0.42356	-257644
0.42736	-262668
0.43119	-267746
0.43504	-272878
0.43892	-278064
0.44283	-283304
0.44677	-288598
0.45074	-293946
0.45474	-299348
0.45877	-304804
0.46283	-310314
0.46692	-315878
0.47104	-321496
0.47519	-327168
0.47937	-332894
0.48358	-338674
0.48782	-344508
0.49209	-350396
0.49639	-356338
0.50072	-362334
0.50508	-368384
0.50947	-374488
0.51389	-380646
0.51834	-386858
0.52282	-393124
0.52733	-399444
0.53187	-405818
0.53644	-412246
0.54104	-418728
0.54567	-425264
0.55033	-431854
0.55502	-438498
0.55974	-445196
0.56449	-451948
0.56927	-458754
0.57408	-465614
0.57892	-472528
0.58379	-479496
0.58869	-486518
0.59362	-493594
0.59858	-500724
0.60357	-507908
0.60859	-515146
0.61364	-522438
0.61872	-529784
0.62383	-537184
0.62897	-544638
0.63414	-552146
0.63934	-559708
0.64457	-567324
0.64983	-574994
0.65512	-582718
0.66044	-590498
0.66579	-598334
0.67117	-606224
0.67658	-614168
0.68202	-622166
0.68749	-630218
0.69299	-638324
0.69852	-646484
0.70408	-654698
0.70967	-662966
0.71529	-671288
0.72094	-679664
0.72662	-688094
0.73233	-696578
0.73807	-705116
0.74384	-713708
0.74964	-722354
0.75547	-731054
0.76133	-739808
0.76722	-748616
0.77314	-757478
0.77909	-766394
0.78507	-775464
0.79108	-784588
0.79712	-793766
0.80319	-802998
0.80929	-812284
0.81542	-821624
0.82158	-830918
0.82777	-840266
0.83399	-849668
0.84024	-859124
0.84652	-868634
0.85283	-878198
0.85917	-887816
0.86554	-897488
0.87194	-907214
0.87837	-917096
0.88483	-927034
0.89132	-937028
0.89784	-947078
0.90439	-957184
0.91097	-967346
0.91758	-977564
0.92422	-987838
0.93089	-998166
0.93759	-1008548
0.94433	-1018984
0.95110	-1029474
0.95790	-1040018
0.96473	-1050618
0.97159	-1061274
0.97848	-1071986
0.98540	-1082754
0.99235	-1093578
0.99933	-1104458

EL PROGRAMA HA CONCLUIDO, GRACIAS.

18401

ICMANN FILE 112712

El resultado del programa anterior, es una gráfica de desplazamiento de la rueda vs. Relación de Palancaje, de la cual se observa una curva de progresión aceptable y semejante a la que describe el sistema en referencia PRO-LINK. Con esto podemos decir, que el desarrollo de un sistema de eslabonamiento para generar progresión en un Sistema de Suspensión Trasera de una motocicleta ha concluido, -- quedando únicamente pendientes las pruebas físicas del sistema, las cuales se realizan montando el sistema desarrollado en el vehículo -- para la cual fué diseñado. Posteriormente se hace transitar el -- vehículo sobre superficies verdaderamente difíciles, a fin de que el experto conductor determine si su funcionamiento es correcto, ó si -- su progresividad es la adecuada.

## CONCLUSIONES

En los capítulos anteriores, se habló mucho sobre sistemas de -- suspensión trasera que proporcionaron un ancho rango de desplazamiento de rueda y una curva aceptable de progresión. Esto es exactamente lo que los expertos conductores de este tipo de vehículos desean, pero lamentablemente, el sistema mono-amortiguador es utilizado en -- vehículos de manufactura extranjera y por lo tanto los conductores de vehículos nacionales con sistema de doble-amortiguador, se encuentran en desventaja vehicular.

Se espera que, con el desarrollo anterior, la industria motociclística nacional adapte el sistema mostrado en sus vehículos a fin de proporcionar al usuario todas las ventajas descritas del sistema mono-amortiguador. A continuación se muestra un dibujo del sistema de eslabonamientos desarrollados que satisface plenamente con el objetivo y que se apega funcionalmente a los requerimientos propios de un sistema de mono-amortiguador. Nótese que el resultado obtenido es un sistema original, diferente a todos los sistemas descritos, por lo -- que facilita enormemente su adaptación a cualquier vehículo de producción actual. Esto quiere decir que, si el sistema mostrado no satisface dimensionalmente las características de un vehículo, éstas pueden corregirse sin restricción alguna, ya que si se cambia una ó varias dimensiones del sistema, primero se analizaría el cambio dentro del sistema de cómputo, a través del programa codificado en el capítulo anterior, con el cual anticipadamente se conocerían los efectos -- sobre la curva de progresión.

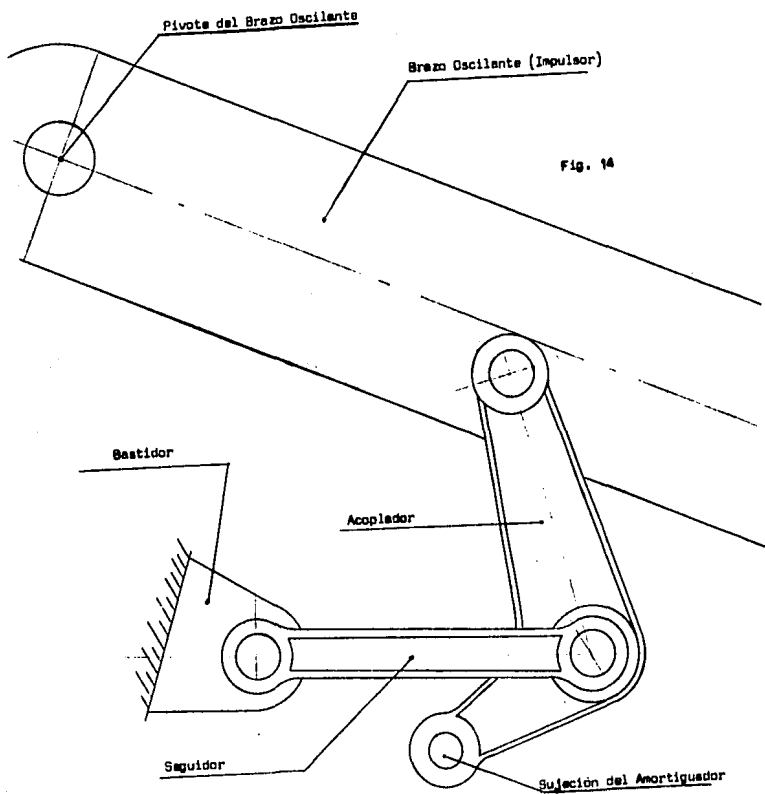


Fig. 14

Es importante enfatizar que el cambio en la curva de progresividad puede o no ser favorable, todo depende tanto del punto de vista del fabricante como el tipo, cilindrada y uso del vehículo al cual se le intenta adaptar el sistema desarrollado.

BIBLIOGRAFIA

1. Schilling, Phil. The motorcycle World. Nueva York, The Ridge -- Press, 1974, 252 p.
2. Gianatsis, Jim. Design and Tuning For Motocross. Wisconsin, - - Motorbooks International, 1981, 96 p.
3. Murril, Paul W. y Smith Cecil L. Lenguaje de Programación Basic.- México, Representaciones y Servicios de Ingeniería, 1972, 163 p.
4. Krick, Edward V. Introducción a la Ingeniería y al Diseño en la - Ingeniería. 2a. ed. México, Limusa, 1978, 239 p.
5. Shigley, Joseph Edward y Vicker, John Joseph Jr. Teoría de Máqui- nas y Mecanismos. México, Mc Graw-Hill, 1983, 613 p. (con notas- de pie de página).
6. How Pro-Link Works. IL Cycle 34-6 + Mr' 81.
7. Single Shock Systems. S. Hunter. IL Cycle 32: 41-3 + S' 81.
8. Come Sul Velluto Col Monoammortizzatore, M. Riccardi. Motociclis- mo 72-84 + Ap' 81.
9. Anfossi, Agustín. Geometría Analítica. México, Progreso, 1974,- 240 p.
10. Dampers. K. Cameron. IL Cycle 32:73-75 D' 81.